

**PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DE MINAS GERAIS**  
**Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica**

**Alex de Oliveira**

**DESEMPENHO E EMISSÕES DE UM MOTOR DIESEL UTILIZANDO**  
**DIFERENTES TÉCNICAS DE INJEÇÃO DE ETANOL**

**Belo Horizonte**

**2015**

**Alex de Oliveira**

**DESEMPENHO E EMISSÕES DE UM MOTOR DIESEL UTILIZANDO  
DIFERENTES TÉCNICAS DE INJEÇÃO DE ETANOL**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. José Ricardo Sodré, Ph.D.

**Belo Horizonte**

**2015**

FICHA CATALOGRÁFICA

Elaborada pela Biblioteca da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais

O49d Oliveira, Alex de  
Desempenho e emissões de um motor diesel utilizando diferentes técnicas de injeção de etanol / Alex de Oliveira. Belo Horizonte, 2015.  
229 f. : il.

Orientador: José Ricardo Sodré  
Dissertação (Mestrado) – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais.  
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

1. Motor diesel. 2. Automóveis - Motores - Sistemas de injeção eletrônica de combustível. 3. Álcool. 4. Combustíveis para motores. 5. Energia - Consumo. I. Sodré, José Ricardo. II. Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

SIB PUC MINAS

CDU: 629.113-843

**Alex de Oliveira**

**DESEMPENHO E EMISSÕES DE UM MOTOR DIESEL UTILIZANDO  
DIFERENTES TÉCNICAS DE INJEÇÃO DE ETANOL**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

---

Prof. José Ricardo Sodré, Ph.D. (Orientador) – PUC Minas

---

Prof. Sérgio de Moraes Hanriot, D.Sc. – PUC Minas

---

Prof. Rogério Jorge Amorim, Ph.D. – PUC Minas

---

Prof. Mario Eduardo Santos Martins, Ph.D. - UFSM

Belo Horizonte, 27 de fevereiro de 2015.

Este trabalho é dedicado aos meus pais  
Alexandre e Silvânia, minha base,  
fontes de apoio e carinho  
incondicionais.

## **AGRADECIMENTOS**

A Deus, pela força durante esta difícil caminhada.

À minha família e à minha namorada Marina, pelo apoio e incentivo incondicionais.

Ao Professor José Ricardo, pela orientação, oportunidade e conhecimentos compartilhados.

Ao Professor Osmano Valente pelo aprendizado, experiência e confiança.

Ao Professor Martinho Murta, pela indicação para minha entrada neste grupo de pesquisa e ensinamentos.

Ao André Morais, pela parceria durante todos esses anos de pesquisa no Laboratório de Motores.

Aos colegas Marco Aurélio e Deliene pela ajuda nos experimentos.

Ao Lucas pela disponibilidade no Laboratório de Processos de Fabricação.

Aos alunos que passaram pelo Laboratório de Motores, pela contribuição nos experimentos realizados.

Ao projeto VALE/FAPEMIG TEC RDP 00198-10, pela concessão da bolsa de estudos e financiamento do projeto.

A todos que, de alguma forma, contribuíram para este trabalho.

## RESUMO

Este trabalho apresenta um estudo de diferentes técnicas de injeção de etanol em um motor diesel operando no modo bicomcombustível com óleo diesel contendo 7% de biodiesel (B7). As técnicas utilizadas consistem da utilização de misturas de óleo diesel e etanol anidro (99,8% de pureza) injetadas diretamente na câmara de combustão do motor em percentuais de 5, 10 e 15 wt% em B7 e da injeção de etanol hidratado no coletor de admissão de ar do motor em percentuais de 5, 10, 15, 20, 25 e 30% em B7. O modo de substituição com o uso de misturas foi realizado sem alterações no motor, já para o modo de injeção indireta um sistema de controle de alimentação de etanol foi desenvolvido e é apresentado. O estudo experimental foi realizado em um grupo motor-gerador de energia elétrica equipado com um motor de ignição por compressão de potência nominal de 49 kW e com um sistema de aquisição de dados para avaliação do desempenho e emissões do motor para as diferentes configurações. Os resultados foram comparados com o óleo diesel padrão B7 e mostraram aumento da pressão no interior do cilindro e da taxa líquida de liberação de calor com a utilização de etanol, principalmente em cargas altas. Houve manutenção da eficiência térmica com utilização das misturas de óleo diesel e etanol e aumento de até 13% com a injeção indireta de etanol. A utilização do etanol causou redução na temperatura de exaustão e nas emissões de dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>), emitindo até 8,6% menos para mistura com 15% de etanol e 12% menos com injeção de 25 e 30% de etanol. As emissões de monóxido de carbono (CO), hidrocarbonetos totais (THC) e óxidos de nitrogênio (NO<sub>x</sub>) apresentaram comportamentos distintos dependendo da carga, concentração e modo de injeção de etanol.

Palavras-chave: Motor diesel. Etanol. Bicomcombustível. Sistema de injeção. Energia.

## ABSTRACT

This paper presents a study of different ethanol injection techniques in a diesel engine operating in dual fuel mode with diesel oil containing 7% biodiesel (B7). The employed techniques consist of the use of diesel oil and anhydrous ethanol blends (99.8% purity) directly injected into the engine combustion chamber with ethanol concentrations of 5, 10 and 15 wt% in B7, and hydrous ethanol injection into the engine intake manifold with concentrations of 5, 10, 15, 20, 25 and 30% in B7. The use of fuel blends was applied without engine modifications and, for indirect injection of ethanol, an electronic injection system was developed and is presented. The experimental study was conducted in a diesel power generator equipped with a 49 kW compression ignition engine and with a data acquisition system to evaluate engine performance and emissions for the different settings. The results were compared with standard diesel oil (B7) and showed an increase of in-cylinder pressure and net heat release rate with the use of ethanol, mainly at high loads. There was no changes of the thermal efficiency with the use of blends of diesel oil and ethanol and an increase up to 13% with indirect injection of ethanol. The use of ethanol caused a reduction of exhaust gas temperature and carbon dioxide (CO<sub>2</sub>) emissions, emitting up to 8,6% less for the blend with 15% of ethanol and 12% less fumigating 25% and 30% of ethanol. Carbon monoxide (CO), total hydrocarbons (THC) and oxides of nitrogen (NO<sub>x</sub>) emissions showed different behavior according to load, ethanol concentration and injection mode.

Keywords: Diesel engine. Ethanol. Dual fuel. Injection system. Energy.

## LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1 - Evolução da produção nacional de etanol anidro e hidratado – 2003 - 2012.....	42
FIGURA 2 - Emissões de NO <sub>x</sub> por tipo de combustível .....	44
FIGURA 3 – Sistema de injeção indireta de óleo diesel .....	77
FIGURA 4 – Sistema de injeção direta de óleo diesel .....	78
FIGURA 5 – Injeção indireta em motores de ignição por centelha .....	78
FIGURA 6 - Taxa de liberação de calor em função do ângulo do virabrequim.....	90
FIGURA 7 - Modelo de cálculo do calor liberado .....	92
FIGURA 8 - Técnicas de utilização de etanol em motores diesel.....	97
FIGURA 9 - Grupo motor/gerador .....	101
FIGURA 10 - Sistema de injeção de óleo diesel.....	102
FIGURA 11 - Componentes de um eletro injetor .....	102
FIGURA 12 – Ramo de distribuição do etanol instalado no coletor de admissão de ar .....	103
FIGURA 13 – Detalhe do ramo de distribuição do etanol .....	103
FIGURA 14 - Roda dentada e sensor magnético instalados no motor.....	104
FIGURA 15 - Vista em corte de um sensor de detonação piezoelétrico.....	106
FIGURA 16 - Instalação do sensor de detonação.....	106
FIGURA 17 - Identificação da combustão nos cilindros .....	107
FIGURA 18 - Sinal sensor piezoelétrico (Matlab).....	108
FIGURA 19 - Análise FFT do sinal do sensor piezoelétrico (Matlab) .....	109
FIGURA 20 - Sinal Filtrado .....	109
FIGURA 21 – Sistema de controle da injeção de etanol.....	110
FIGURA 22 - Curva de vazão dos eletro injetores.....	112
FIGURA 23 - Balança para medição da massa de óleo diesel e misturas de óleo diesel e etanol .....	114
FIGURA 24 - Balança para medição da massa de etanol.....	114
FIGURA 25 - Sensor de Pressão Kistler 6061B e Amplificadores de Cargas 5037B1 e 5037B3 .....	116
FIGURA 26 – Posição de instalação do sensor de pressão .....	117
FIGURA 27 - Diagrama do aparato experimental.....	120
FIGURA 28 – Pressão na câmara utilizando óleo diesel padrão.....	128
FIGURA 29 – Taxa líquida de liberação de calor utilizando óleo diesel padrão.....	128
FIGURA 30 – Atraso de ignição para as misturas de óleo diesel e etanol.....	129

FIGURA 31 – Pressão na câmara utilizando misturas de óleo diesel e etanol.....	131
FIGURA 32 – Taxa líquida de liberação de calor utilizando misturas de óleo diesel e etanol .....	132
FIGURA 33 - Vazão de combustível utilizando misturas de óleo diesel e etanol .....	135
FIGURA 34 – Razão A/C utilizando misturas de óleo diesel e etanol.....	135
FIGURA 35 – Consumo específico de combustível para misturas óleo diesel-etanol.....	137
FIGURA 36 – Eficiência térmica do motor utilizando misturas de óleo diesel e etanol .....	138
FIGURA 37 – Temperatura de exaustão do motor utilizando misturas de óleo diesel e etanol .....	140
FIGURA 38 – Emissões de CO <sub>2</sub> do motor utilizando misturas de óleo diesel e etanol .....	141
FIGURA 39 – Emissões de CO do motor utilizando misturas de óleo diesel e etanol .....	143
FIGURA 40 – Emissões de O <sub>2</sub> do motor utilizando misturas óleo diesel-etanol .....	144
FIGURA 41 – Emissões de THC do motor utilizando misturas de óleo diesel e etanol .....	145
FIGURA 42 – Emissões específicas de NO do motor utilizando misturas de óleo diesel e etanol .....	147
FIGURA 43 – Emissões de NO <sub>x</sub> do motor utilizando misturas de óleo diesel e etanol .....	148
FIGURA 44 – Atraso de ignição para operação do motor com injeção indireta de etanol ....	149
FIGURA 45 – Pressão na câmara do motor com injeção indireta de etanol.....	152
FIGURA 46 – Taxa líquida de liberação de calor do motor com injeção indireta de etanol .	153
FIGURA 47 – Consumo de etanol do motor no modo de injeção indireta .....	155
FIGURA 48 – Consumo de óleo diesel do motor no modo de injeção indireta.....	156
FIGURA 49 – Razão A/C do motor no modo de injeção indireta .....	156
FIGURA 50 – Consumo específico normalizado do motor operando com injeção indireta de etanol .....	157
FIGURA 51 – Eficiência térmica do motor operando com injeção indireta de etanol .....	160
FIGURA 52 - Temperatura de exaustão operando com óleo diesel e etanol .....	162
FIGURA 53 – Taxa líquida de liberação de calor no final da combustão na operação com injeção indireta de etanol - Carga: 0 kW .....	163
FIGURA 54 – Taxa líquida de liberação de calor no final da combustão na operação com injeção indireta de etanol - Carga: 37,5 kW .....	163
FIGURA 55 – Emissões de CO <sub>2</sub> do motor operando com injeção indireta de etanol .....	165
FIGURA 56 – Emissões de CO do motor operando com injeção indireta de etanol.....	166
FIGURA 57 – Emissões de O <sub>2</sub> do motor operando com injeção indireta de etanol.....	167
FIGURA 58 – Emissões de THC do motor operando com injeção indireta de etanol .....	169

FIGURA 59 – Emissões de NO do motor operando com injeção indireta de etanol .....	170
FIGURA 60 – Emissões de NO <sub>x</sub> do motor operando com injeção indireta de etanol.....	171
FIGURA 61 – Razão NO/NO <sub>x</sub> para as emissões do motor operando com injeção indireta de etanol .....	172

## LISTA DE TABELAS

TABELA 1 - Estado da Arte .....	70
TABELA 2 - Propriedades do óleo diesel .....	79
TABELA 3 - Formas de comercialização do óleo diesel .....	80
TABELA 4 - Propriedades do etanol .....	82
TABELA 5 - Modos de operação utilizando óleo diesel e etanol .....	99
TABELA 6 - Características do motor diesel MWM.....	100
TABELA 7 - Características do gerador de energia elétrica .....	101
TABELA 8 - Sensor de Pressão Kistler .....	116

## LISTA DE ABREVIATURAS

Mín.          Mínimo

## LISTA DE SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ANP	Agência Nacional do Petróleo
APMI	Antes do ponto morto inferior
APMS	Antes o ponto morto superior
A/C	Razão ar combustível
B7	Óleo diesel com 7% de biodiesel (v/v)
C	Carbono
CA	Ângulo do virabrequim – <i>crank angle</i>
CH <sub>4</sub>	Metano
CHO	Aldeídos totais
CO	Monóxido de carbono
CO <sub>2</sub>	Dióxido de carbono
CONAMA	Conselho Nacional do Meio Ambiente
DPMS	Depois do ponto morto superior
E85	Combustível composto por 85% de etanol e 15% de gasolina
EGR	<i>Exhaust Gas Recirculation</i> – Recirculação dos Gases da Exaustão
ELR	<i>European Load Response</i> – Ciclo Europeu de Resposta em Carga
FFT	Fast Fourier Transform – Transformada Rápida de Fourier
FID	<i>Flame Ionization Detection</i> – Detecção por ionização da chama
F/A	Razão combustível/ar
H	Hidrogênio
H <sub>2</sub>	Gás hidrogênio
H <sub>2</sub> O	Água
HC	Hidrocarbonetos
He	Hélio
HO <sub>2</sub>	Hidroperoxila
ISO	International Organization for Standardization
N	Nitrogênio
N <sub>2</sub>	Gás Nitrogênio
NMHC	Hidrocarbonetos não-metano
NO	Monóxido de nitrogênio
NO <sub>2</sub>	Dióxido de nitrogênio

NO <sub>x</sub>	Óxidos de nitrogênio
O	Oxigênio
O <sub>2</sub>	Gás oxigênio
OH	Hidróxido
PCI	Poder calorífico inferior
PCS	Poder calorífico superior
PM	Material particulado
PMS	Ponto motor superior
ppm	Partes por milhão
PROCONVE	Programa de Controle de Poluição do Ar por Veículos Automotores
RPM	Rotações por minuto
THC	Hidrocarbonetos Totais

## SIMBOLOGIA

A, B, C, D	Termos dependentes do modo de substituição e da curva dos eletro injetores
$B_o$	Pressão barométrica da sala de testes observada durante os ensaios (mmHg)
$B_P$	Pressão atmosférica padrão (736 mmHg)
$C_c$	Concentração do componente (ppm ou %)
$c_p$	Calor específico a pressão constante
$c_v$	Calor específico a volume constante (kJ/kg)
$d_2$	Diâmetro do orifício (m)
$h_f$	Entalpia específica (kJ/kg)
$h_i$	Entalpia do fluxo $i$ entrando ou saindo do sistema (kJ/kg)
$h_o$	Pressão parcial de vapor da sala de testes observada durante os ensaios (mmHg)
$h_P$	Pressão parcial de vapor de água no ar padrão (10,5 mmHg)
$I_{\dot{m}_{ar}}$	Incerteza da vazão mássica de ar (%)
$I_{\dot{m}_f}$	Incerteza associada à equação da vazão mássica de combustível (%)
$I_{m_f}$	Incerteza da medida de massa final (%)
$I_{m_i}$	Incerteza da medida de massa inicial (%)
$I_{t_f}$	Incerteza da medida de tempo final (%)
$I_{t_i}$	Incerteza da medida de tempo inicial (%)
$I_{A/D}$	Incerteza da placa de aquisição de dados (%)
$I_{T_{entar}}$	Incerteza da medida da temperatura de entrada de ar (%)
$I_{VP}$	Incerteza da tensão do sistema de medição de pressão (%)
$I_{Vtp}$	Incerteza da tensão do sistema de medição de temperatura (%)
$I_{Vtr}$	Incerteza da tensão do sistema de medição de temperatura (%)
$I_{cal}$	Incerteza da calibração (%)
$I_{C_c}$	Incerteza total das emissões específicas (%)
$I_{cond}$	Incerteza do condicionador de sinais (%)
$I_{condP}$	Incerteza do condicionador de sinais do transdutor de pressão (%)
$I_{filtro}$	Incerteza do filtro passa-baixas (%)
$I_{gas}$	Incerteza do equipamento para o gás de exaustão medido (%)
$I_{gas}$	Resolução do equipamento para o gás de exaustão medido (%)
$I_{lin.}$	Incerteza relacionada à linearidade de leitura do equipamento (%)

$I_{média}$	Incertezas dos testes (%)
$I_{rep.}$	Incerteza relacionada à repetitividade de leitura do equipamento (%)
$I_{res.}$	Incerteza relacionada à resolução do equipamento (%)
$I_{sfc}$	Incerteza associada à equação do consumo específico de combustível (%)
$I_{termopar}$	Incerteza do termopar (%)
$I_{termor}$	Incerteza do termorresistor (%)
$I_{tht}$	Incerteza da medida de temperatura pelo termohigrômetro (°C)
$I_{thur}$	Incerteza da medida de umidade relativa termohigrômetro (%)
$I_{tot\dot{m}_f}$	Incerteza total da vazão mássica de combustível (%)
$I_{tot\eta_{t,r}}$	Incerteza total da eficiência térmica normalizada (%)
$I_{totAC}$	Incerteza total do cálculo da razão ar combustível (%)
$I_{totP}$	Incerteza total do sistema de medição de pressão (%)
$I_{totSFC}$	Incerteza total do consumo específico de combustível (%)
$I_{totear}$	Incerteza da medida da temperatura de entrada de ar (%)
$I_{totgas}$	Incerteza total das medidas do componente do gás de exaustão (%)
$I_{totgas}$	Incerteza total das medidas do componente do gás de exaustão (%)
$I_{totmar}$	Incerteza total da vazão mássica de ar (%)
$I_{totmf}$	Incerteza total da vazão mássica de combustível (%)
$I_{totpot}$	Incerteza total das medidas de potência (%)
$I_{tottp}$	Incerteza total do sistema de medição de temperatura por termopares (%)
$I_{tottr}$	Incerteza total do sistema de medição de temperatura termorresistores (%)
$I_{totur}$	Incerteza total das medidas de umidade relativa (%)
$I_{tpupd}$	Incerteza da potência medida pelo UPD-200 (%)
$I_{transdutorP}$	Incerteza do transdutor de pressão (%)
$I_{\eta_t}$	Incerteza associada à equação da eficiência térmica (%)
$I_{\rho_1}$	Incerteza da medida de massa específica à montante da placa de orifício (%)
K	Variável do fator de normalização (adimensional)
m	Massa no interior do volume de controle (kg)
$m_f$	Massa inicial de combustível no tanque (kg)
$m_i$	Massa final de combustível no tanque (kg)
$\dot{m}_{d0}$	Vazão mássica de óleo diesel no modo padrão (kg/h)
$\dot{m}_{d1}$	Vazão mássica de óleo diesel no modo bicomcombustível (kg/h)

$\dot{m}_f$	Taxa de escoamento de massa de combustível para o interior do cilindro (kg/s)
$\dot{m}_i$	Taxa de escoamento de massa no interior do sistema através das fronteiras do volume de controle na posição $i$ (kg/s)
$\dot{m}_{ar}$	Vazão mássica de ar admitido pelo motor (kg/h)
$\dot{m}_{d,corresp.}$	Vazão mássica de óleo diesel correspondente (kg/h)
$\dot{m}_d$	Vazão mássica de óleo diesel (kg/h)
$\dot{m}_e$	Vazão mássica de etanol (kg/h)
$\dot{m}_f$	Vazão mássica de combustível (kg/h)
$n$	Número de testes realizados
$P$	Potência elétrica de demanda (kW)
$p$	Pressão no interior do cilindro (kPa)
$P_C$	Pressão medida pelo sensor de pressão (bar)
$P_{\%}$	Percentual de substituição (%)
$PCI_d$	Poder calorífico inferior do óleo diesel (kJ/kg)
$PCI_e$	Poder calorífico inferior do etanol (kJ/kg)
$P_b$	Potência disponível no eixo do motor (kW)
$T_o$	Temperatura do ar de admissão observada durante os ensaios (K)
$T_{tp}$	Temperatura medida pelo termopar ( $^{\circ}\text{C}$ )
$T_{tr}$	Temperatura medida pelo termorresistor ( $^{\circ}\text{C}$ )
$V_P$	Tensão gerada pelo sistema de medição de pressão (V)
$V_{tp}$	Tensão gerada pelo sistema de medição de temperatura (mV)
$V_{tr}$	Tensão gerada pelo sistema de medição de temperatura (mV)
$p_1$	Pressão do fluido na entrada do orifício (Pa)
$p_2$	Pressão do fluido na saída do orifício (Pa)
$sfc$	<i>Specific Fuel Consumption</i> – Consumo Específico de Combustível (kg/kW.h)
$sfc_b$	Consumo específico de combustível no modo bicombustível (kg/kW.h)
$sfc_n$	Consumo específico de combustível no modo bicombustível (kg/kW.h)
$t$	Tempo de abertura dos eletro injetores (ms)
$t_i$	Tempo inicial (s)
$t_f$	Tempo final (s)
$T_P$	Temperatura do ar padrão ( $20\text{ }^{\circ}\text{C} = 293\text{ K}$ )
$V$	Volume do cilindro ( $\text{m}^3$ )
$wt\%$	Percentual em base mássica – <i>weight percent</i>

$\alpha$	Fator de normalização (adimensional)
$\alpha_1$	Coefficiente de descarga da placa de orifício (adimensional)
$\delta W$	Trabalho mecânico realizado pelo sistema (kJ)
$\varepsilon$	Fator de expansão do escoamento (adimensional)
$\lambda$	Razão de equivalência da mistura ar/combustível (adimensional)
$\rho_1$	Massa específica do fluido na entrada do orifício (kg/m <sup>3</sup> )
$\tau$	Torque (N.m)
$\beta$	Fator de normalização do consumo específico de combustível (adimensional)
$\gamma$	Razão entre os calores específicos (adimensional)
$\omega$	Rotação do motor (rev/s)
$\rho_{cc}$	Massa específica média do componente na exaustão (g/dm <sup>3</sup> )
$\rho_e$	Massa específica média do gás de exaustão (g/dm <sup>3</sup> )
$\left(\frac{A}{F}\right)_S$	Razão ar/combustível estequiométrica
$\left(\frac{F}{A}\right)_S$	Razão combustível/ar estequiométrica
$\frac{dQ}{dt}$	Taxa de transferência de calor através das fronteiras do volume de controle (kJ/s)
$\frac{dU}{dt}$	Variação da energia interna da mistura no interior do cilindro (kJ/s)
$\delta Q_f$	Calor transferido para dentro do sistema (calor liberado) (kJ)
$\delta Q_w$	Calor transferido para as paredes do cilindro (kJ)
$I_{(P1-P2)}$	Incerteza da medida da diferença das pressões à montante e à jusante da placa de orifício (%)
$\frac{dQ_T}{dt}$	Taxa aparente total de liberação de calor (kJ/s)
$\frac{dQ_W}{dt}$	Taxa de calor transferido para as paredes do cilindro (kJ/kg)
$\frac{dQ_l}{dt}$	Taxa aparente líquida de liberação de calor (kJ/s)
$sf c_{eq.}$	Consumo específico de combustível equivalente (kg/kW.h)
$\bar{x}$	Média dos resultados
$x_i$	Resultado do teste $i$
$\eta_m$	Rendimento mecânico do motor (adimensional)
$\eta_t$	Eficiência térmica (%)
$\eta_{t,b}$	Eficiência térmica do motor no modo bicombustível (%)
$\eta_{t,n}$	Eficiência térmica normalizada (%)

$\sigma_1$	Desvio padrão do teste 1 (%)
$\sigma_2$	Desvio padrão do teste 2 (%)
$\sigma_3$	Desvio padrão do teste 3 (%)
$\sigma_{média}$	Desvio padrão médio (%)
$\emptyset$	Razão de equivalência da mistura combustível/ar (adimensional)
$\emptyset_P$	Umidade relativa padrão (60%)
$\Delta t$	Intervalo de tempo (h)

## SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO.....	41
1.1 Objetivos .....	42
1.2 Justificativa .....	43
1.3 Escopo da dissertação .....	45
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	47
2.1 Utilização de etanol em motores diesel.....	47
2.2 Solubilidade de misturas óleo diesel-etanol .....	49
2.3 Testes de motores diesel operando com misturas de óleo diesel e etanol.....	50
2.4 Injeção indireta de etanol.....	60
2.5 Resumo do estado da arte.....	70
3 FUNDAMENTOS TEÓRICOS.....	77
3.1 Sistemas de injeção de combustível.....	77
3.2 Óleo diesel .....	79
3.3 Etanol como combustível alternativo .....	80
3.4 Parâmetros de motores e combustíveis .....	83
3.4.1 <i>Poder calorífico</i> .....	83
3.4.2 <i>Número de cetano</i> .....	83
3.4.2.1 <u>Misturas de óleo diesel e etanol</u> .....	84
3.4.3 <i>Potência</i> .....	84
3.4.4 <i>Consumo específico</i> .....	84
3.4.5 <i>Eficiência térmica</i> .....	86
3.4.6 <i>Razão ar/combustível e razão combustível/ar</i> .....	87
3.4.7 <i>Razão de equivalência da mistura</i> .....	87
3.4.8 <i>Combustão em motores de ignição por compressão</i> .....	89
3.4.8.1 <u>Taxa de liberação de calor</u> .....	91
3.4.9 <i>Formação de poluentes</i> .....	93
3.4.9.1 <u>Formação de óxidos de nitrogênio</u> .....	94
3.4.9.2 <u>Formação de monóxido de carbono</u> .....	95
3.4.9.3 <u>Emissão de hidrocarbonetos não queimados</u> .....	95
3.4.9.4 <u>Emissão de material particulado</u> .....	96
3.5 Motores bicombustível .....	96
3.5.1 <i>Determinação da massa de etanol para substituição do óleo diesel</i> .....	97
4 METODOLOGIA .....	99
4.1 Substituição parcial do óleo diesel por etanol.....	99
4.2 Aparato experimental .....	99
4.2.1 <i>Grupo motor gerador de energia elétrica</i> .....	100
4.2.2 <i>Sistema de injeção indireta de etanol</i> .....	102
4.2.3 <i>Sistema de aquisição de dados</i> .....	111
4.2.3.1 <u>Vazão volumétrica do ar admitido</u> .....	113
4.2.3.2 <u>Aquisição de temperaturas, umidade e pressão barométrica</u> .....	113
4.2.3.3 <u>Massa de combustível nos tanques</u> .....	113
4.2.3.4 <u>Analisador de gases</u> .....	117
4.2.3.5 <u>Controle das cargas de testes e parâmetros da energia elétrica gerada</u> .....	119
4.2.3.6 <u>Monitoramento do sistema de injeção eletrônica</u> .....	119
4.3 Procedimento Experimental .....	120

4.3.1 Ensaio com misturas de óleo diesel e etanol .....	123
4.3.2 Ensaio com injeção indireta de etanol .....	124
<b>5 RESULTADOS E DISCUSSÃO.....</b>	<b>127</b>
5.1 Ensaio com misturas de óleo diesel e etanol .....	127
5.1.1 Pressão na câmara de combustão e taxa líquida de liberação de calor .....	127
5.1.2 Consumo de combustível do motor operando com misturas óleo diesel-etanol .....	134
5.1.3 Consumo específico de combustível do motor no modo padrão e operando com misturas de óleo diesel e etanol .....	136
5.1.4 Eficiência térmica do motor operando com misturas óleo diesel-etanol .....	137
5.1.5 Temperatura de exaustão do motor operando com misturas óleo diesel-etanol.....	139
5.1.6 Níveis de emissão do motor operando com misturas óleo diesel-etanol .....	140
5.1.6.1 <u>Emissão de dióxido de carbono</u> .....	140
5.1.6.2 <u>Emissão de monóxido de carbono</u> .....	141
5.1.6.3 <u>Emissão de oxigênio</u> .....	143
5.1.6.4 <u>Emissão de hidrocarbonetos totais</u> .....	144
5.1.6.5 <u>Emissão de óxidos de nitrogênio</u> .....	146
5.2 Ensaio com injeção indireta de etanol .....	148
5.2.1 Pressão na câmara de combustão e taxa líquida de liberação de calor .....	148
5.2.2 Consumo de combustível do motor operando com injeção indireta de etanol .....	154
5.2.3 Consumo específico de combustível do motor com injeção indireta de etanol.....	157
5.2.4 Eficiência térmica do motor operando com injeção indireta de etanol .....	158
5.2.5 Temperatura de exaustão do motor operando com injeção indireta de etanol .....	161
5.2.6 Níveis de emissão do motor operando com injeção indireta de etanol .....	164
5.2.6.1 <u>Emissão de dióxido de carbono</u> .....	164
5.2.6.2 <u>Emissão de monóxido de carbono</u> .....	165
5.2.6.3 <u>Emissão de oxigênio</u> .....	166
5.2.6.4 <u>Emissão de hidrocarbonetos totais</u> .....	167
5.2.6.5 <u>Emissão de óxidos de nitrogênio</u> .....	169
<b>6 CONCLUSÕES.....</b>	<b>173</b>
6.1 Sugestões para trabalhos futuros.....	177
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>179</b>
<b>APÊNDICE A – DETERMINAÇÃO DA VAZÃO MÁSSICA DE ETANOL PARA INJEÇÃO INDIRETA .....</b>	<b>189</b>
<b>APÊNDICE B – PRESSÕES E TEMPOS DE INJEÇÃO PARA INJEÇÃO INDIRETA</b>	
<b>190</b>	
<b>APÊNDICE C – GRANDEZAS MEDIDAS E CALCULADAS DURANTE OS ENSAIOS.....</b>	<b>192</b>
C.1 Ensaio utilizando misturas de óleo diesel e etanol .....	192
C.2 Ensaio de injeção indireta de etanol .....	203
<b>APÊNDICE D – ANÁLISE DE INCERTEZAS DE MEDIÇÕES .....</b>	<b>217</b>

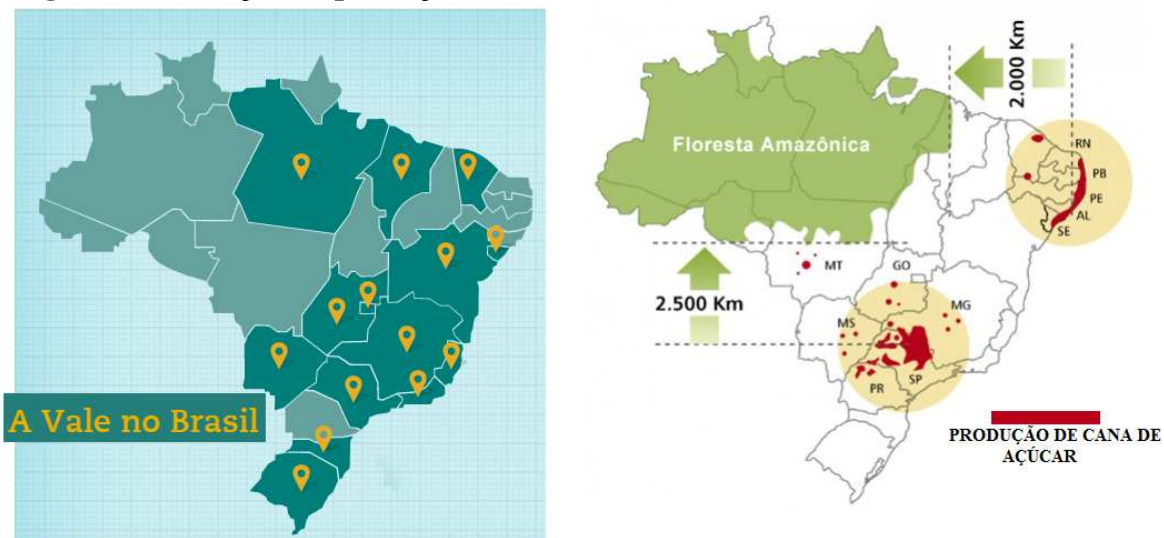
## 1 INTRODUÇÃO

Nas últimas décadas tem-se notado um grande esforço para reduzir as emissões de gases poluentes de motores de combustão interna através da modernização dos componentes mecânicos, sistemas eletrônicos de controle de injeção de combustível, sistemas de controle de emissões e utilização de combustíveis alternativos. O intenso uso de combustíveis derivados do petróleo é responsável por uma ameaça ambiental sob a forma de alterações climáticas e degradação da qualidade do ar. Os efeitos da má qualidade do ar podem não ser visíveis, mas estudos têm mostrado relação com o aumento de doenças relacionadas com problemas respiratórios e cardiovasculares (MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE, 2013). Como forma de diminuir a poluição, diversos países já aprovaram o uso de etanol como aditivo para a gasolina. O Brasil é um dos maiores produtores de etanol, e houve evolução na produção nacional de etanol anidro e hidratado na última década (UNICA, 2015).

Segundo a ÚNICA (2012), a produção de cana-de-açúcar no Brasil se concentra nas regiões Centro-Sul e Nordeste do Brasil. A viabilização do uso de etanol em motores diesel pode beneficiar empresas que utilizam o óleo diesel como combustível em caminhões, máquinas agrícolas e grupos geradores de energia elétrica, através da implantação de usinas de produção de etanol para consumo próprio, evitando o deslocamento para transporte do óleo diesel a ser utilizado e reduzindo os custos de transporte. Além disso, há o benefício da redução dos níveis de emissão pelo uso de um combustível que é considerado praticamente neutro nas emissões de CO<sub>2</sub>, quando se considera o ciclo fechado da produção ao consumo do etanol.

Uma das empresas beneficiadas pelo uso do etanol em substituição ao óleo diesel é a VALE S.A. A Figura 1 mostra nos mapas os estados de atuação da VALE S.A. e as principais regiões de produção de cana-de-açúcar no Brasil. A empresa tem o compromisso de reduzir 5% das suas emissões globais de gases do efeito estufa até 2020, principalmente emissões de carbono. Para isso, incentiva as áreas operacionais e centros de pesquisa na busca de soluções inovadoras, como a diversificação da matriz energética a partir de fontes renováveis (VALE S.A., 2013).

**Figura 1 - Evolução da produção nacional de etanol anidro e hidratado – 2003 - 2012**



Fonte: Adaptado de VALE (2015) e ÚNICA (2012)

## 1.1 Objetivos

O objetivo geral deste trabalho é investigar os efeitos de diferentes técnicas de injeção de etanol em um grupo motor-gerador diesel em operação bicompostível com óleo diesel comercial contendo 7% de biodiesel (B7) sobre o desempenho e emissões de poluentes. Esta dissertação tem os seguintes objetivos específicos:

- a) Definir as concentrações e utilizar misturas de etanol anidro misturado e B7 como combustível de um motor diesel estacionário testado sem alterações de sua configuração;
- b) Desenvolver um sistema de injeção indireta de etanol, com os injetores localizados no sistema de admissão do motor, e testar o sistema no motor diesel estacionário, com B7 sendo injetado diretamente na câmara de combustão como combustível piloto;
- c) Analisar os efeitos da utilização de misturas de óleo diesel e etanol e da injeção indireta de etanol nas características das curvas de pressão dos gases no interior do cilindro do motor e na taxa de liberação de calor;
- d) Analisar o consumo específico e os níveis de emissões de poluentes do motor diesel utilizando injeção direta de misturas de etanol e B7 e o sistema de injeção indireta de etanol.

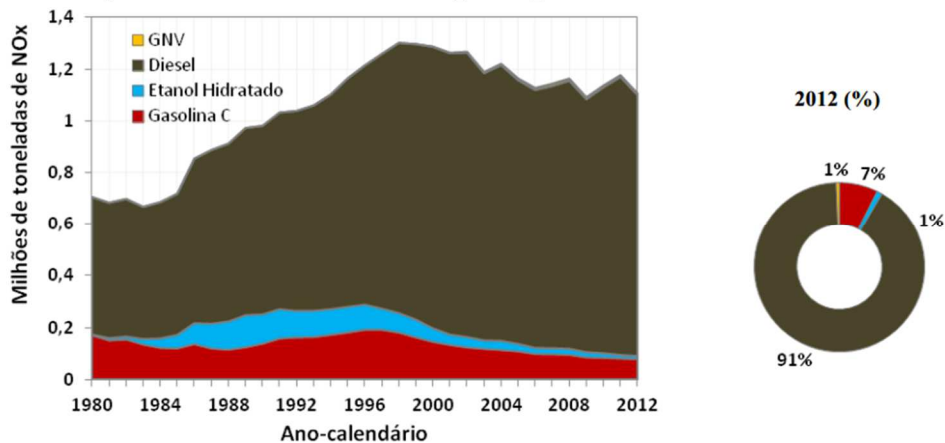
## 1.2 Justificativa

Os combustíveis fósseis estão presentes em inúmeras áreas da economia e foram fundamentais para o crescimento e modernização da civilização, tornando-se indispensáveis para diversos setores como: indústria, transporte, geração de energia, agricultura, dentre outros (IMRAN et al., 2013). Esse uso crescente de derivados do petróleo tem efeito prejudicial ao meio ambiente. Segundo Brasil (2013), na matriz de demanda total de energia do mundo em 2011 o petróleo respondeu por 32%, o carvão mineral 28%, o gás natural 21%, a biomassa 10,3%, a energia nuclear 5%, a energia hidráulica 2,3% e as demais fontes 1,4%. Já na matriz energética do Brasil, em 2012, os combustíveis fósseis responderam por 56,3%, sendo o petróleo 39,4%, o gás natural 11,5% e o carvão mineral 5,4%. Em relação às fontes renováveis os produtos de cana-de-açúcar correspondem a 15,4%, a energia hidráulica contribuiu com 13,9% e outras bioenergias com 3,9%. A lenha contribuiu com 9,1%, e o restante 1,4% de energia nuclear.

Nos últimos anos, houve um grande aumento das fiscalizações das emissões de motores de combustão interna e crescente preocupação com o meio ambiente. As legislações que controlam as emissões têm se tornado mais rígidas e a consciência internacional em favor do meio ambiente tem aumentado (IMRAN et al., 2013). Esses fatores servem como incentivo aos cientistas e pesquisadores na busca de combustíveis alternativos que emitam menos gases poluentes que os derivados de petróleo.

Song et al. (2002), Kowalewicz (2006), Wang et al. (2008) e Zhang et al. (2013) destacam que, atualmente, a emissão de óxidos de nitrogênio e material particulado é um dos maiores problemas de poluição das grandes cidades, tornando a busca por combustíveis menos poluentes cada vez mais importante. Um dos combustíveis mais promissores para substituir os combustíveis derivados do petróleo são os álcoois, principalmente etanol e metanol. O etanol é um combustível alternativo atrativo por ser de fonte renovável, possuir alto calor latente de vaporização, e ser um combustível oxigenado, livre de enxofre e ter alta velocidade de queima, com alto potencial de redução de emissões de óxidos de nitrogênio ( $\text{NO}_x$ ) e material particulado em motores com ignição por compressão (HANSEN, 2005). O Ministério do Meio Ambiente (2014) destaca que os veículos movidos a óleo diesel constituíram as fontes preponderantes na emissão de  $\text{NO}_x$  no Brasil, correspondendo a 91% do total de óxidos de nitrogênio emitidos em 2012, contra 7% da gasolina, 1% do etanol hidratado e 1% do gás natural veicular (GNV). Ou seja, em nível nacional, as emissões desse poluente estão concentradas nos veículos de carga. A Figura 2 ressalta a participação do óleo diesel nas emissões de  $\text{NO}_x$ .

**Figura 2 - Emissões de NO<sub>x</sub> por tipo de combustível**



Fonte: MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE, 2014

Os motores diesel são amplamente utilizados no transporte, em manufaturas, geração de energia elétrica, na construção e na agricultura (SZKLO e ULLER, 2008). Os gases de exaustão de motores diesel contribuem para a poluição do ar, incluindo material particulado (PM), NO<sub>x</sub> e monóxido de carbono (CO). Estudos já mostraram que a formação destes poluentes pode ser reduzida com a inclusão de combustíveis oxigenados na matriz de combustíveis fósseis. Estados Unidos e Brasil já utilizam álcool como elementos para diminuir as emissões da queima da gasolina (AHMED, 2001). A relação entre a energia renovável produzida e a energia fóssil utilizada na produção do etanol da cana de açúcar é de 8,9. Esta é a relação mais alta entre os combustíveis de biomassa no mundo. O etanol de milho produzido nos EUA, por exemplo, tem esta relação com valores entre 1,3 a 1,8 (MICHELLON, 2008). O Brasil tem o menor custo de produção de etanol e o maior rendimento em litros por hectare do mundo (BRASIL, 2013). A indústria brasileira tem patamares de produtividade elevados e com investimentos significativos na produção do etanol (MEDONÇA e JUNIOR, 2010) e é o país mais avançado, do ponto de vista tecnológico, na produção e no uso de etanol como combustível (BORGES, 2009).

Com o aumento do preço do petróleo após a crise de 1973, cresceram os estudos em busca de combustíveis alternativos. Naquela época o maior foco de estudo do uso de álcool era em motores de combustão interna com ignição por centelha, com poucas pesquisas em motores de combustão interna com ignição por compressão. Isso ocorreu devido às dificuldades de ignição do álcool nesse tipo de motor, causadas pelo baixo número de cetano desse combustível (SAHIN et al., 2007). Dentre as técnicas que visam diminuir o consumo de óleo diesel em motores com ignição por compressão, aumentar a eficiência dos motores já existentes e substituir o óleo diesel por combustíveis alternativos, como o etanol, estão entre as mais

pesquisadas (ISLAM et al.,1997). Motores diesel possuem alta razão de compressão, o que é uma vantagem ao se explorar a alta resistência à detonação do etanol (PADALA et al., 2013).

O uso de óleo diesel misturado com etanol foi objeto de pesquisa na década de 1980 e mostrou que a utilização desta técnica era possível para os motores diesel da época. O alto preço de produção do etanol na época possibilitou o uso do etanol somente em caso de falta de outros combustíveis. Já atualmente, o preço de produção de etanol permite a competição com o combustível óleo diesel (HANSEN et al., 2005); conseqüentemente, há interesse na utilização desse combustível em motores com ignição por compressão, com foco na redução de emissões de poluentes. A possibilidade de diminuição de reservas e o aumento do preço do petróleo e seu refino, assim como a degradação ambiental e o aumento da fiscalização quanto às emissões de poluentes, podem ser considerados os principais fatores de incentivo ao uso de combustíveis alternativos (GIAKOUMIS et al., 2013).

### **1.3 Escopo da dissertação**

O Capítulo 2 apresenta uma revisão bibliográfica de trabalhos de diversos autores relacionados à utilização de etanol em motores diesel. O Capítulo 3 apresenta uma conceituação teórica dos assuntos que são abordados nesta dissertação, envolvendo principalmente conceitos vinculados a motores de combustão interna. O Capítulo 4 apresenta a metodologia empregada nesta pesquisa, envolvendo o aparato experimental e os procedimentos que foram utilizados. No Capítulo 5 os resultados são apresentados e discutidos. O Capítulo 6 apresenta as conclusões obtidas com o estudo.



## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo apresenta trabalhos de diversos autores que estudaram o comportamento de motores diesel adaptados para utilização no modo bicomcombustível, com óleo diesel e etanol. As principais técnicas para adaptação do motor diesel para operação com etanol são revisadas.

### 2.1 Utilização de etanol em motores diesel

Balli et al. (2010) explicam que os motores com ignição por compressão têm a particularidade de poderem ser configurados para operação bicomcombustível. Nesse caso, o combustível piloto de autoignição é o óleo diesel, cuja concentração pode ser até 15% do total do combustível consumido. A utilização de motores no modo bicomcombustível foi primeiramente desenvolvida para se utilizar gás natural em motores diesel, modo em que se consegue diminuição de emissão de fuligem e NO<sub>x</sub> (SRINIVASAN et al. 2006 apud PADALA et al., 2013). Surawski et al. (2012) destacam duas vantagens do uso do etanol em motores com ignição por compressão. A primeira é a grande redução de emissão de PM em cargas plenas, e a segunda vantagem é que o uso de etanol garante o ciclo de vida dos gases de efeito estufa, principalmente se resíduos de madeira forem utilizados para a sua produção.

Para Zhu et al. (2010) os álcoois, quando utilizados como aditivos no óleo diesel, podem aumentar o oxigênio na mistura e aumentar o calor latente de evaporação, tendo potencial de reduzir as emissões de NO<sub>x</sub> e material particulado. Zhu et al. (2010), Tsang et al. (2010) e Hulwan e Joshi (2011) citam como desvantagens do uso de álcool em motores diesel a redução das propriedades lubrificantes e da capacidade de ignição do combustível.

Chauhan et al. (2011) destacam que a temperatura de autoignição do etanol é maior em comparação com a do óleo diesel. Os autores citam que o etanol é um combustível de difícil ignição por compressão devido ao baixo número de cetano. Os autores relatam que muitos estudos estão sendo realizados em busca da substituição do óleo diesel por álcoois, especialmente etanol e metanol, com utilização de diferentes técnicas. As principais dificuldades relatadas pelos pesquisadores é a necessidade de mais etanol quando comparado em massa e volume com o óleo diesel e o fato do etanol não se misturar com o óleo diesel em grandes concentrações, tornando a técnica de mistura limitada. Outra dificuldade encontrada são as propriedades lubrificantes do etanol, menores quando comparadas com as propriedades do óleo diesel.

Li et al. (2005) citam como dificuldades em se usar álcoois em motores diesel o baixo número de cetano e o alto calor latente de vaporização, o que causa ignição de baixa qualidade do álcool. Já Sahin et al. (2007) destacam outras dificuldades ao se utilizar álcool em motores diesel, como a baixa miscibilidade do álcool no óleo diesel, as baixas propriedades lubrificantes dos álcoois e o menor poder calorífico do álcool em relação ao óleo diesel. Apesar destas dificuldades os autores relatam o aumento do uso destes combustíveis, em particular os álcoois inferiores, como metanol e etanol.

Boretti (2012) ressalta que existem diversas técnicas para o uso de etanol em motores com ignição por compressão. Mistura de combustíveis, injeção de álcool no coletor de admissão, injeção direta de álcool e óleo diesel na câmara de combustão e instalação de aparato para ignição por centelha estão entres estes métodos. O método que requer menos alterações é o da mistura de combustíveis no tanque, mas é limitado pela solubilidade do etanol no óleo diesel, restringindo as misturas a pequenas concentrações de etanol. A injeção de etanol no coletor de admissão permite altos percentuais de substituição. Esse método requer todo o aparato de controle da injeção de etanol, como injetores, bomba, tanque e um sistema de controle (BORETTI, 2012). Gerdes et al. (2001), citado por Boretti (2012), utilizou esse método e os dados experimentais mostraram que a combustão de álcool e óleo diesel causou benefícios em termos de consumo de combustível, redução de emissão de NO<sub>x</sub> e ruídos provenientes da combustão. O autor avalia que esta técnica é a mais viável na atualidade.

Para Abu-Qudais et al. (2000), Sahin et al. (2007) e Surawski et al. (2010) o uso da técnica de injeção do álcool no coletor de admissão de motores diesel possibilita a substituição de mais de 50% de óleo diesel. A técnica de injeção direta de álcool e óleo diesel na câmara de combustão, em sistemas de injeção separados, possibilita a substituição de até 90% do óleo diesel. Já a técnica de se misturar os dois combustíveis possibilita até 25% de substituição da demanda de óleo diesel. A limitação da mistura é a baixa miscibilidade do etanol no óleo diesel, que causa a separação de fases.

Tutak (2014) destaca algumas vantagens do uso da injeção do etanol no coletor de ar do motor. Com a atomização de etanol pode-se substituir o óleo diesel em grandes percentuais. Nesta configuração os sistemas de injeção de etanol e de óleo diesel são separados, dando a flexibilidade de se utilizar o motor no modo bicomcombustível ou no modo padrão. A injeção do etanol tende a diminuir a fuligem gerada pelo motor.

## 2.2 Solubilidade de misturas óleo diesel-etanol

Lapuerta, Armas e García-Contreras (2007) relatam estudos que mostram que em países de clima quente a solubilidade do etanol anidro puro com o óleo diesel é alta. A separação pode ocorrer quando a temperatura ambiente cai abaixo de 10°C, sendo que alta umidade ou contaminação com água também causam separação da mistura. Utilizando um dispositivo ótico, os autores avaliaram a estabilidade de misturas de etanol e óleo diesel. Os resultados confirmaram que a presença de água na mistura favorece a separação de fases. Os autores observaram que, com o aumento da temperatura, as misturas se tornaram mais estáveis. Os autores concluíram que misturas de etanol e óleo diesel, sem contaminação com água, podem ser utilizados em países tropicais com maiores concentrações de etanol.

Kwanchrareon et al. (2007) estudaram a solubilidade e propriedades das misturas óleo diesel/biodiesel/etanol para diferentes concentrações de etanol. Os autores destacam que a maior limitação do uso de misturas de óleo diesel e etanol em motores com ignição por compressão é a baixa miscibilidade do etanol no óleo diesel para grandes faixas de temperatura e presença de água devido às diferenças na estrutura química destes componentes. Os autores misturaram os combustíveis em diferentes proporções e construíram diagramas de fase que mostraram que, para temperatura ambiente, o etanol com 95% de pureza (5% de água) é imiscível em óleo diesel e biodiesel devido à alta polaridade da água e a não polaridade das moléculas de óleo diesel. Já o etanol com 99,5% e 99,9% de pureza foi miscível em óleo diesel para todas as proporções testadas, sendo notada, para algumas proporções, a separação em duas fases após três meses de observação. Com a adição de biodiesel a separação em fases não foi notada e a diminuição da temperatura causou diminuição da solubilidade da mistura. Com relação às propriedades os autores relataram redução da massa específica e redução do número de cetano da mistura com a adição do etanol.

Torres-Jimenez et al. (2011) estudaram as propriedades físicas e químicas de misturas de óleo diesel e etanol com concentrações de 5% (v/v), 10% (v/v) e 15% (v/v) de etanol anidro (99,8% de pureza), focando nas propriedades que mais influenciam no desempenho do motor diesel. Os autores apresentam estudos que mostraram que motores diesel não funcionam adequadamente com misturas de etanol e óleo diesel com concentrações de etanol acima de 15%, a não ser com o uso de aditivos. Através de ensaios de separação de fases, num período de cinco semanas, os autores relataram que não houve separação de fase na temperatura de 30 °C, início de separação após quatro semanas na temperatura de 25°C e após uma semana na temperatura de 8°C. Os autores explicam que esse processo de separação de fases das misturas

pode afetar a concentração de combustível injetado com o tempo de uso do motor. Os ensaios mostraram redução da viscosidade e massa específica das misturas em relação ao diesel puro, o que afeta a atomização do combustível. Através da obtenção da curva de destilação dos combustíveis os autores concluíram que a evaporação do etanol se inicia cerca de 100 °C antes da evaporação do óleo diesel, o que pode afetar o atraso na ignição e aumentar a quantidade de combustível queimado na fase pré-misturada da combustão.

Hulwan e Joshi (2011) destacam a dificuldade em se utilizar misturas de óleo diesel e etanol pela baixa solubilidade do etanol no óleo diesel. Os autores relatam que outros autores utilizaram alguns aditivos que aumentaram esta solubilidade, mas as outras propriedades que prejudicam a mistura, como baixo número de cetano e propriedades lubrificantes, ainda limitaram o percentual de etanol. Segundos os autores, a adição de biodiesel na mistura de óleo diesel e etanol aumenta a solubilidade do etanol nesta mistura e as alterações nas propriedades do combustível são menores.

### **2.3 Testes de motores diesel operando com misturas de óleo diesel e etanol**

Ajav et al. (1999) utilizaram, em um grupo motor gerador de potência nominal de 7,4 kW (1500 rpm) e com motor monocilíndrico, misturas de etanol e óleo diesel como combustível. Os autores utilizaram substituições de óleo diesel por etanol hidratado (85% de etanol) em concentrações volumétricas de 5, 10, 15 e 20%. Como resultados os autores encontraram aumentos de consumo específico de combustível com o aumento da quantidade de etanol e diferenças insignificantes com relação à potência desenvolvida. Houve redução da eficiência térmica do motor com o aumento do percentual de etanol na mistura, justificada pelo aumento do consumo específico. As temperaturas de exaustão e do óleo lubrificante foram menores para o motor funcionando com a mistura óleo diesel e etanol, diminuindo com o aumento da concentração de etanol na mistura. Os autores encontraram redução de emissões de CO e NO<sub>x</sub> com o aumento de etanol na mistura. A redução da emissão de CO foi de até 62% (20% de substituição) e foi justificada pelo menor número de carbono e presença de oxigênio na composição do etanol, o que pode ter melhorado a combustão. Já a redução de emissão de NO<sub>x</sub> chegou a 24% (20% de substituição) e foi justificada pelo alto calor latente de vaporização do etanol, que pode ter reduzido a temperatura da chama e inibido a formação de NO<sub>x</sub>. Os autores concluíram que o motor diesel experimentado pode operar com misturas de óleo diesel e etanol com até 20% de etanol sem a necessidade de modificações.

Ahmed (2001) estudou as emissões e o desempenho de um motor diesel alimentado por misturas de óleo diesel e etanol. Os percentuais de etanol utilizados foram de 10 e 15%, em base volumétrica, e com mistura de aditivos. O motor diesel experimentado, com volume de 12,7 L, foi de um veículo pesado. Os resultados foram comparados com o modo de operação com óleo diesel puro e mostraram redução de 27% e 41% de emissão de PM para 10% e 15% de etanol, respectivamente, redução de 5% de NO<sub>x</sub> com o uso de 10% de etanol e redução de 4% de NO<sub>x</sub> para 15% de etanol. Foi também observada uma redução de 27% nas emissões de CO para 10% de etanol e redução de 20% nas emissões de CO para 15% de etanol.

He et al. (2003) investigaram o comportamento de um motor diesel de quatro cilindros, com potência nominal de 59 kW a 2800 rpm, utilizando misturas de óleo diesel, etanol com grau de pureza de 99,7% e solvente. Os autores explicam que a solubilidade do etanol no óleo diesel é afetada principalmente pela temperatura, composição do óleo diesel e quantidade de água presente na mistura. Os autores utilizaram misturas de 10% e 30% de etanol, em base volumétrica e, analisando o número de cetano dos combustíveis, encontraram 50,1 para o óleo diesel puro, 44,2 para a mistura com 10% de etanol e 40,53 para a mistura com 30% de etanol. Como resultados os autores relatam diminuição da emissão de fuligem, principalmente em cargas médias e altas, chegando a uma redução de 6,3% para 10% de etanol e de 43,8% para 30% de etanol, comparando com a utilização de óleo diesel puro. A emissão de NO<sub>x</sub> reduziu-se com a utilização de etanol, sendo mais significativa em cargas altas e foi justificada pelo efeito de resfriamento do etanol. A emissão de HC aumentou para quase todas as cargas testadas, justificada pelo alto calor latente de vaporização do etanol, que tende a tornar mais lenta a vaporização do combustível e prejudicar a homogeneização da mistura ar/combustível. A emissão de CO aumentou com o uso do etanol, justificada pela menor temperatura de combustão, que diminui a oxidação desse componente.

Mohammadi et al. (2005) estudaram estratégias para utilizar as vantagens das misturas de óleo diesel e etanol em sua totalidade. Os autores destacam que diversos estudos são realizados para mostrar os efeitos do uso de misturas de óleo diesel e etanol em motores diesel, mas os resultados apresentados pelos pesquisadores são distintos, principalmente com relação às emissões de PM e NO<sub>x</sub>. Os experimentos foram realizados em um motor monocilíndrico equipado com sistema recirculação do gás de exaustão (EGR) e com misturas de óleo diesel e etanol em proporções volumétricas de 15, 20 e 25% de etanol. Os resultados mostraram redução na emissão de PM com o uso de misturas de 15 e 20% de etanol e com o aumento da pressão de injeção. A análise das características da combustão com o uso de etanol indicou um rápido aumento da pressão no interior do cilindro em cargas altas e combustão incompleta e instável

em cargas baixas, efeito reduzido com alterações no sistema de injeção. Os autores relatam aumento nas emissões de  $\text{NO}_x$ , justificado pelo alto crescimento da pressão, que podem ser controladas com o uso de EGR. Os autores concluem que, para utilização de concentrações de etanol acima de 20%, o sistema de injeção de combustível deve ser alterado para possibilitar um funcionamento estável do motor.

Merritt et al. (2005) estudaram os efeitos de misturas com concentrações volumétricas de etanol de 7,7%, 10% e 15% em óleo diesel em três motores distintos, com potências de 129, 224 e 375 kW. Os resultados mostraram que os efeitos do etanol nas emissões do motor são dependentes do percentual de concentração e dos motores utilizados. A emissão de fuligem e PM se reduziu com o aumento da concentração de etanol para todos os motores. Houve redução da emissão de  $\text{NO}_x$ , em até 9%, com a utilização de etanol para os motores de 129 kW e de 375 kW, e aumento para o motor de 224 kW. A emissão de CO aumentou para o motor de 129 kW e reduziu em até 15% para os outros motores operando com as misturas.

Hansen et al. (2005) realizaram um estudo sobre misturas de etanol e óleo diesel e mostraram que as propriedades dessa mistura têm grande influência na segurança, desempenho, durabilidade e emissões do motor. Os autores relatam aumento do consumo específico de combustível quando se utiliza misturas de óleo diesel e etanol, devido à redução da energia contida, se comparado com óleo diesel puro. Os autores apresentam estudos que mostram redução substancial de emissão de PM com o uso de óleo diesel/etanol. Os autores explicam que, para as emissões de CO, HC e  $\text{NO}_x$ , não se tem um comportamento claro quando se compara motores com óleo diesel puro e com misturas, já que o resultado depende de diversos fatores como tecnologia de medição, controle de emissões, ano de fabricação do motor, histórico de manutenção e condições de teste.

Shi et al. (2006) citam as dificuldades de utilizar misturas de óleo diesel e etanol em motores com ignição por compressão, destacando o baixo número de cetano do etanol e a baixa solubilidade do etanol no óleo diesel que, segundo os autores, é aumentada com o uso de biodiesel. Os autores avaliaram o potencial de redução das emissões utilizando misturas de 5% (v/v) de etanol anidro (99,7% de pureza), 75% (v/v) de óleo diesel e 20% (v/v) de biodiesel em um motor de quatro cilindros com ignição por compressão e potência nominal de 76 kW. Os resultados mostraram que o uso da mistura reduziu entre 21 e 39% a emissão de PM em comparação com o uso de óleo diesel puro, justificado pelo maior conteúdo de oxigênio da mistura. Segundo os autores, os efeitos de combustíveis oxigenados nas emissões de  $\text{NO}_x$  são complexos e não conclusivos, sendo que o número de cetano, a densidade do combustível e a composição do combustível podem influenciar nas emissões destes componentes. Nos

experimentos, os autores mostraram que o uso da mistura aumentou as emissões de  $\text{NO}_x$  em grande parte das cargas ensaiadas, chegando a 14% de aumento. Houve aumento da emissão de CO com o uso da mistura de combustíveis com o motor operando com rotação constante e variação de cargas, mas, para o motor operando com carga máxima, houve aumento da emissão de CO em baixas rotações e redução em altas rotações. As emissões de dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ) aumentaram em média 3,5% com uso das misturas e houve redução das emissões de HC, associada ao uso do biodiesel.

Kim e Choi (2008) avaliaram as emissões de um motor diesel de quatro cilindros, volume de 2,4 L e potência nominal de 145 kW (3800 rpm), utilizando misturas de óleo diesel e etanol anidro (99,7% de pureza) com percentual de 15% de etanol em base volumétrica. Os autores relatam aumento do consumo específico e manutenção ou aumento da eficiência térmica do motor com a utilização do etanol. O aumento da eficiência térmica foi explicado pela melhoria na dispersão do combustível com a presença de etanol e devido à menor temperatura de chama do etanol, que diminui as perdas por transferência de calor. Em quase toda faixa de potência testada, as emissões de CO e  $\text{NO}_x$  aumentaram com a utilização de etanol. A emissão de fuligem reduziu-se em até 42,6% com o uso de etanol, explicada pelo enriquecimento de oxigênio na mistura.

Sayin et al. (2008) estudaram um motor monocilíndrico com ignição por compressão de potência nominal de 7,4 kW (1900 rpm) operando com misturas de óleo diesel e etanol anidro (99% de pureza) injetadas diretamente na câmara de combustão. Os autores testaram misturas com 5%, 10% e 15% de etanol, em base volumétrica. Um misturador foi montado no tanque para prevenir separação de fases dos combustíveis. Os autores destacam que o uso de etanol pode reduzir as emissões de poluentes em motores diesel, porém, para garantir resultados satisfatórios, algumas modificações devem ser feitas no motor. Os autores relatam que o momento de injeção de combustível tem efeito significativo nas emissões de motores com ignição por compressão. Além do percentual de etanol nas misturas, o momento de início da injeção do combustível foi alterado durante os experimentos. Os ângulos utilizados foram de 21, 24, 27, 30 e 33°CA antes do ponto morto superior (APMS), sendo 27°CA APMS o ângulo de injeção original do motor.

Os resultados dos experimentos de Sayin et al. (2008) mostraram aumento da temperatura de exaustão com o aumento da concentração de etanol. Com o aumento da concentração de etanol na mistura a emissão de CO se reduziu, segundo os autores, devido à melhoria na combustão com a presença de oxigênio na composição do etanol. Com avanço do ângulo de injeção os níveis de emissão de CO também caíram. Alterando o ângulo de 27°CA

APMS para 30°CA, APMS a concentração de CO caiu cerca de 15% para 15% de etanol na mistura. A emissão de HC também se reduziu com o aumento da concentração de etanol na mistura e com o avanço do ângulo de injeção de combustível. O avanço do ângulo de injeção de 27°CA APMS para 33°CA APMS causou uma queda de 18,8% na emissão de HC para 15% de etanol na mistura.

Os resultados mostraram maior concentração de NO<sub>x</sub> na exaustão com uso do maior percentual de etanol, 15%, com valores de 395 ppm, 417 ppm, 455 ppm e 486 ppm para 0%, 5%, 10% e 15% de etanol, respectivamente, a uma carga de 30 N.m (1900 rpm) (SAYIN et al., 2008). O avanço no ângulo de injeção de combustível causou diminuição nas emissões de NO<sub>x</sub>. Os autores explicam que, quanto mais próximo do PMS ocorrer a injeção de combustível, menor o pico de pressão, pois mais combustível é queimado depois do PMS. Menores picos de pressão resultam em menores picos de temperatura, resultando em menores concentrações de NO<sub>x</sub>. As emissões de CO<sub>2</sub> aumentaram com o aumento da concentração de etanol, tendo comportamento contrário ao das emissões de CO.

Huang et al. (2009) investigaram o desempenho de um motor monocilíndrico de 0,815 L e 8,82 kW (2000 rpm) utilizando misturas de óleo diesel e etanol anidro (99,7% de pureza) com 10%, 20%, 25% e 30% de etanol, em base volumétrica. Os autores analisaram a solubilidade das misturas e verificaram que todas foram estratificadas em duas camadas de combustíveis, sendo que a separação ocorreu após 72 horas para 10% de etanol, 24 horas para 20% de etanol, 2 horas para 25% e 5 minutos para 30%. Utilizando-se n-butanol como solvente, o tempo de estratificação ultrapassou 11 dias. Comparando-se com a operação padrão com óleo diesel, os resultados dos testes mostraram aumento do consumo específico e diminuição da eficiência térmica do motor com o aumento do percentual de etanol em cargas baixas e médias, e aumento para cargas altas, com exceção da mistura com 10% de etanol, cuja eficiência térmica esteve sempre abaixo daquela do óleo diesel padrão.

A emissão de CO aumentou para cargas baixas à medida que se aumentou o percentual de etanol na mistura, e diminuiu para cargas altas com o uso de todas as misturas, sendo a diminuição de 31,7% para a maior carga testada, para 10% de etanol, e de 43,9%, para 30% de etanol (Huang et al., 2009). A redução de CO em cargas altas foi justificada pela combustão mais completa e pela presença de oxigênio no etanol, fazendo com que, em altas temperaturas, ocorra a oxidação do CO. Com exceção dos experimentos em alta rotação e altas cargas, a emissão de hidrocarbonetos não queimados foi maior com a utilização de etanol. O comportamento da emissão de NO<sub>x</sub> foi diferente para as cargas e rotações testadas, sendo reduzida, em relação ao óleo diesel puro, para cargas baixas. Os experimentos mostraram

redução de emissão de fuligem para todas as cargas e misturas testadas, sendo a redução com o uso de 30% de etanol de 87,5%.

Para Borges (2009), duas propriedades no etanol o fazem ter potencial para reduzir emissões de partículas provenientes da combustão em motores diesel: o alto conteúdo de oxigênio e a maior volatilidade em relação ao óleo diesel, que facilita a formação da mistura ar/combustível. O autor cita também as desvantagens do etanol em relação ao óleo diesel, como a menor viscosidade, que pode prejudicar a lubrificação das bombas injetoras, e o baixo número de cetano. Em um experimento, o autor utilizou dois motores de mesma configuração mecânica (monocilíndricos com potência nominal de 4,5 kW), sendo que um operou utilizando óleo diesel convencional e o outro operou com três misturas consideradas estáveis: uma mistura com 60% (v/v) de biodiesel, 20% (v/v) de etanol hidratado e 20% (v/v) de óleo vegetal, uma mistura contendo 60% (v/v) de biodiesel, 30% (v/v) de etanol hidratado e 10% (v/v) de óleo diesel vegetal e uma mistura contendo 50% (v/v) de biodiesel, 40% (v/v) de etanol hidratado e 10% (v/v) de óleo diesel vegetal. Os resultados mostraram que o motor alimentado pelas misturas apresentou maior eficiência térmica, principalmente em cargas altas, com aumento de até 1,5% para a mistura contendo 40% de etanol, que pode estar associada ao uso do etanol e do biodiesel. Em cargas altas, o motor operando com as misturas também apresentou menor temperatura dos gases de exaustão e do cabeçote, porém com maiores níveis de ruído e de consumo específico. Com relação às emissões, o autor avaliou os níveis de material particulado emitido, obtendo redução significativa com o uso das misturas em relação ao óleo diesel. O autor avaliou, também, alguns parâmetros de durabilidade dos motores comparando um motor alimentado pela mistura contendo 40% de etanol e o outro motor alimentado por óleo diesel convencional. O autor observou que o injetor e o pistão do motor que operou com as misturas, apresentaram menor quantidade de carbono depositado.

Zhu et al. (2010) investigaram o uso de misturas de metanol e biodiesel e etanol e biodiesel em um motor de quatro cilindros com ignição por compressão, com potência máxima de 88 kW (3200 rpm). Foram realizados testes com misturas de 5%, 10% e 15% de álcool e o restante de biodiesel, em proporções volumétricas. Os resultados dos testes com rotação constante (1800 rpm) mostraram aumento do consumo específico do motor alimentado pelas misturas em relação ao consumo com biodiesel, justificado pelo menor poder calorífico da mistura. A eficiência térmica do motor aumentou para toda faixa de potência e para todas as misturas ensaiadas com a utilização do etanol e do metanol. Segundo os autores, este resultado é devido à melhoria da combustão e ao aumento do atraso da ignição, que faz com que mais combustível seja queimado na fase pré-misturada da combustão. Os autores explicam que as

emissões de CO e HC dependem do percentual de álcool na mistura. Para 10% e 15% de concentração de álcool as emissões de HC e CO aumentaram em relação ao uso de biodiesel puro, mas, para a concentração de 5%, as emissões de HC e CO diminuíram. As misturas se mostraram eficientes para reduzir as emissões de NO<sub>x</sub> abaixo das emissões de óleo diesel de petróleo, sendo a redução maior para 15% de substituição.

Em outro estudo, Zhu et al. (2011) realizaram experimentos com um motor diesel naturalmente aspirado, de quatro cilindros e potência nominal de 88kW, alimentado por misturas de biodiesel e etanol anidro. Os autores avaliaram os efeitos da adição de etanol ao biodiesel, em percentuais de 5, 10 e 15% em base volumétrica, na combustão, desempenho e emissões do motor sem modificações mecânicas. Os resultados mostraram aumento do pico de pressão no interior do cilindro e da taxa de liberação de calor com o aumento da concentração de etanol utilizada, além de maior atraso na ocorrência do pico de pressão na combustão, em comparação com o uso de biodiesel puro. Os autores explicam que esse atraso ocorre devido ao menor número de cetano da mistura e ao efeito de diminuição da temperatura da mistura ar/combustível devido ao alto calor latente de vaporização do etanol, que também resulta em maior quantidade de combustível queimada na fase pré-misturada da combustão. Os autores relatam aumento da duração da combustão com o aumento da carga de demanda e diminuição da duração da combustão com o uso de etanol, em comparação com biodiesel puro. Esse resultado é explicado pelo maior conteúdo de oxigênio da mistura biodiesel e etanol, que aumenta a oxidação durante a queima e reduz o tempo de combustão. Uma combustão mais rápida pode aumentar a eficiência térmica do motor, o que ocorreu para a mistura com 5% de etanol.

Park et al. (2011) avaliaram parâmetros de desempenho de um motor diesel de quatro cilindros, 1,582 L, 86 kW de potência a 4000 rpm e de injeção direta, utilizando misturas de óleo diesel e etanol anidro (99,9% de pureza), com 10% e 20% de etanol em base volumétrica. Visando aumentar a miscibilidade do etanol no óleo diesel, os autores utilizaram 10% de biodiesel na mistura. Como resultado os autores encontraram redução de emissão de NO<sub>x</sub> com o aumento do percentual de etanol nas misturas, justificada pelo menor poder calorífico inferior e o alto calor latente de vaporização do etanol, que resultam em diminuição da temperatura do cilindro, além de aumentarem o atraso na ignição. Os autores explicam que a emissão de HC está relacionada com o umedecimento da parede da câmara, oxigênio insuficiente e combustível residual. A emissão de HC aumentou com a utilização de etanol, justificado pelo alto calor de evaporação da mistura com etanol, que causa uma evaporação mais lenta e prejudica a mistura ar/combustível. A emissão de CO também aumentou com a utilização de misturas com etanol,

também justificado pelo efeito de resfriamento no interior do cilindro causado pelo etanol, o que inibe a oxidação de CO em CO<sub>2</sub>.

Hulwan e Joshi (2011) realizaram experimentos em um motor diesel de três cilindros, 3,33 L, potência de 27,9 kW (1500 rpm), variando a rotação, carga, ângulo de injeção do motor e utilizando misturas de óleo diesel, biodiesel e etanol anidro (99,7% de pureza). Os autores utilizaram misturas em percentuais volumétricos nomeadas de mistura A (70% de óleo diesel, 20% de etanol e 10% de biodiesel), mistura B (50% de óleo diesel, 30% de etanol, 20% de biodiesel) e mistura C (50% de óleo diesel, 40% de etanol, 10% de biodiesel). Para as misturas B e C o motor não funcionou com o ângulo de injeção original (13°CA APMS), fazendo-se necessário o avanço para 18°CA APMS e 21°CA APMS, respectivamente. Como resultados foram relatados aumentos no atraso da ignição com o uso das misturas para todas as cargas testadas, justificado pelo menor número de cetano da mistura. Foi destacado que o etanol diminui a viscosidade da mistura em relação ao óleo diesel puro, o que melhora a mistura ar/combustível e aumenta o percentual de combustível queimado na fase pré-misturada da combustão. A magnitude do pico de pressão no cilindro, de uma forma geral, diminuiu com o aumento da concentração de etanol na mistura, para o ângulo de injeção original do motor. O consumo específico de combustível aumentou com a adição de etanol, e os autores relataram um pequeno aumento da eficiência térmica para cargas altas, em relação ao motor com óleo diesel puro. Esse aumento foi justificado pela rápida fase pré-misturada da combustão causada pela melhor mistura ar/combustível durante o atraso na ignição, pelo aumento de oxigênio na mistura e pela combustão pobre.

Os resultados mostraram diminuição na emissão de fuligem para todas as misturas em relação ao uso de óleo diesel puro (HULWAN e JOSHI, 2011). A emissão de NO diminuiu em cargas baixas com o aumento do percentual de etanol, justificada pela maior influência do etanol em diminuir a temperatura dos gases do cilindro em cargas baixas. Para as outras cargas, com o ângulo de injeção original, notou-se aumento das emissões de NO com a utilização de misturas. Os autores relatam que diversos trabalhos apresentam resultados divergentes com relação à emissão de NO, alguns com aumento da emissão com o uso de etanol e outros com diminuição. Esta divergência é atribuída às diferentes condições de operação e aos diferentes motores de cada pesquisa. A emissão de CO aumentou significativamente para cargas baixas com o motor operando com as misturas, justificado pela diminuição da temperatura dos gases devido ao etanol e ao maior atraso na ignição, o que pode ter inibido o processo de oxidação. Em cargas altas foram observadas pequenas diminuições de emissão de CO com o uso de misturas, o que foi justificado pela melhoria na combustão e aumento do oxigênio da mistura.

A emissão de CO<sub>2</sub> não foi afetada pelo uso da mistura, com exceção em cargas baixas, em que, segundo os autores, a combustão de baixa qualidade e o aumento do consumo específico causaram aumento na emissão desse componente.

Pidol et al. (2012) estudaram o desempenho de um motor diesel turbo alimentado, de quatro cilindros, equipado com sistema EGR e potência nominal de 66 kW alimentado por misturas de óleo diesel e etanol. Para garantir a estabilidade das misturas os autores utilizaram biodiesel e um aditivo. Os experimentos foram realizados utilizando quatro combustíveis diferentes: óleo diesel convencional (combustível A), óleo diesel sintético, aditivo e 20% (v/v) de etanol (combustível B), óleo diesel convencional, aditivo e 20% (v/v) de etanol (combustível C) e o combustível B com adição de iso-pentano (combustível D). Como resultados, Pidol et al. (2012) apresentaram redução da emissão de fuligem com o uso de etanol. Os dados de pressão no interior do cilindro mostraram que a combustão dos combustíveis C e D foram mais lentas em relação aos outros combustíveis, levando à ocorrência de combustão incompleta e elevação nas emissões de HC e CO em níveis acima de 100%, em relação ao óleo diesel puro. Devido à combustão incompleta dos combustíveis C e D, o aumento do consumo específico do motor utilizando estes combustíveis ficou acima de 50%, superando o percentual de energia substituída pelo etanol e aditivos. Os autores mostraram que a combustão destes combustíveis pode ser melhorada alterando-se parâmetros do motor como a taxa de EGR e o início de injeção do combustível.

Zhu et al. (2013) realizaram experimentos comparando as emissões de um motor diesel de quatro cilindros utilizando óleo diesel puro, biodiesel puro e misturas de biodiesel e etanol (5%, 10% e 15% em frações volumétricas). Dentre os resultados apresentados foi mostrado que, com o aumento da concentração de etanol, houve diminuição da concentração de PM emitido, sendo mais evidente em cargas altas. Este resultado foi justificado pelo conteúdo de oxigênio do etanol que pode melhorar o processo de combustão com maior taxa de calor queimado nas fases pré-misturada e difusiva, suprimindo a formação de PM e acelerando a oxidação deste material durante a exaustão.

No trabalho de Fang et al. (2013) foram investigados os efeitos do uso de misturas de óleo diesel, biodiesel e etanol anidro (99,7% de pureza) na combustão e emissões de um motor diesel de quatro cilindros e 4,75 L operando no modo de combustão sob baixas temperaturas, obtido pelo uso de EGR. As misturas utilizadas continham 10% de biodiesel, variando-se a quantidade de óleo diesel (90%, 80% e 70%) e de etanol (0%, 10% e 20%), em base volumétrica. Os resultados mostraram aumento do pico de pressão no interior do cilindro e um aumento do atraso de ignição com o uso de etanol, indicando maior quantidade de combustível

queimada na fase de combustão pré-misturada. As maiores taxas de calor liberado na combustão foram encontradas para a maior concentração de etanol. O uso de etanol nas misturas causou aumento do consumo específico de combustível e eficiência térmica próxima à obtida com óleo diesel puro. As emissões de  $\text{NO}_x$  foram reduzidas com o aumento do uso de etanol nas misturas, mas houve aumento das emissões de HC e CO.

Yilmaz et al. (2014) realizaram estudos utilizando misturas de óleo diesel, biodiesel e etanol em um motor diesel de dois cilindros e potência nominal de 6,5 kW. Os experimentos foram realizados variando-se a concentração de etanol em base volumétrica em 3%, 5%, 15% e 25%. Como resultados, as misturas com etanol apresentaram pequeno aumento na temperatura de exaustão do motor em relação ao uso de óleo diesel puro, justificado por um aumento no atraso na ignição e baixa eficiência da combustão. Essas justificativas também foram utilizadas para explicar o aumento da emissão de CO com o aumento do percentual de etanol utilizado. As emissões de NO foram reduzidas para todas as cargas à medida que se aumentou a concentração de etanol na mistura, justificada pelo efeito de resfriamento causado pelo etanol. Esse resfriamento causou menor efeito em cargas altas, reduzindo a diferença entre as emissões de NO para os diferentes combustíveis. Com relação às emissões de hidrocarbonetos não queimados os autores mostraram que o efeito do uso de etanol depende das condições de operação do motor e da concentração de etanol, com grande aumento nas emissões com uso de 25% de etanol em cargas baixas e redução em cargas altas.

Armas, García-Contreras e Ramos (2014) avaliaram os níveis de emissões de um motor diesel de quatro cilindros e potência nominal de 110 kW utilizando misturas de 90% (v/v) de óleo diesel e 10% (v/v) de etanol anidro (99,7% de pureza) e de 84% (v/v) de óleo diesel e 16% (v/v) de butanol. O motor avaliado é turbo alimentado e equipado com sistema EGR e catalisadores de oxidação. Os autores explicam que os efeitos do álcool na emissão de  $\text{NO}_x$  não seguem um padrão, sendo dependentes, dentre outros fatores, das condições de operação do motor. Nos resultados apresentados houve um pequeno aumento da emissão de  $\text{NO}_x$  com a utilização do etanol e do butanol, em relação ao uso de óleo diesel puro. A emissão de CO foi reduzida com o uso de álcool, principalmente em cargas altas, justificada pela possível melhoria na qualidade da combustão com o aumento do oxigênio nos combustíveis. Os resultados mostraram, também, redução significativa da opacidade da fumaça emitida e da emissão de partículas e pouca influência nas emissões de HC e  $\text{CO}_2$ .

## 2.4 Injeção indireta de etanol

Bodisco (2013) relata que a adição de combustíveis complementares ao ar admitido por motores de combustão, chamada de injeção indireta, vem sendo investigada desde o final da década de 1920, com a comercialização do primeiro veículo bicombustível em 1939. O autor destaca que o metanol e o etanol são adequados para serem utilizados como combustíveis secundários. He et al. (2003) e Tsang et al. (2010) explicam que a atomização de álcool no coletor de admissão é uma forma de operação de motor bicombustível, em que o álcool é misturado com o ar de admissão enquanto o óleo diesel é injetado diretamente na câmara de combustão. Este é um método que requer poucas modificações no motor, sendo o álcool injetado no coletor de admissão através de injetores de baixa pressão. Os autores relatam trabalhos investigando o uso de atomização de etanol nos anos 1980, com resultados de aumento de eficiência do motor, diminuição de emissões de alguns componentes e possibilidade de detonação.

Noguchi et al. (1996) já destacavam o uso de etanol como combustível alternativo para uso de equipamentos agrícolas pois, sendo o álcool um líquido nas condições atmosféricas, tem a estocagem facilitada em relação a outros combustíveis alternativos gasosos. Para os autores o uso de álcool atomizado no coletor de admissão é conveniente, mas pode ocorrer o fenômeno da detonação, causado devido à rápida combustão do álcool. Os autores relatam que, na época, um dos grandes problemas da implementação de um sistema bicombustível era o controle das taxas de injeção de óleo diesel e álcool. Em um experimento com motor diesel de três cilindros, 2,49 L, potência nominal de 29,1 kW a 2000 rpm, foi adaptado um sistema de injeção automotiva para controlar a injeção de etanol anidro (99,5% de pureza) no coletor de admissão do motor. Os autores relatam que o ângulo de injeção de óleo diesel foi avançado em 10°C A em relação ao ângulo recomendado pelos fabricantes, 20°C A APMS, devido aos resultados de testes preliminares que mostraram que o avanço do ângulo de injeção restringe a ocorrência da detonação no modo bicombustível. Os autores relatam ainda que avanços maiores que 10°C A não possibilitaram a partida do motor. Os resultados mostraram aumento dos ruídos provenientes do motor e da pressão no interior do cilindro (9,5% de aumento) e redução das emissões de NO<sub>x</sub> em 51%, comparando-se com a operação com óleo diesel padrão.

Islam et. al (1997) simularam computacionalmente a utilização de etanol em motores diesel, comparando as técnicas de injeção indireta e injeção direta de etanol com a operação padrão com óleo diesel. O modelo simulado foi de um motor monocilíndrico com injeção direta de óleo diesel, que foi calibrado e validado através de resultados experimentais disponíveis.

Foram simulados percentuais de substituição de 60% a 90% para o modo de injeção direta e até 60% para o modo de injeção indireta, com base na energia requerida pelo motor. Para os dois modos bicomustíveis a simulação mostrou redução de emissões de NO<sub>x</sub> e fuligem com relação ao óleo diesel, sendo a redução maior para o modo de injeção direta. Os autores explicam que a redução das emissões de NO<sub>x</sub> ocorre porque, após o início da combustão, a queima com a presença do etanol ocorre mais rapidamente, diminuindo a formação do componente, comparado com o óleo diesel. Os efeitos da injeção de etanol, como diminuição da temperatura e atraso da ignição, foram pouco significativos para injeção direta do combustível, para a faixa de cargas simuladas. Contudo, estes efeitos foram altamente significativos para o modo de injeção indireta, principalmente para baixas cargas. Com a utilização de injeção indireta de etanol com substituição de 60%, obteve-se uma redução de 60% na emissão de NO<sub>x</sub> e de 39% na emissão de fuligem, e um aumento de 12,26% na potência desenvolvida. Para o modo de injeção direta houve redução de 74% na emissão de NO<sub>x</sub> e de 39% na emissão de fuligem, além do aumento de 14,06% na potência desenvolvida.

Com o objetivo de encontrar o melhor percentual de substituição de óleo diesel por etanol em um motor com ignição por compressão, Abu-Qudais et al. (2000) injetaram etanol no coletor de admissão de um motor monocilíndrico (0,585 L) e injeção direta de óleo diesel acoplado em um gerador de energia elétrica. Os autores utilizaram, também, a técnica de mistura de etanol e óleo diesel. Os resultados relatados mostram aumento na eficiência térmica do motor de aproximadamente 7,5% com o uso de 20% de etanol atomizado no coletor de admissão, em base energética, e de 5,4% para 20% de substituição com o etanol misturado ao óleo diesel. Os autores justificam esse resultado devido ao aumento no atraso da ignição, que causa uma rápida liberação de energia, reduzindo a perda de calor do motor, já que o tempo de troca de calor com o sistema de arrefecimento é menor. Os autores justificaram a menor eficiência térmica do motor operando com misturas de óleo diesel e etanol em comparação com a técnica de injeção indireta pelo fato da atomização de etanol no ar de admissão diminuir a temperatura da mistura admitida, aumentando sua densidade. Quanto maior a quantidade de ar que é disponibilizado para o cilindro, maior energia é gerada pela combustão da mistura quando se tem a quantidade adequada de combustível.

Abu-Qudais et al. (2000) relataram aumento da emissão de CO para injeção de 20% de etanol na faixa de 21-55% para a faixa de rotação experimentada (800 rpm a 2000 rpm), em relação às emissões com o uso somente de óleo diesel. Para 20% de etanol misturado o aumento das emissões de CO foi de 28% a 71,5%. Esse aumento de emissões foi justificado como resultado da combustão incompleta da mistura ar/etanol e devido ao aumento do atraso na

ignição, causando menores temperaturas durante o ciclo, diminuindo a oxidação de CO. O aumento da emissão de HC ficou entre 20% e 36% para 20% de etanol injetado, comparado com o óleo diesel puro, e entre 25% e 49% para 20% de etanol e óleo diesel misturados. Os autores explicam que o alto calor latente de vaporização do etanol pode causar lentidão na vaporização da mistura do combustível com ar, resultando em aumento da emissão de HC, que tende a aumentar com a presença de combustível não queimado. Foi relatada redução de emissão de fuligem entre 30% e 48% para 20% de etanol atomizado, e entre 11% e 25% para 20% de etanol misturado, quando comparados com óleo diesel puro. Os autores concluíram que, para o etanol atomizado, o melhor percentual de substituição encontrado foi de 20% e, para o etanol misturado, 15%.

Kowalewicz e Pajaczek (2003) investigaram o uso da injeção de etanol no coletor de admissão de um motor diesel monocilíndrico. Os autores relatam substituição do óleo diesel por etanol em percentuais acima de 50% e os resultados mostraram que, com o aumento do uso de etanol, houve aumento da eficiência térmica do motor em cargas altas. Com o aumento do percentual de etanol utilizado houve, também, redução da fumaça emitida e das emissões de CO<sub>2</sub> e NO<sub>x</sub>. Em contrapartida o aumento da concentração de etanol utilizado elevou os níveis de emissão de HC e CO. Através de dados de pressão no interior do cilindro, os autores mostraram redução da duração da combustão com o uso de etanol e, à medida que se aumentou a concentração de etanol houve redução da máxima pressão no interior do cilindro para cargas baixas e aumento para as cargas altas. Os autores estudaram, também, o momento de injeção do óleo diesel e concluem que pode-se otimizar o uso de etanol em motores diesel com o ajuste desse parâmetro.

Surawski (2010) et al. destacam que diversos trabalhos mostraram que o uso de etanol em motores diesel pode reduzir a emissão de PM, principalmente com o motor operando em carga plena. Em experimentos com um motor diesel de quatro cilindro e 2,7 L os autores injetaram etanol no coletor de admissão de ar através de um sistema de injeção equipado com um injetor e um trocador de calor para vaporização do combustível. Os resultados mostraram redução da massa das partículas emitidas, mas com aumento da volatilidade e toxicidade das partículas, o que, para os autores, pode ser uma barreira ao uso de etanol em motores diesel.

Olson (2010) ressalta que uma das limitações da utilização de injeção indireta de etanol em motores diesel é a dificuldade de obter uma distribuição uniforme do etanol vaporizado para os cilindros. Os coletores de admissão dos motores diesel não são projetados para lidar com o fluxo multifásico de ar, líquido e vapor de etanol. Esta limitação pode causar variações

significativas na distribuição do etanol nos cilindros e prejudicar o desempenho esperado do motor.

Tsang et al. (2010) investigaram um motor diesel de quatro cilindros e potência nominal de 88 kW (3200 rpm), utilizando a técnica de injeção de etanol (99% de pureza) no coletor de admissão. Com base na energia necessária para cada carga no motor, a substituição de óleo diesel por etanol foi de 5%, 10%, 15% e 20%, limitada para evitar o fenômeno da detonação. A eficiência térmica do motor, em comparação com o óleo diesel puro, diminuiu para todos os modos de operação bicom bustível, com exceção para 20% de etanol em carga máxima, onde houve um aumento de 1,7%. Os autores relatam que, em diversos trabalhos, os resultados mostraram que o uso do etanol causa diminuição da eficiência térmica do motor em cargas baixas e médias e pequeno aumento ou efeitos desprezíveis em cargas altas. Esses resultados foram justificados pelo alto calor latente de vaporização do etanol quando comparado com o do óleo diesel, o que pode causar redução da temperatura da mistura ar/etanol e queda na eficiência térmica do motor. Com relação às cargas, o efeito de resfriamento da mistura é dominante em cargas baixas, levando à queda da eficiência com o aumento da proporção de etanol. Em cargas altas, a alta temperatura do gás do cilindro tende a anular o efeito de resfriamento do etanol. O aumento do atraso da ignição e da fase pré-misturada são fatores dominantes para aumentar a eficiência do motor à medida que se aumenta a concentração de etanol.

Através de dados de pressão no interior do cilindro Tsang et al. (2010) calcularam a taxa de liberação de calor e mostraram o mesmo padrão na combustão do óleo diesel puro e na combustão do óleo diesel e do etanol. Com base nesses dados foi percebido que, com a atomização do etanol, uma parte do óleo diesel que antes era queimado na fase difusiva da combustão passou a ser queimada na fase pré-misturada. Na menor carga ensaiada o pico de pressão no interior do cilindro foi reduzido com o aumento do percentual de etanol atomizado, mas, para cargas maiores, essa pressão aumenta com o aumento da quantidade de etanol. Já o pico da taxa de liberação de calor cresceu com o aumento da utilização de etanol em todas as cargas ensaiadas. Os autores explicam que na menor carga utilizada a mistura de etanol e ar é muito pobre, o que levou a baixas taxas de combustão e pouca influência nas características da combustão.

Com relação às emissões, Tsang et al. (2010) relataram que, comparado com o uso de óleo diesel puro, houve aumento de até 2,4 vezes na emissão de CO com uso de etanol, sendo maior para as maiores cargas. Foi observado aumento de emissão de HC de até 1,6 vezes para 10% de etanol e de até 3,3 vezes, sendo maior para as menores cargas. Os autores explicam que, com a utilização de etanol, a mistura ar/etanol pode ser aprisionada nas fendas e camadas

de arrefecimento do motor, além de causar menor temperatura da mistura, levando ao aumento de combustível não queimado. Com relação às emissões de  $\text{NO}_x$ , foi notada uma diminuição de 6,6% e 14,7% para 10% e 20% de uso de etanol, respectivamente, em cargas médias. Para a maior carga experimentada não houve redução para uso de 10% de etanol e houve uma redução de 3,9% para uso de 20% de etanol. Os autores explicam que os principais mecanismos que afetaram a emissão de  $\text{NO}_x$  são o efeito de arrefecimento do etanol, que reduz sua emissão, e o aumento do atraso na ignição e do calor liberado na fase pré-misturada da combustão, que aumentam a temperatura de combustão e, conseqüentemente, a emissão de  $\text{NO}_x$ . Os autores relatam que, em cargas baixas, o efeito de arrefecimento é dominante, reduzindo a emissão de  $\text{NO}_x$ , e que esta redução é menor em cargas altas, já que o efeito de arrefecimento é reduzido pelo aumento da temperatura dos gases no cilindro. A emissão de dióxido de nitrogênio ( $\text{NO}_2$ ) aumentou com o crescimento do percentual de etanol utilizado, sendo o percentual de aumento significativo em cargas baixas e médias, mas insignificante em cargas altas (TSANG et al., 2010). Os autores justificaram os resultados explicando que o  $\text{NO}_2$  é formado quando o  $\text{NO}$  reage com  $\text{HO}_2$  e é formado em regiões de baixas temperaturas relativas; portanto, a baixa temperatura em cargas baixas favorece a conversão de  $\text{NO}$  para  $\text{NO}_2$ .

Yao et al. (2010) realizaram experimentos em um motor de quatro cilindros, potência nominal de 88 kW (3200 rpm) e injeção direta de óleo diesel operando com óleo diesel de baixo teor de enxofre e injeção de etanol no coletor de admissão, com percentuais de substituição de 10% e 20%, com base na energia necessária para cada carga do motor. Os autores relataram que a eficiência térmica do motor operando no modo bicomcombustível se reduziu em cargas baixas e não se alterou significativamente em cargas médias e altas, em comparação com o uso de óleo diesel puro. Houve aumento nas emissões de HC, CO e  $\text{NO}_2$  com o uso de etanol e redução das emissões de  $\text{NO}_x$ , principalmente em cargas baixas, e de PM. O aumento da emissão de CO foi, em média, de 2,1 e 3,1 vezes para 10% e 20% de etanol, respectivamente. A redução da emissão de  $\text{NO}_x$  ficou entre 7,8% a 12% para cargas baixas, 7,8% a 16,2% para cargas médias e 3% a 8% para cargas altas. Assim como outros autores, esta redução foi explicada pela diminuição da temperatura da chama no cilindro devido à inclusão de etanol, já que a emissão de  $\text{NO}_x$  é fortemente dependente da temperatura. Em cargas altas, o efeito de resfriamento do etanol é reduzido devido às altas temperaturas de combustão. Os autores explicam que a oxidação de álcoois no  $\text{NO}$  pode levar à formação de  $\text{NO}_2$ , com o álcool funcionando como fonte de radicais livres de hidroperoxila ( $\text{HO}_2$ ). Em cargas altas, a taxa de combustível não queimado tende a diminuir devido às altas temperaturas, reduzindo as emissões de  $\text{NO}_2$ .

Zhang et al. (2011) destacam que o modo de substituição por adição de álcoois no ar de admissão em motores diesel permite maiores percentuais de substituição e controle da concentração de álcool de acordo com a carga demandada do motor, se comparado com o modo de misturas dos combustíveis. Os autores destacam ainda que muitos estudos mostraram redução de  $\text{NO}_2$  e PM nas emissões de motores no modo bicombustível (óleo diesel e metanol/etanol), quando comparado com as emissões do motor funcionando no modo padrão. Os autores descrevem alguns fatores que influenciam o desempenho do motor diesel com o uso de injeção de álcool no coletor de admissão. Dentre os fatores, o efeito de resfriamento na mistura causado pelo alto calor latente de evaporação do álcool, que pode reduzir a eficiência térmica, e a maior velocidade de taxa de liberação de calor mistura ar/álcool, que pode aumentar a eficiência térmica.

Zhang et al. (2011) realizaram experimentos em um motor de quatro cilindros com injeção direta de óleo diesel e potência nominal de 88 kW (3200 rpm). Foi desenvolvida uma central eletrônica para controlar a injeção de etanol no coletor de admissão do motor a 0,35 MPa. Os percentuais de substituição utilizados, com base energética, foram de 10% e 20% de etanol. Os resultados mostraram aumento no consumo de combustível quando se utilizou óleo diesel e etanol, justificado pelo menor poder calorífico do etanol. No modo bicombustível houve redução da eficiência térmica do motor em cargas baixas, sendo de 7% com o uso de 20% de etanol, e aumento em cargas altas, de 3% com o uso de 20% de etanol, quando comparado com o óleo diesel. Com relação às emissões houve aumento de HC e CO à medida que maiores percentuais de etanol foram utilizados, sendo esse aumento mais significativo em cargas baixas. Esse comportamento em cargas baixas foi justificado pelo efeito de resfriamento das misturas, causado pelo etanol, e pela combustão pobre devido à alta relação ar/combustível, sendo o efeito de resfriamento menor em cargas altas. Os autores mostraram que a emissão de  $\text{NO}_x$  se reduziu entre 9% e 15% para 20% de uso de etanol, quando comparado com o óleo diesel padrão. Os autores relatam que a redução dos níveis de  $\text{NO}_x$  está relacionada com o efeito de resfriamento do etanol em cargas baixas. Em cargas altas, devido à menor disponibilidade de oxigênio ( $\text{O}_2$ ), a combustão do óleo diesel com a mistura ar/álcool pode contribuir para menores níveis de emissão de  $\text{NO}_x$ . A emissão de  $\text{NO}_2$  aumentou com o uso de etanol, justificado pela presença de etanol não queimado, que favorece a conversão de NO para  $\text{NO}_2$ , pois esse é um bom agente oxidante. Os resultados mostraram redução de PM com uso de etanol.

Chauhan et al. (2011) utilizaram um motor de um cilindro, com ignição por compressão, potência nominal de 7,5 kW (1500 rpm) e ângulo de injeção de óleo diesel de 26°CA APMS,

no modo bicomcombustível operando com etanol como combustível secundário admitido no coletor de admissão através de um carburador e óleo diesel como combustível primário. Os percentuais de substituição, em termos de energia, chegaram a 48% de etanol. Os dados dos experimentos mostraram redução do consumo de óleo diesel, observando-se maior redução para maiores cargas de demanda. A temperatura de exaustão decresceu de acordo com o aumento da adição de etanol, com maiores diferenças encontradas para maiores cargas demandadas. Nos resultados de emissão de poluentes, os autores relataram que a emissão de CO aumentou com o aumento da carga demandada do motor, resultado explicado pelo maior consumo de combustível e pela vazão de ar admitido constante, aumentando a relação combustível/ar, parâmetro de influência direta na emissão de CO. Comparando o modo óleo diesel padrão com o modo bicomcombustível foi encontrado aumento da emissão de CO em percentuais de substituição de até 30%, havendo redução de emissão de CO nos modos com 20% e 45% de etanol para o motor operando sem demanda de carga. Para uma demanda de 70% de carga, a emissão de CO decresceu para substituição de até 15%, crescendo para maiores percentuais de substituição. A emissão de CO<sub>2</sub> diminuiu à medida que o percentual de substituição aumentou. Os resultados mostraram que a adição de etanol aumentou a emissão de hidrocarbonetos não queimados e reduziu a emissão de NO<sub>x</sub> com o uso de até 16% de etanol. Os autores concluíram que o percentual ideal de substituição, para as condições estudadas, é de 15 %.

Surawski et al. (2012) utilizaram a técnica de injeção de etanol no coletor de admissão. A substituição de etanol foi de acordo com cada carga demandada do motor, com cálculo em termos da energia necessária para obter a carga requerida, sendo utilizados percentuais de 10%, 20% e 40% de etanol. Os autores destacam que a vaporização de etanol é um requerimento crítico, pois etanol não vaporizado conduziria a uma distribuição desigual de combustível para cada cilindro, o que não é adequado. Os resultados apresentados mostraram redução de emissão de PM para todos os modos experimentados. Comparando-se com o óleo diesel puro, os autores relataram redução de emissão de NO para todas as cargas testadas, com redução de 20% para o motor funcionando sem carga acoplada e de 70% em carga plena. A emissão de CO aumentou para todos os modos experimentados, com exceção do modo sem carga. Para a concentração de 40% de etanol, com 50% da carga, o aumento foi cerca de três vezes, enquanto para carga plena o aumento foi duas vezes. Os autores relatam aumento da emissão de HC de duas vezes para 50% de carga operando com 40% de etanol. Os pesquisadores destacam que o fator de excesso de ar é um parâmetro de forte influência na composição dos gases de exaustão de um motor diesel, e justificam o aumento das emissões de CO e HC pela redução do excesso de ar com o

uso de etanol no coletor de admissão, além da possibilidade de queima incompleta dos combustíveis.

Padala et al. (2013) realizaram experimentos em um motor diesel automotivo monocilíndrico de 0,4978 L. A injeção de óleo diesel diretamente na câmara foi controlada eletronicamente e um injetor de etanol foi instalado no coletor de admissão com controle eletrônico do tempo e duração de injeção. Os testes foram realizados variando o percentual de etanol até 70% em relação ao óleo diesel, com base na energia necessária para cada carga demandada do motor. Os resultados mostraram que o aumento da fração de etanol leva a uma diminuição da pressão no interior do cilindro no PMS e a um atraso na ignição da mistura, justificado pelo efeito de resfriamento causado pela vaporização do etanol. Com relação às emissões, os resultados mostram uma redução nas emissões de CO para até 40% de uso de etanol, utilizando-se um ângulo de injeção de óleo diesel de 3°CA APMS e de 8°CA APMS. Os autores encontraram aumento nas emissões de NO<sub>x</sub> e HC e sugerem, então, um aumento da temperatura de combustão.

Sarjovaara, Alantie e Larmi (2013) utilizaram a técnica de injeção de etanol no coletor de admissão de um motor diesel de potência nominal de 206 kW, de seis cilindros e turbo alimentado. Os autores utilizaram seis eletro injetores para atomizar etanol hidratado (94,7% de pureza) e reduziram a razão de compressão do motor para evitar a ocorrência de pré-ignição. Os ensaios foram realizados utilizando o motor sob rotação constante e injeção de etanol constante, variando principalmente os parâmetros de injeção de óleo diesel e a carga desenvolvida pelo motor. Os autores apresentaram substituição de até 80% do óleo diesel por etanol em cargas altas e relatam que, quando mantidos os parâmetros de injeção de óleo diesel nas condições originais, a combustão no modo combustível se mostrou mais rápida e intensa, com aumento dos picos de pressão e podendo ocorrer o fenômeno da detonação, principalmente em cargas altas. Os autores determinaram a taxa líquida de calor liberado a partir das curvas de pressão no interior do cilindro e observaram que a taxa de liberação de calor é intensa na fase pré-misturada da combustão com o uso de etanol, mas um pouco menor em comparação com o uso de óleo diesel puro. Os autores concluem que, para conseguir maiores percentuais de substituição, é necessário alterar a estratégia de injeção de óleo diesel, como dividir a quantidade de óleo diesel fornecida por ciclo em duas ou mais injeções.

Hebbar e Bhat (2013) explicam que a técnica de EGR combinada com a técnica de injeção de etanol no coletor de ar de motores diesel causam redução da temperatura de combustão, reduzindo a emissão de NO<sub>x</sub>. Os autores realizaram experimentos em um motor diesel monocilíndrico de potência nominal de 3,7 kW utilizando as duas técnicas. Os resultados

mostraram redução da temperatura de exaustão com utilização do EGR e maior redução quando foram utilizadas a técnica do EGR e da injeção de etanol no coletor de admissão do motor. Os autores relataram que o uso do etanol combinado com EGR reduziu as emissões de NO<sub>x</sub>, HC e fuligem quando comparado com o uso do motor diesel somente com EGR.

Britto Jr. e Martins (2014) investigaram o uso da injeção indireta de etanol em um motor diesel monocilíndrico variando a razão de compressão em 14:1, 16:1 e 17:1. Os ensaios foram realizados buscando o menor consumo específico de combustível e substituindo gradativamente o óleo diesel por etanol. A cada incremento da quantidade de etanol o momento de início da injeção do óleo diesel foi ajustado. Os resultados mostraram maiores percentuais de substituição do óleo diesel por etanol para a razão de compressão de 16:1, chegando a 51%.

Tutak (2014) avaliou os efeitos da atomização de etanol E85 (85% de etanol e 15% de gasolina) no coletor de admissão de um motor com ignição por compressão e injeção direta de óleo diesel. O motor utilizado possui três cilindros e potência nominal de 24 kW e os percentuais de substituição do óleo diesel por E85 foram de 20%, 50%, 75% e 90% em base energética. A análise de pressão no interior do cilindro mostrou que a adição de E85 no ar admitido reduz a pressão durante o curso de admissão, devido ao efeito de resfriamento causado pelo combustível. O maior pico de pressão durante a combustão foi encontrado para o modo com 75% de E85 em carga plena, com aumento de cerca de 18% em relação ao encontrado para o óleo diesel puro. Com o aumento do percentual de E85 houve o aumento do atraso de ignição e aumento do pico da taxa de liberação de calor, com exceção do modo de 90% de E85, para o qual o pico da taxa de liberação de calor foi menor que o encontrado para o óleo diesel puro. O aumento do pico da taxa de liberação de calor foi justificado maior atraso de ignição do óleo diesel. Com uso de 90% de E85 houve um grande atraso de ignição, com a combustão ocorrendo durante um curso avançado de expansão do cilindro (*misfiring*). O autor mostra também, que com 20% de E85 o comportamento da curva de liberação de calor foi semelhante à encontrada para o óleo diesel puro. Para percentuais maiores de E85 pôde-se distinguir duas fases da combustão: inicialmente ocorre a combustão do óleo diesel e em seguida a combustão do E85.

Tutak (2014) explica que a injeção indireta de álcool em motores diesel afeta a eficiência térmica de duas maneiras: reduz a eficiência térmica em cargas baixas e a aumenta em cargas altas. Em cargas baixas, segundo o autor, o excesso de ar é muito alto, resultando em uma mistura do ar e do álcool muito pobre, prejudicando a qualidade da combustão. Em cargas altas, além do maior atraso de ignição, a mistura homogênea de ar e álcool se queima rapidamente, causa uma fase de combustão pré-misturada mais longa e reduz o tempo de troca de calor com o motor, o que aumenta a eficiência térmica. Esse comportamento foi encontrado

experimentalmente pelo autor com até 50% de substituição, sendo que, para maiores percentuais, houve falha na combustão. O autor avaliou as emissões com uso de E85 e encontrou, em relação ao óleo diesel puro, diminuição da emissão de NO<sub>x</sub> em cargas baixas e médias com aumento do percentual de E85 e em carga plena aumento da emissão de NO<sub>x</sub> para 20% e 50% de E85 e diminuição para 75% e 90%. O autor explica que a redução de temperatura causada pelo E85 é dominante em reduzir a formação de NO<sub>x</sub> em cargas baixas e médias, devido às menores temperaturas de combustão. Os resultados mostraram aumento das emissões de CO e HC com o aumento do percentual de etanol, justificado por possível combustão incompleta causada pela queda da temperatura da mistura no interior do cilindro. Já a emissão de fuligem reduziu com o aumento do percentual de E85, principalmente em carga plena.

Hansdah e Murugan (2014) investigaram o uso de etanol atomizado no coletor de ar de um motor monocilíndrico com potência nominal de 4,4 kW funcionando com rotação constante. Para injetar o etanol, os autores desenvolveram um sistema microcontrolador que controlou a abertura do eletro injetor através da técnica de PWM (modulação por largura de pulso), alimentando o motor continuamente com 0,24 kg/h, 0,48 kg/h, 0,96 kg/h e 1,22 kg/h de etanol. Para a maior quantidade de etanol utilizada, foi encontrado o maior pico de pressão durante a combustão e o maior atraso na ignição dos combustíveis. Os autores explicam que o etanol é um combustível com cerca de 35% de oxigênio e, quanto maior a quantidade de combustível oxigenado acumulado durante o atraso da ignição, maior a quantidade de oxigênio para o óleo diesel se queimar, resultado em um rápido aumento da pressão no interior do cilindro. Os autores mostraram que, para 1,22 kg/h de etanol, houve o maior pico da taxa de liberação de calor devido à maior disponibilidade de oxigênio e menor duração da combustão. Com o uso do etanol a eficiência térmica do motor aumentou entre 2% e 7% em carga plena. Com relação às emissões, em comparação com o óleo diesel puro, houve redução do CO emitido em cargas baixas para 0,24 kg/h e 0,48 kg/h de etanol em cerca de 6% e aumento para 0,96 kg/h e 1,22 kg/h de etanol em cerca de 12,8% e 9%, respectivamente. Em cargas altas houve aumento da emissão de CO e HC para todos os ensaios com etanol. Já as emissões de NO foram reduzidas em até 24% com o uso de etanol em cargas altas, assim como a opacidade da fumaça emitida, com redução de até 25% para a maior quantidade de etanol utilizada.

Fraioli et al. (2014) estudaram o efeito da injeção indireta do etanol em motores diesel a partir de um motor experimental óptico, equipado com um cilindro transparente que permite a captura de imagens durante o seu funcionamento e a partir de simulações numéricas. O etanol foi atomizado no coletor de admissão de ar do motor e o combustível n-heptano foi injetado diretamente na câmara de combustão do motor. Dentre os resultados apresentados, os estudos

mostraram que a adição do etanol causa áreas de autoignição mais amplas na câmara de combustão e uma combustão mais suave do n-heptano.

## 2.5 Resumo do estado da arte

Com base na revisão bibliográfica sobre técnicas de utilização de etanol em motores diesel, a Tabela 1 mostra um resumo dos principais efeitos encontrados pelos autores para as diferentes técnicas.

**Tabela 1 - Estado da Arte**

MÉTODO DE SUBSTITUIÇÃO	EFEITOS	REFERÊNCIAS
Misturas de óleo diesel e etanol	– Aumento da solubilidade com uso de biodiesel	Park et al. (2011) e Hulwan e Joshi (2011)
	– Até 25% de substituição	Abu-Qudais (2000), Sahin et al. (2007) e Surawski et al. (2012)
	– Diminuição da temperatura de exaustão	Ajav et al. (1999) e Borges (2009)
	– Aumento da temperatura de exaustão	Sayin et al. (2008) e Yilmaz et al. (2014)
	– Diminuição da temperatura do óleo lubrificante	Ajav et al. (1999)
	– Diminuição da eficiência térmica em todas as cargas	Ajav et al. (1999)
	– Diminuição da eficiência térmica do motor em cargas baixas	Huang et al. (2009)
	– Aumento da eficiência térmica para cargas altas	Kim e Choi (2008), Huang et al. (2009), Borges (2009), Zhu et al. (2010) e Hulwan e Joshi (2011)
	– Redução da emissão de NO	Hulwan e Joshi (2011)

- 
- Aumento da emissão de NO<sub>x</sub> Mohammadi et al. (2005) Shi et al. (2006), Kim e Choi (2008), Sayin et al. (2008) e Armas, García-Contreras e Ramos (2014)
  - Redução da emissão de NO<sub>x</sub> em carga plena Ajav et al. (1999)
  - Redução ou manutenção da emissão de NO<sub>x</sub> em todos os ensaios Ahmed (2001), He et al. (2003), Huang et al. (2009), Zhu et al. (2010), Zhu et al. (2011), Park et al. (2011), Fang et al. (2013) e Yilmaz et al. (2014)
  - Redução da emissão de fuligem Abu-Qudais et al. (2000), He et al. (2003), Merritt et al. (2005), Kim e Choi (2008), Huang et al. (2009), Hulman e Joshi (2011) e Pidol et al. (2012)
  - Redução da emissão de fuligem somente em cargas baixas Hulwan (2011)
  - Redução da emissão de material particulado Ahmed (2001), Merritt et al. (2005), Shi et al. (2006) Hansen et al. (2005), Mohammadi et al. (2005) Borges (2009), Zhu et al. (2011), Zhu et al. (2013), Zhu et al. (2013) e Armas, García-Contreras e Ramos (2014)
  - Aumento da emissão de HC Abu-Qudais et al. (2000), He et al. (2003), Sayin et al. (2008), Kim e Choi (2008),
-

- 
- |   |  |
|---|--|
|   | Huang et al. (2009), Zhu et al. (2010), Park et al. (2011), Zhu et al. (2011) (10 e 15% de etanol), Pidol et al. (2012), Fang et al. (2013) e Yilmaz et al. (2014) (cargas baixas) |
| – Redução da emissão de HC                    | Shi et al. (2006), Sayin et al (2008), Huang et al. (2009), Zhu et al. (2010), Zhu et al. (2011) (5% de etanol), Yilmaz et al. (2014) (cargas altas)                               |
| – Aumento da emissão de CO <sub>2</sub>       | Sayin et al. (2008), Park et al. (2011) e Hulwan e Joshi (2011)  |
| – Redução da emissão de CO <sub>2</sub>       | He et al. (2003)   |
| – Aumento da emissão de CO                    | Shi et al. (2006) e Sayin et al. (2008)  |
| – Redução da emissão de CO em carga plena     | Ajav et al. (1999), Sayin et al. (2008), Huang et al. (2009) e Hulwan e Joshi (2011)   |
| – Redução da emissão de CO em todas as cargas | Ahmed (2001) e Sayin et al. (2008); Zhu et al. (2010) (5% de etanol) e Armas, García-Contreras e Ramos (2014)  |
| – Aumento da emissão de CO em todas as cargas | Abu-Qudais (2000), He et al. (2003), Shi et al. (2006), Kim e Choi (2008), Zhu et al. (2010) (10 e 15% de etanol), Pidol et al. (2012), Fang et al. (2013) e Yilmaz et al. (2014)  |
| – Aumento da emissão de CO para cargas baixas | Huang et al. (2009) e Hulwan e Joshi (2011)  |
-

---

	– Atraso do ângulo de injeção da mistura de óleo diesel e etanol reduziu a emissão de CO	Sayin et al. (2008)
	– Atraso do ângulo de injeção da mistura óleo diesel e etanol reduziu a emissão de HC	Sayin et al. (2008)
	– Aumento da pressão em cargas altas ou em toda faixa ensaiada	Mohammadi et al. (2005), Zhu et al. (2011) e Fang et al. (2013)
	– Redução ou instabilidade da pressão em cargas baixas	Mohammadi et al. (2005) e Hulwan e Joshi (2011)
	– 50% ou mais de substituição	Abu-Qudais et al. (2000), Kowalewickz e Pajaczek (2003), Sahin et al. (2007), Surawski et al. (2012), Padala et al. (2013) e Tutak (2014)
	– Redução da eficiência térmica do motor em cargas baixas e médias	Tsang et al. (2010), Yao et al. (2010), Zhang et al. (2011) e Tutak (2014)
	– Aumento na eficiência térmica do motor	Abu-Qudais et al. (2000)
Injeção indireta de etanol e injeção de óleo diesel	– Aumento ou manutenção da eficiência térmica para cargas altas	Kowalewicz e Pajaczek (2003), Tsang et al. (2010), Yao et al. (2010), Zhang et al. (2011) e Tutak (2014)
	– Redução da temperatura de exaustão	Chauhan et al. (2011)
	– Redução da emissão de CO <sub>2</sub>	Kowalewicz e Pajaczek (2003) e Chauhan et a. (2011);
	– Aumento da emissão de CO	Abu-Qudais et al. (2000), Kowalewicz e Pajaczek (2003), Tsang et al. (2010), Chauhan et al. (2011), Yao et

---

- 
- |  |  |
|--|--|
|  | al. (2010), Zhang et al. (2011), Chauhan et al. (2011), Surawski et al. (2012), Tutak (2014) e Hansdah e Murugan (2014).   |
| - Diminuição da emissão de CO                          | Padala et al. (2013)   |
| - Aumento da emissão de HC                             | Abu-Qudais et al. (2000), Kowalewicz e Pajaczek (2003), Tsang et al. (2010), Zhang et al. (2011), Chauhan et al. (2011), Yao et al. (2010), Chauhan et al. (2011), Surawski et al. (2012), Padala et al. (2013), Tutak (2014) e Hansdah e Murugan (2014) |
| - Redução da emissão de fuligem e material particulado | Abu-Qudais et al. (2000), Zhang et al. (2011), Surawski et al. (2012) e Zhang et al. (2013).   |
| - Redução da emissão de NO <sub>x</sub>                | Noguchi et al. (1996), Islam et al. (1997); Kowalewicz e Pajaczek (2003), Tsang et al. (2010) e Yao et al. (2010), Zhang et al. (2011), Chauhan et al. (2011) (até 16% de etanol) e Tutak (2014)   |
| - Aumento da emissão de NO <sub>x</sub>                | Padala et al. (2013) e Tutak (2014) (cargas altas).  |
| - Redução da emissão de NO                             | Surawski et al. (2012) e Hansdah e Murugan (2014)  |
| - Aumento da emissão de NO <sub>2</sub>                | Tsang et al. (2010) e Zhang et al. (2011)  |
-

- 
- Redução na emissão de fuligem Abu-Qudais et al. (2000) e Tutak (2014).
  - Aumento do atraso de ignição Islam et al. (1997)
  - Redução do pico de pressão em cargas baixas Kowalewicz e Pajaczek (2003), Tsang et al. (2010), Zhu et al. (2010) e Zhang et al. (2013)
  - Aumento do pico de pressão em cargas altas Kowalewicz e Pajaczek (2003), Nochuchi et al. (1966), Tsang et al. (2010), Zhu et al. (2013), Zhang et al. (2013), Sarjovaara, Alantie e Larmi (2013), Tutak (2014) e Hansdah e Murugan (2014)
- 

**Fonte: Dados de pesquisa**



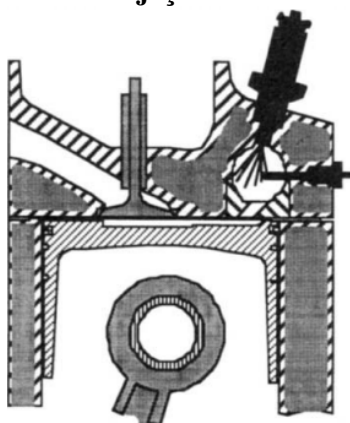
### 3 FUNDAMENTOS TEÓRICOS

Este capítulo apresenta conceitos sobre motores de combustão interna, sistemas de injeção de combustíveis, combustíveis e parâmetros de desempenho, necessários para o desenvolvimento desse estudo.

#### 3.1 Sistemas de injeção de combustível

Os sistemas de injeção de combustível dos motores de combustão interna são responsáveis por fornecer a quantidade de combustível adequada à demanda do motor. Estes sistemas devem gerar a pressão de injeção para atomização do combustível, para formar uma mistura ar/combustível adequada e para a correta distribuição do combustível, e afetam o desempenho e emissões do motor. A geometria e características de cada sistema de alimentação de combustível variam de acordo com o motor e a tecnologia empregada (CAPELLI, 2010). Em motores de combustão com ignição por compressão, o combustível pode ser introduzido de forma direta ou indireta na câmara de combustão. No sistema de injeção indireta, o combustível é introduzido por injetores em uma pré-câmara, também chamada de câmara de turbulência, como mostra a Figura 3. A energia necessária para realizar a mistura na pré-câmara é causada pelo movimento do ar obtido antes e após a ignição (CHALLEN e BARANESCU, 1999).

**Figura 3 – Sistema de injeção indireta de óleo diesel**

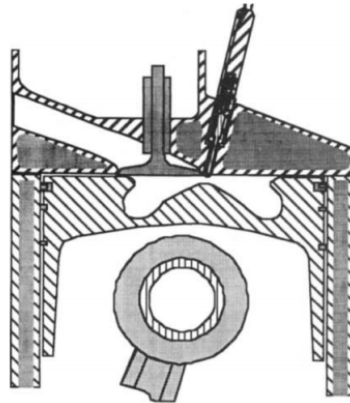


Fonte: CHALLEN e BARANESCU (1999)

No sistema de injeção direta de óleo diesel o combustível é introduzido diretamente na câmara de combustão em alta pressão e com energia suficiente para promover a distribuição

adequada de combustível e a mistura com o ar (HEYWOOD, 1988). Usualmente, a geometria da câmara de combustão é uma cavidade no topo do pistão e o injetor é de multifuros para melhor distribuição do combustível, como mostra a Figura 4. Os sistemas de injeção direta de óleo diesel possibilitam maior eficiência do motor em comparação ao sistema de injeção indireta, mas exigem sistemas mais robustos e alta pressão de injeção (CHALLEN e BARANESCU, 1999).

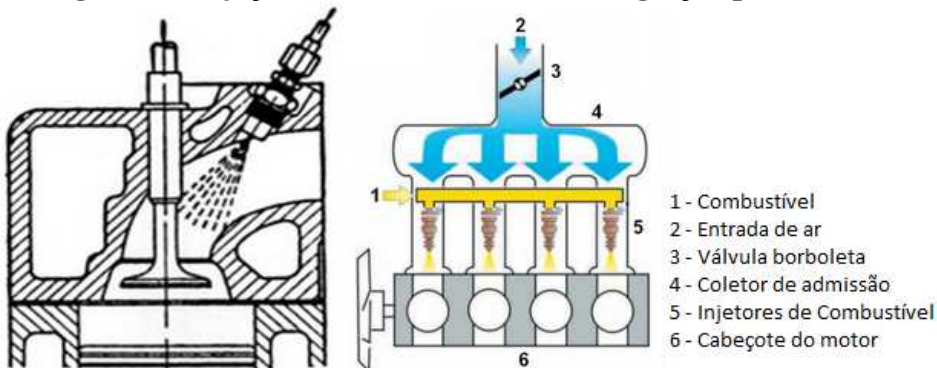
**Figura 4 – Sistema de injeção direta de óleo diesel**



Fonte: CHALLEN e BARANESCU (1999)

Nos sistemas de injeção indireta multiponto, que normalmente é utilizado em motores com ignição por centelha mas será empregado neste trabalho para a injeção de etanol, os injetores são instalados em cada um dos ramais do coletor de admissão. O combustível é atomizado na parte posterior das válvulas de admissão e admitido junto com o ar no curso de admissão do pistão, como mostra a Figura 5.

**Figura 5 – Injeção indireta em motores de ignição por centelha**



Fonte: Adaptado de NORBYE (2013) e SENDYKA e NOGA (2013)

### 3.2 Óleo diesel

O óleo diesel é um combustível derivado do petróleo formado por uma mistura de centenas de compostos químicos, com presença principalmente de carbono, hidrogênio e baixas concentrações de enxofre, nitrogênio e oxigênio (PETROBRAS, 2013). O número de carbono varia entre 10 e 22 e os compostos podem ser parafínicos, naftênicos ou aromáticos (SZKLO e ULLER, 2008). A Resolução ANP N°50, de 23.12.2013 – DOU 24.12.2013 regulamenta as especificações do óleo diesel de uso rodoviário no Brasil, classificando-o em:

- a) Óleo diesel A: combustível produzido pelo processo de refino de petróleo, de uso rodoviário, sem adição de biodiesel;
- b) Óleo diesel B: combustível produzido pelo processo de refino de petróleo, com adição de biodiesel no teor estabelecido pela legislação vigente.

Esta resolução estabelece nomenclaturas para o óleo diesel de acordo com o teor de enxofre:

- a) Óleo diesel A S10 e B S10: teor de enxofre máximo de 10 mg/kg;
- b) Óleo diesel A S500 e B S500: teor de enxofre máximo de 500 mg/kg.

A Lei N° 13.033 de 24.09.2014 estabeleceu que a partir de 1° de julho de 2014 o percentual de adição obrigatória de biodiesel ao óleo diesel comercializado, medidos em volume, era de 6%, e a partir de 1° de novembro de 2014, 7% (BRASIL, 2014). A Tabela 2 mostra algumas propriedades do óleo diesel. O óleo diesel comercializado para o segmento automotivo possui as características da Tabela 3.

**Tabela 2 - Propriedades do óleo diesel**

PROPRIEDADE	VALOR
Composição de Carbono (C) em massa (%)	86,6
Composição de Hidrogênio (H) em massa (%)	13,4
Composição de Oxigênio (O) em massa (%)	0
Massa específica a pressão atmosférica (kg/L)	0,82 – 0,865

Temperatura de ebulição (°C)	288 - 338
Solubilidade na água em condições ambiente (100%)	Desprezível
Calor latente de vaporização (kJ/kg)	250-290
Poder calorífico inferior (MJ/kg)	43,2
Temperatura de autoignição (°C)	210
Limites de inflamabilidade Inferior (vol %)	1,3
Limites de inflamabilidade Superior (vol %)	6
Razão estequiométrica ar/óleo diesel (base mássica)	14,6/1
Viscosidade a 40 °C (mPa.s)	2,5-5,5

Fonte: BECHTOLD (2002), CETESB (2013), PETROBRAS (2014) e ZHU et al. (2010)

**Tabela 3 - Formas de comercialização do óleo diesel**

	Diesel Podium S10	Extra diesel S-10	Diesel Comum S-10	Extra Diesel	Diesel Comum
Presença de Biodiesel	Sim – 7% em volume				
Presença de Aditivos	Sim	Sim	Não	Sim	Não
Enxofre total máximo (ppm)	10	10	10	500 ou 1800	500 ou 1800
Número de Cetano mínimo	51	48	42	42	42

Fonte: PETROBRAS, 2013

### 3.3 Etanol como combustível alternativo

O termo combustíveis alternativos é utilizado para nomear os combustíveis diferentes do óleo diesel e da gasolina e utilizados nos meios de transportes. Alguns dos principais combustíveis alternativos utilizados hoje são: etanol, metanol, gás natural, propano, hidrogênio e biodiesel (CHALLEN e BARANESCU, 1999). Cada combustível alternativo possui características diferentes de emissões de gases e são geralmente comparados com as emissões de derivados do petróleo. A maioria é menos prejudicial quando descartada na natureza e emite gases menos poluentes que os derivados de petróleo. Com o advento do aumento da tecnologia de controle de emissões, os combustíveis derivados do petróleo emitem, hoje, menores quantidades de poluentes, porém a emissão de determinados gases do efeito estufa (*greenhouse gases*) ainda é maior que a obtida da combustão de alguns combustíveis alternativos.

Álcoois como metanol e etanol, podem ser utilizados como combustíveis alternativos. O baixo número de cetano dificulta o uso direto em motores diesel, exigindo aditivos de cetano. O álcool pode ser utilizado misturado com óleo diesel em baixas proporções e esta mistura pode causar redução significativa de emissões de NO<sub>x</sub> e material particulado. O álcool pode, também, ser atomizado no coletor de admissão ou diretamente na câmara e entrar em ignição com a injeção de óleo diesel na câmara de combustão (CHALLEN e BARANESCU, 1999).

O etanol tem sido considerado um bom combustível para motores com ignição por centelha. Henry Ford foi um dos primeiros defensores do uso de etanol como combustível devido às suas boas propriedades de combustão e pelo benefício ao setor agrícola. No Brasil o uso do etanol é bastante difundido e grande parte dos veículos do país movidos a gasolina é capaz de operar com pelo menos 22% de etanol anidro em volume (BECHTOLD, 2002). O etanol, álcool de baixo peso molecular, tem estrutura molecular simples, o que o faz adequado para utilização em motores de combustão interna. É geralmente obtido da fermentação de matrizes vegetais, seguido de destilação (VIVAS, 2010), sendo a cana-de-açúcar a principal fonte do combustível no Brasil (MACEDO, 2007). A Tabela 4 mostra algumas propriedades do etanol anidro e do etanol hidratado, que é um líquido de cor clara e de odor característico.

O etanol possui alto calor latente de vaporização e oxigênio em sua composição. A presença de oxigênio faz com que o etanol tenha poder calorífico inferior menor que o da gasolina. A temperatura de autoignição do etanol é de 363 °C (PETROBRAS, 2014), que é maior que a da gasolina, 257 °C, e que a do óleo diesel, cerca de 225 °C (PETROBRAS, 2014), fazendo o etanol menos suscetível a entrar em combustão em contato com superfícies com alta temperatura (BECHTOLD, 2002).

Devido ao menor calor latente de vaporização, menor pressão de vapor e maior ponto de ebulição, gerar vapor de etanol exige mais energia do que gerar vapor de gasolina (BECHTOLD, 2002). O etanol possui o limite de inflamabilidade superior maior que o do óleo diesel e da gasolina (VIVAS, 2010), o que representa maior faixa de misturas inflamáveis para o etanol. A Resolução ANP N°7, de 09.02.2011 – DOU 10.02.2012, regulamenta a comercialização de etanol combustível, definindo-o como:

*Combustível destinado ao uso em motores Ciclo Otto e que possui como principal componente o etanol, especificado sob as formas de álcool etílico anidro combustível ou etanol combustível e de álcool etílico hidratado combustível ou etanol hidratado combustível, produzido e/ou comercializado pelos agentes econômico, conforme regulamentação da ANP.*

*Etanol Anidro combustível (EAC): álcool etílico anidro combustível ou etanol anidro combustível destinado ao distribuidor para compor mistura com gasolina A na formulação da gasolina C, em proporção definida por legislação aplicável, devendo ser comercializado conforme especificação contida no Regulamento Técnico ANP nº 3/2011;*

*Etanol hidratado combustível (EHC): álcool etílico hidratado combustível ou etanol hidratado combustível destinado à venda no posto revendedor para o consumidor final, conforme especificação contida no Regulamento Técnico ANP nº 3/2011, parte integrante desta Resolução (AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEIS, 2011).*

**Tabela 4 - Propriedades do etanol**

PROPRIEDADE	ETANOL	ETANOL
	ANIDRO	HIDRATADO
Formula Química	C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> OH	C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> OH-H <sub>2</sub> O
Massa molecular (g/mol)	46,07	47,42
Composição em massa (%)		
Carbono (C)	52,2	47,0
Hidrogênio (H)	13,1	12,0
Oxigênio (O)	34,7	34,0
Pureza (%)	Mín. 99,3	Mín. 92,6
Massa específica a 20 °C (kg/l)	0,79	0,81
Temperatura de ebulição (101,325 kPa) (°C)	78,5	77,0
Solubilidade na água em condições ambiente (%)	100	100
Calor latente de vaporização (kJ/kg)	904,35	992,27
Poder calorífico inferior (MJ/kg)	26,8	24,92
Temperatura de autoignição (°C)	363	363
Limites de inflamabilidade Inferior (vol %)	4,3	3,3
Limites de inflamabilidade Superior (vol %)	19	19
Razão estequiométrica ar/etanol (base mássica)	9,0:1	8,3:1
Número de octano de pesquisa	108,6	110
Número de octano motor	89,7	92
Viscosidade a 20 °C (mPa.s)	1,22	1,20

**Fonte: BECHTOLD (2002), BEM (2008), ZHU et al. (2010) e PETROBRAS (2014)**

Na produção do etanol diferencia-se etanol anidro (álcool etílico anidro) e etanol hidratado (álcool etílico hidratado). O etanol anidro comercializado tem o teor de água de até 0,7% em massa (PETROBRAS, 2014), enquanto o etanol hidratado possui entre de 6,2% e

7,4% de água em massa (PETROBRAS, 2014). O etanol anidro é utilizado para ser misturado com gasolina das refinarias, em uma proporção de 20% a 25% de etanol. O etanol hidratado é utilizado diretamente no abastecimento de veículos automotores (MICHELLON et al., 2008).

### **3.4 Parâmetros de motores e combustíveis**

A seguir são apresentados parâmetros importantes na avaliação de motores de combustão interna e de combustíveis.

#### **3.4.1 Poder calorífico**

A energia liberada pela reação do combustível com o ar é determinada pela diferença entre a entalpia total dos produtos e a entalpia total dos reagentes, sendo chamado de calor de reação, calor de combustão ou entalpia de reação (PULKRABEK, 2003). Heywood (1988) explica que, para os combustíveis, esse parâmetro é obtido experimentalmente, sendo chamado de poder calorífico. O poder calorífico de um combustível é definido como a magnitude do calor de reação a uma pressão ou a um volume constante em uma temperatura padrão (normalmente 25°C) para a combustão completa de uma unidade de massa do combustível. São utilizados dois valores de poder calorífico, o poder calorífico superior (PCS) e o poder calorífico inferior (PCI). O PCS é utilizado quando toda a água formada pela combustão estiver na fase líquida e o PCI é utilizado quando toda água formada pela combustão estiver na fase vapor (HEYWOOD, 1988).

#### **3.4.2 Número de cetano**

A capacidade de autoignição é uma das principais propriedades dos combustíveis utilizados em motores com ignição por compressão. O número de cetano é utilizado para mensurar esta propriedade, sendo um indicativo da qualidade de ignição de um combustível. Uma melhor qualidade na ignição ocorre com um maior número de cetano, representando menor atraso de ignição (HEYWOOD, 1988). Para motores do ciclo diesel o combustível deve ser facilmente inflamável ao contato com o ar superaquecido, favorecendo ao arranque do motor e a uma melhor combustão, característica obtida com combustíveis com alto número de cetano.

Atualmente os combustíveis mais favoráveis aos motores diesel são aqueles com número de cetano entre 45 e 50. Abaixo de número de cetano 30 o combustível tem grandes dificuldades de entrar em combustão e, acima de 60, pode ocorrer o fenômeno de detonação no motor (SZKLO e ULLER, 2008).

#### **3.4.2.1 Misturas de óleo diesel e etanol**

Ao se misturar os combustíveis óleo diesel e etanol, o número de cetano da mistura é baixo em relação ao do óleo diesel puro devido ao número de cetano extremamente baixo do etanol. Para cada 10%, em volume, de etanol em uma mistura com óleo diesel, estima-se uma redução de 7,1 unidades do número de cetano da mistura (SZKLO e ULLER, 2008). A adição de etanol no óleo diesel também reduz a viscosidade e o poder calorífico da mistura, comparando com o óleo diesel puro.

#### **3.4.3 Potência**

A potência de um motor é definida como a capacidade de transportar uma carga a certa velocidade ou como a energia útil gerada por unidade de tempo (HEYWOOD, 1988), determinada por:

$$P_b = 2. \pi. \omega. \tau \quad (1)$$

onde:

$P_b$  = potência disponível no eixo do motor (kW);

$\omega$  = rotação do motor (rev/s);

$\tau$  = torque do motor (N.m).

#### **3.4.4 Consumo específico**

Em pesquisas envolvendo motores a indicação de consumo de combustível é feita por vazão mássica ou volumétrica do combustível por unidade de tempo. Um modo de avaliar o desempenho do motor é determinar o consumo específico, que relaciona o consumo de combustível com a potência gerada. Esse parâmetro é calculado por (HEYWOOD, 1988):

$$sfc = \frac{\dot{m}_f}{P_b} \quad (2)$$

onde:

$sfc$  = consumo específico de combustível (kg/kW.h);

$\dot{m}_f$  = vazão mássica de combustível (kg/h).

Ao se utilizar o motor no modo bicomcombustível o consumo específico deve ser calculado levando em consideração os dois combustíveis. O cálculo para utilização de óleo diesel e etanol é dado por (TSANG et al., 2010):

$$sfc_b = \frac{\dot{m}_d + \dot{m}_e}{P_b} \quad (3)$$

onde:

$sfc_b$  consumo específico de combustível no modo bicomcombustível (kg/kW.h);

$\dot{m}_d$  = vazão mássica de óleo diesel (kg/h);

$\dot{m}_e$  = vazão mássica de etanol (kg/h).

Morais (2012) apresentou um método para determinar o consumo específico equivalente do motor operando no modo bicomcombustível. Para o modo óleo diesel e etanol, o consumo específico equivalente é determinado a partir da vazão mássica de óleo diesel correspondente à energia disponibilizada (PCI) pela massa de etanol consumida pelo motor, conforme:

$$sfc_{eq.} = \frac{\dot{m}_d + \dot{m}_{d,corresp.}}{P_b} \quad (4)$$

onde:

$sfc_{eq.}$  = consumo específico de combustível equivalente (kg/kW.h);

$\dot{m}_{d,corresp.}$  = vazão mássica de óleo diesel correspondente (Eq. 5) (kg/h).

$$\dot{m}_{d,corresp.} = \frac{\dot{m}_e \cdot PCI_e}{PCI_d} \quad (5)$$

onde:

$PCI_e$  = poder calorífico inferior do etanol (kJ/kg);

$PCI_d$  = poder calorífico inferior do óleo diesel (kJ/kg).

### 3.4.5 Eficiência térmica

A energia contida pelo combustível disponibilizado ao motor não é totalmente convertida em trabalho no eixo do motor. Partes desta energia são dissipadas de diversas formas, como nos gases de exaustão, sistema de arrefecimento e transferência de calor. A razão do trabalho útil produzido pelo motor e a quantidade de combustível admitida por ciclo é um parâmetro importante na avaliação de um motor, sendo denominada de eficiência de conversão de combustível, ou eficiência térmica. A eficiência térmica de um motor pode ser calculada por (HEYWOOD, 1988):

$$\eta_t = \frac{3600 \cdot P_b}{\dot{m}_f \cdot PCI} \cdot 100\% \quad (6)$$

onde:

$\eta_t$  = eficiência térmica (%);

$PCI$  = poder calorífico inferior (kJ/kg).

Para o modo bicomcombustível, óleo diesel e etanol, é necessário considerar a energia disponibilizada pelos dois combustíveis, conforme (TSANG et al., 2010):

$$\eta_{t,b} = \frac{3600 \cdot P_b}{\dot{m}_d \cdot PCI_d + \dot{m}_e \cdot PCI_e} \cdot 100\% \quad (7)$$

onde:

$\eta_{t,b}$  = eficiência térmica do motor no modo bicomcombustível (%).

### 3.4.6 Razão ar/combustível e razão combustível/ar

A combustão da mistura ar/combustível nos cilindros do motor é um dos processos que controlam os parâmetros do motor. O conhecimento da composição desta mistura é importante na avaliação do desempenho de um motor de combustão interna. Chama-se razão ar/combustível ( $A/F$ ) a razão entre a massa de ar e a massa de combustível admitida pelo motor em um ciclo completo. Heywood (1988) destaca que, em testes com motores, são geralmente medidos a vazão mássica de ar ( $\dot{m}_a$ ) e a vazão mássica de combustível ( $\dot{m}_f$ ), sendo a relação ar/combustível calculada por:

$$\frac{A}{F} = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} \quad (8)$$

A razão combustível/ar ( $F/A$ ) corresponde ao inverso da razão ar/combustível, e é determinada por:

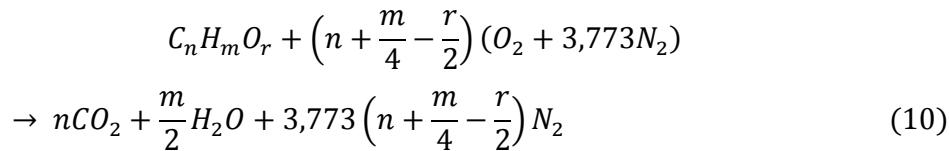
$$\frac{F}{A} = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} \quad (9)$$

Esses parâmetros são utilizados para definir condições de operação do motor. De acordo com Heywood (1988) a faixa de operação de motores com ignição por compressão é  $18 \leq A/F \leq 70$  e  $0,056 \leq F/A \leq 0,083$ .

### 3.4.7 Razão de equivalência da mistura

Um combustível hidrocarboneto pode ser completamente oxidado caso seja disponibilizado oxigênio suficiente. Nesta reação o carbono (C) é convertido em dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ) e o hidrogênio em água ( $\text{H}_2\text{O}$ ) (HEYWOOD, 1988). O dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ) é um produto natural da combustão de hidrocarbonetos. A redução da emissão de  $\text{CO}_2$  é obtida através da redução da concentração de carbono (C) no combustível ou do aumento da eficiência do motor e redução do consumo de combustível (CHALLEN e BARANESCU, 1999). O ar seco é composto principalmente de oxigênio ( $\text{O}_2$ ), cerca de 21%, e nitrogênio ( $\text{N}_2$ ), cerca de

79%. A equação da combustão completa de um combustível hidrocarboneto oxigenado ( $C_nH_mO_r$ ) é dada por:



Esta equação define a proporção estequiométrica de ar e combustível, ou seja, quando há oxigênio suficiente para conversão de todo combustível em produtos oxigenados. A mistura ar/combustível pode entrar em combustão com quantidades de ar acima ou abaixo da estequiométrica. Com excesso de ar na mistura (mistura rica), o ar adicional aparece nos produtos na sua forma original. Quando a mistura ar/combustível possui quantidade de ar menor do que a estequiométrica (mistura pobre), há oxigênio insuficiente para oxidação do combustível. Nesse caso, aparecem nos produtos da combustão elementos como hidrogênio ( $H_2$ ) e monóxido de carbono (CO). Define-se a relação da mistura ar/combustível admitida pelo motor ( $A/F$ ) e a razão ar/combustível estequiométrica para o combustível  $(A/F)_s$ , como a razão de equivalência da mistura ar/combustível ( $\lambda$ ), dada por (HEYWOOD, 1988):

$$\lambda = \frac{(A/F)}{(A/F)_s} \quad (11)$$

onde:

$(A/F)_s$  = razão ar/combustível estequiométrica;

$\lambda$  = razão de equivalência da mistura ar/combustível.

A razão de equivalência da mistura combustível/ar ( $\phi$ ) é definida como:

$$\phi = \frac{(F/A)}{(F/A)_s} \quad (12)$$

onde:

$(F/A)_s$  = razão combustível/ar estequiométrica;

$\phi$  = razão de equivalência da mistura combustível/ar.

Define-se então:

- a) Mistura pobre:  $\phi < 1$ ,  $\lambda > 1$ ;
- b) Mistura estequiométrica:  $\phi = 1$ ,  $\lambda = 1$ ;
- c) Mistura rica:  $\phi > 1$ ,  $\lambda < 1$ .

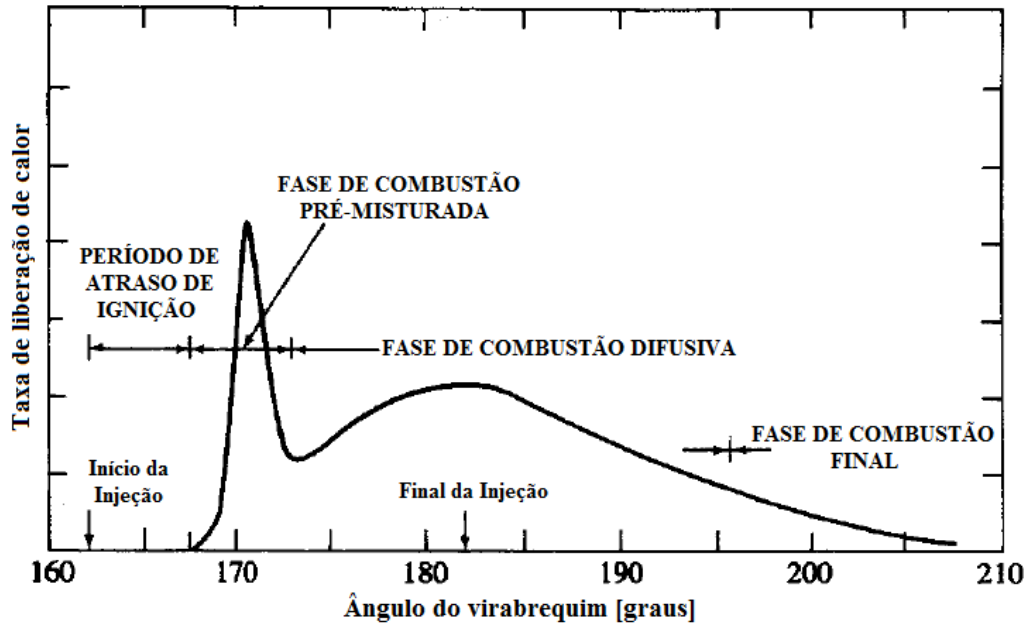
### **3.4.8 Combustão em motores de ignição por compressão**

A combustão em motores de ignição por compressão ocorre devido à alta temperatura proveniente da compressão do ar ou da mistura ar/combustível dentro do cilindro. A utilização da técnica de injeção direta de óleo diesel é dominante nestes motores, devido à maior eficiência energética. O óleo diesel é injetado no cilindro na forma líquida e, para que ocorra a combustão, o combustível deve se evaporar e se misturar com ar (HSU, 1988). O processo de combustão pode ser dividido em quatro etapas: atraso de ignição, combustão rápida ou pré-misturada, combustão difusiva e combustão final. A

Figura 6 mostra a taxa de liberação de calor em função do ângulo do virabrequim e identifica a fases da combustão.

Heywood (1988) define o atraso da ignição em motores diesel como sendo o tempo, geralmente medido pelo ângulo da manivela, do intervalo entre o início da injeção do combustível e o início da combustão. Para que ocorra a combustão são necessários processos físicos e químicos. Os processos físicos envolvem a atomização do combustível, a vaporização das partículas do combustível e a mistura do vapor de combustível com o ar. Os processos químicos são as reações do combustível, ar e gases residuais que levam ao processo de combustão. O atraso da ignição é afetado pela geometria do motor, condições de operação e propriedades do combustível e é um parâmetro que tem efeitos na combustão, desempenho e emissões do motor. Atrasos de ignição longos podem causar queda de eficiência térmica e altos níveis de emissões de hidrocarbonetos não queimados e monóxido de carbono. Hsu (2002) explica que o início da combustão é identificado pelo aumento da pressão no interior do cilindro. O uso de motores diesel no modo bicombustível altera o atraso de ignição, pois o combustível alternativo utilizado altera as propriedades da mistura ar/combustível, reduz a disponibilidade de oxigênio e causa reações químicas durante a compressão.

**Figura 6 - Taxa de liberação de calor em função do ângulo do virabrequim**



Na fase de combustão rápida ou pré-misturada ocorre a combustão da mistura ar/combustível formada durante o atraso da ignição e com concentração dentro dos limites de inflamabilidade. As chamas se espalham rapidamente, causando alta taxa de liberação de calor e aumento súbito da pressão no interior do cilindro. Ao terminar a queima de toda mistura formada antes desta fase, há uma queda na taxa de liberação de calor, finalizando a combustão pré-misturada (HEYWOOD, 1988). Hsu (2002) explica que a duração desta fase depende fortemente da duração do atraso da ignição. Com atrasos maiores uma maior quantidade de combustível pode se misturar com o ar e o pico inicial da curva de liberação de calor será maior, assim como a elevação da pressão no interior do cilindro.

Na fase difusiva da combustão, após a queima do ar e do combustível pré-misturados, a taxa de liberação de calor é controlada pela taxa em que a mistura se torna disponível para queima. O combustível é injetado em forma de gotículas que se evaporam e se misturam com o ar para se formar uma mistura inflamável. Diversos processos físicos e químicos estão envolvidos nesta fase (atomização do combustível líquido, vaporização, mistura do vapor de combustível com o ar, reações químicas), mas a taxa de queima é controlada primariamente pelo processo de mistura do combustível com o ar. A taxa de liberação de calor pode alcançar um novo pico, geralmente menor que o anterior, e decresce ao longo da fase (HEYWOOD, 1988). Nesta fase, a combustão pode ser controlada alterando as características do sistema de injeção de combustível (HSU, 2002).

Na fase de combustão final a injeção de combustível não mais controla a combustão. A taxa de liberação de calor continua baixa enquanto ocorre o curso de expansão. Parte do combustível ainda não foi queimada e parte da sua energia está presente na fuligem e nos produtos da combustão ricos em combustível, podendo ainda ser queimado. A expansão do cilindro causa queda na temperatura, tornando lenta a cinética do processo de queima.

### 3.4.8.1 Taxa de liberação de calor

Heywood (1988) define a taxa de liberação de calor como a taxa com que a energia química do combustível é liberada pelo processo de combustão. Pode-se determinar esse parâmetro através da curva de pressão interna do cilindro de um motor em função do ângulo do virabrequim. Calcula-se a energia necessária para se obter a pressão medida experimentalmente. A combustão em motores diesel é um processo complexo e dificulta o estabelecimento de um modelo matemático universal que calcule a taxa de calor liberado. Existem diversos modelos de análise que levam à determinação da taxa de liberação de calor. Modelos simplificados de cálculo da taxa de liberação de calor são utilizados para se comparar o desempenho de motores submetido a diferentes condições de operação. Heywood (1988) apresenta um modelo zero-dimensional que se inicia com a primeira lei da termodinâmica para um sistema aberto (Figura 7):

$$\frac{dQ}{d\theta} - p \frac{dV}{d\theta} + \sum(\dot{m}_i \cdot h_i) = \frac{dU}{d\theta} \quad (13)$$

onde:

$\delta Q_f$  = calor transferido para dentro do sistema (calor liberado) (kJ);

$\delta Q_w$  = calor transferido para as paredes do cilindro (kJ);

$\delta W$  = trabalho mecânico realizado pelo sistema (kJ);

$\sum d(\dot{m}_i \cdot h_i)$  = troca total de entalpia pela transferência de massa através do sistema (kJ);

$\frac{dQ}{d\theta}$  = taxa de transferência de calor através das fronteiras do volume de controle (kJ/°CA);

$p$  = pressão no interior do cilindro (Pa);

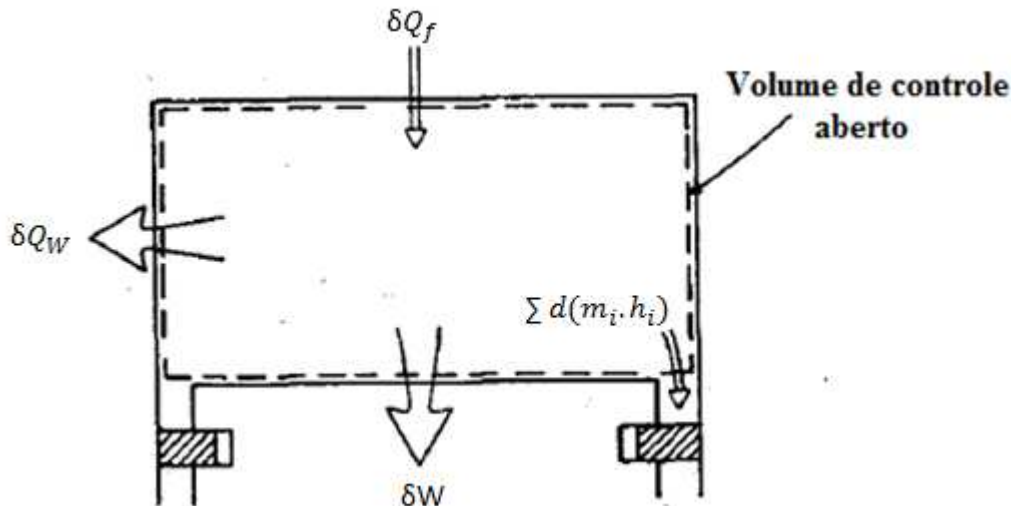
$p \frac{dV}{d\theta}$  = taxa do trabalho desenvolvido pelos gases sobre o pistão (kJ/°CA);

$\dot{m}_i$  = taxa de escoamento de massa no interior do sistema através das fronteiras do volume de controle na posição  $i$  (kg/s);

$h_i$  = entalpia do fluxo  $i$  entrando ou saindo do sistema (kJ/kg);

$\frac{dU}{d\theta}$  = variação da energia interna da mistura no interior do cilindro (kJ/°CA).

**Figura 7 - Modelo de cálculo do calor liberado**



Fonte: HEYWOOD (1988)

Para motores do ciclo diesel de injeção direta, considera-se o cilindro como um único sistema aberto. Analisando a combustão, com as válvulas fechadas, o fluxo de massa no sistema limita-se ao combustível, ao fluxo nas fendas e aberturas presentes no mecanismo. Como explicado, existem alguns métodos para análise da combustão. O método utilizado neste trabalho, mostrado por Heywood (1988), considera o conteúdo do cilindro com temperatura uniforme em cada instante de tempo durante o processo de combustão. Considera-se, ainda, que o cilindro contém uma mistura homogênea de ar e dos produtos da combustão e que a queima é realizada em incremento, como uma combustão homogênea e que age como uma fonte uniforme de valor. Omitindo o fluxo nas fendas, tem-se:

$$\frac{dQ}{d\theta} - p \frac{dV}{d\theta} + (\dot{m}_f \cdot h_f) = \frac{dU}{d\theta} \quad (14)$$

onde:

$\dot{m}_f$  = taxa de escoamento de massa de combustível para o interior do cilindro (kg/s);

$h_f$  = entalpia específica (kJ/kg).

Neste modelo,  $U$  é a energia interna sensível do conteúdo do cilindro,  $h_f$  é a entalpia sensível do combustível injetado e o conteúdo do cilindro é considerado como gás ideal.

Determina-se, então, a taxa líquida aparente de liberação de calor, através da diferença entre a taxa aparente total de liberação de calor e a taxa de calor transferido para as paredes do cilindro, conforme:

$$\frac{dQ_l}{d\theta} = \frac{dQ_T}{d\theta} - \frac{dQ_W}{d\theta} = p \frac{dV}{d\theta} + \frac{dU}{d\theta} \quad (15)$$

onde:

$$\frac{dQ_l}{d\theta} = \text{taxa aparente líquida de liberação de calor (kJ/°CA);}$$

$$\frac{dQ_T}{d\theta} = \text{taxa aparente total de liberação de valor (kJ/°CA);}$$

$$\frac{dQ_W}{d\theta} = \text{taxa de calor transferido para as paredes do cilindro (kJ/°CA).}$$

Considerando o conteúdo do cilindro como gases ideais (Eq. (16)) e a Eq. (15), obtém-se a taxa aparente líquida de liberação de calor através das Eqs. (17) e (18).

$$p \cdot V = m \cdot R \cdot T \quad (16)$$

$$\frac{dQ_l}{d\theta} = p \frac{dV}{d\theta} + m \cdot c_v \cdot \frac{dT}{d\theta} \quad (17)$$

$$\frac{dQ_l}{d\theta} = \left( \frac{\gamma}{\gamma - 1} \right) \cdot p \cdot \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma - 1} \cdot V \cdot \frac{dP}{d\theta} \quad (18)$$

onde:

m = massa no interior do volume de controle (kg);

T = temperatura no interior do cilindro (K);

$\gamma$  = razão entre os calores específicos ( $c_p/c_v$ ) (adimensional).

A Eq. (18) é utilizada com valores de  $\gamma$  constantes, sendo a faixa apropriada para este tipo de análise entre 1,3 e 1,35 (Heywood, 1988).

### 3.4.9 Formação de poluentes

Como mostrado, a combustão completa de um hidrocarboneto resulta, fundamentalmente, apenas em água (H<sub>2</sub>O) e dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>), além do nitrogênio (N<sub>2</sub>). Porém, não se consegue a combustão completa do combustível em motores de combustão

interna, causando a emissão de poluentes para o ar atmosférico. A formação dos componentes dos gases da exaustão depende, dentre outros fatores, da razão ar/combustível e da qualidade da combustão. A combustão de motores diesel libera grandes quantidades de óxidos de nitrogênio e material particulado que prejudicam o meio ambiente. Heywood (1988) explica que, em motores diesel de injeção direta, o combustível é injetado a poucos instantes da combustão, o que leva a uma distribuição não uniforme do combustível no cilindro, e que os processos de formação de poluentes são fortemente ligados à distribuição do combustível.

### **3.4.9.1 Formação de óxidos de nitrogênio**

O óxido nítrico (NO) e o dióxido de nitrogênio (NO<sub>2</sub>) são geralmente apresentados como emissões de NO<sub>x</sub>. São componentes tóxicos para os seres humanos e prejudicam a atmosfera. A formação do NO<sub>x</sub> durante a combustão depende de diversos fatores como a composição do combustível, da geometria da câmara de combustão, do modo de operação do motor, da temperatura, pressão e permanência dos gases em altas temperaturas. Em motores de combustão interna o NO é predominante com relação ao NO<sub>2</sub>. Ambos são formados na frente de chama e nos gases queimados e a principal fonte de formação é a oxidação do nitrogênio do ar atmosférico. As reações que governam a formação de NO são mostradas pelas Eqs. (19) a (21) (HEYWOOD, 1988):



As reações de formação de NO são mais lentas que as reações de combustão e são fortemente ligadas à temperatura e à concentração de oxigênio no cilindro, com altas temperaturas e concentrações de oxigênio resultando em alta formação de NO. A forte ligação entre a formação de NO e a temperatura leva ao estudo de meios de redução da temperatura no interior do cilindro para obter menores emissões (MARTINS e FERREIRA, 2010). Em motores do ciclo diesel a concentração de NO<sub>2</sub> varia entre 10% e 30% do total da emissão de NO<sub>x</sub> (HEYWOOD, 1988).

O NO formado na frente na zona de chama pode ser rapidamente convertido em NO<sub>2</sub> pela reação mostrada pela Eq. (22). O NO<sub>2</sub> é novamente oxidado em NO pela reação da Eq. (23), a não ser que o NO<sub>2</sub> formado na chama seja resfriado, como ocorre em motores operando com baixa carga.



### **3.4.9.2 Formação de monóxido de carbono**

O monóxido de carbono é tóxico e é um produto intermediário da combustão de um hidrocarboneto, resultado da combustão incompleta. Na combustão de motores de combustão interna, a formação de monóxido de carbono é fortemente ligada à razão ar/combustível local. As concentrações de CO aumentam com o enriquecimento da mistura, que causa oxigênio insuficiente e combustão incompleta. Como motores com ignição por centelha operam, geralmente, com misturas estequiométricas e ricas em carga plena, a emissão de CO é alta. Já motores com ignição por compressão operam, geralmente, com misturas pobres, tornando a emissão de CO menos significativa (HEYWOOD, 1988). A principal fonte de emissão de CO em motores diesel é a má formação da mistura ar/combustível (CHALLEN e BARANESCU, 1999).

### **3.4.9.3 Emissão de hidrocarbonetos não queimados**

Motores de combustão interna são grandes fontes de emissão de hidrocarbonetos na atmosfera. A formação de hidrocarbonetos não queimados é consequência da combustão incompleta e depende fundamentalmente da relação ar/combustível, qualidade da combustão, fendas na geometria e presença de óleo nas paredes da câmara de combustão e parâmetros de operação do motor. Motores de combustão com ignição por compressão emitem cerca de 1/5 da emissão total de hidrocarbonetos de um motor com ignição por centelha, já que operam com misturas pobres e com alta eficiência da combustão (cerca de 98%) (PULKRABEK, 2003). Challen e Baranescu (1999) destacam os dois principais mecanismos de escape de combustível

da combustão. O primeiro consiste em combustível injetado antes da combustão e que já se misturou com o ar em concentração insuficiente para entrar em combustão instantânea. O segundo mecanismo consiste no combustível injetado em baixa velocidade próximo ao fim do processo de combustão e que não se mistura de forma eficiente com o ar.

#### **3.4.9.4 Emissão de material particulado**

Durante a combustão nos motores de combustão com ignição por compressão há formação de partículas sólidas de carbono (fuligem) em zonas de mistura rica no interior do cilindro. A fuligem proveniente da exaustão é vista como emissão de fumaça e possui mau odor. A fuligem é composta de partículas esféricas de diâmetro entre 10 e 80 nm. A formação de fuligem depende de misturas ricas e de altas temperaturas e o principal mecanismo de redução desse componente é a melhoria da formação da mistura (maior velocidade de formação) e construção de câmaras de combustão e sistemas de injeção otimizados (CHALLEN e BARANESCU, 1999).

### **3.5 Motores bicombustível**

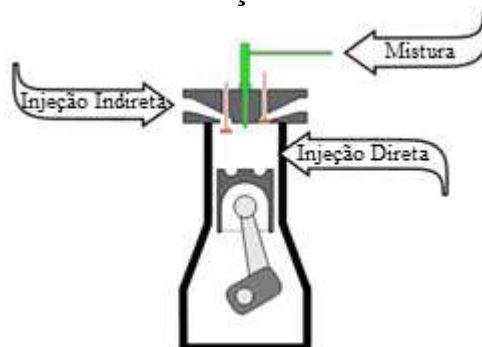
Das técnicas disponíveis para utilização de álcool em motores diesel, o método de atomização do combustível no coletor de admissão do motor é considerado um dos mais atrativos. Essa técnica não envolve grandes modificações mecânicas no motor e possibilita substituições de até 50% de óleo diesel (SAHIN et al., 2007). As técnicas de mistura de óleo diesel e álcool e injeção direta de álcool também estão entre os grandes focos de pesquisa.

O método das misturas de etanol consiste na injeção de etanol e óleo diesel misturados através do sistema de alimentação original do motor diesel. A mistura é armazenada no tanque de combustível do motor, sendo o principal impedimento para utilização desta técnica a tendência da mistura em se separar em duas fases: óleo diesel e etanol.

O método de injeção indireta de álcool consiste em introduzir o álcool no coletor de admissão do motor através de um carburador e vaporização, ou através da injeção do álcool vaporizado por meio de injetores. O método requer, portanto, um novo tanque de combustível e um sistema de injeção ou carburação de álcool. O óleo diesel é injetado diretamente na câmara de combustão e é o responsável pela ignição da mistura.

O método de utilização de motores diesel no modo bicomcombustível com injeção dos dois combustíveis diretamente na câmara de combustão é chamado de modo de injeção dupla. Consiste de dois sistemas de injeção separados, um para o óleo diesel e outro para o etanol (KAWAMBWA, 1993). Esse método requer modificações no motor e um sistema de controle de injeção mais complexo e robusto, com um sistema de alta pressão de bombeamento do combustível alternativo. A Figura 8 ilustra a diferença entre os métodos.

**Figura 8 - Técnicas de utilização de etanol em motores diesel**



Fonte: Adaptado de DIESELNET, 2013

### 3.5.1 Determinação da massa de etanol para substituição do óleo diesel

Morais (2012) investigou o desempenho de um motor diesel no modo bicomcombustível utilizando óleo diesel e hidrogênio. Para determinar a massa de hidrogênio que deve ser injetada no motor para cada percentual de substituição, o autor apresentou uma metodologia de cálculo em que a massa de combustível substituto é determinada a partir da equivalência energética com o óleo diesel.

Considerando a mesma eficiência térmica do motor operando no modo padrão, com óleo diesel puro, e no modo bicomcombustível, pode-se substituir a energia contida no óleo diesel por outra fonte de energia, ou seja, outro combustível. Sabendo-se que o poder calorífico inferior de um combustível é o valor máximo de energia térmica que se pode obter de uma unidade de massa de combustíveis hidrogenados, determina-se a massa do combustível substituto ao óleo diesel a partir de seu poder calorífico inferior (MORAIS, 2012). Considera-se então que a energia disponível no óleo diesel introduzido no motor no modo padrão deve ser disponibilizada pelo óleo diesel e pelo outro combustível, no modo bicomcombustível, como mostra a Eq. (24). Neste trabalho o combustível substituto é o etanol.

$$(\dot{m}_{d_0} PCI_d) = (\dot{m}_{d_1} PCI_d) + (\dot{m}_e PCI_e) \quad (24)$$

onde:

$\dot{m}_{d_0}$  – vazão mássica de óleo diesel no modo padrão (kg/h);

$\dot{m}_{d_1}$  – vazão mássica de óleo diesel no modo bicomcombustível (kg/h).

Sendo conhecido o consumo de óleo diesel do motor em estudo, determina-se a massa de etanol que deve ser utilizada, para cada percentual de substituição requerido, a partir de:

$$\dot{m}_e = P_{\%} \frac{\dot{m}_{d_0} PCI_d}{PCI_e} \quad (25)$$

onde:

$P_{\%}$  = percentual de substituição (%).

## 4 METODOLOGIA

Este capítulo apresenta a metodologia utilizada neste trabalho, incluindo o desenvolvimento e instalação do aparato experimental.

### 4.1 Substituição parcial do óleo diesel por etanol

O combustível óleo diesel utilizado no modo padrão de funcionamento do motor do grupo gerador de energia elétrica utilizado neste trabalho foi substituído parcialmente por etanol. Esta substituição se deu através de duas metodologias distintas: injeção direta de misturas de etanol anidro e óleo diesel e injeção direta de óleo diesel e injeção indireta de etanol hidratado. Com base na literatura e visando evitar danos ao grupo motor gerador, a Tabela 5 mostra as proporções de etanol que serão utilizadas, baseados nos resultados de outros autores apresentados no Capítulo 2. O percentual apresentado para o modo de substituição por misturas é em base mássica e o percentual para a injeção indireta de etanol é determinado com base na energia equivalente à massa de óleo diesel. A Tabela 5 mostra também a nomenclatura utilizada para cada modo de substituição, sendo o termo B7 equivalente ao óleo diesel comercial contendo 7% de biodiesel, de acordo com a Lei N° 13.033 de 24.09.2014.

**Tabela 5 - Modos de operação utilizando óleo diesel e etanol**

Misturas etanol/óleo diesel	Nomenclatura	Injeção indireta de etanol	Nomenclatura
0%	MB7E0	0%	IB7E0
5%	MB7E5	5%	IB7E5
10%	MB7E10	10%	IB7E10
15%	MB7E15	15%	IB7E15
-	-	20%	IB7E25
-	-	30%	IB7E30

**Fonte: Dados de pesquisa**

Para injeção indireta, a vazão mássica de etanol que deve ser entregue ao motor para cada percentual de substituição é determinada através da Eq. (25), e é mostrada no Apêndice A. Considerou-se o poder calorífico inferior do etanol hidratado de 24,92 MJ/kg, do etanol anidro de 26,8 MJ/kg e do óleo diesel de 43,2 MJ/kg (Tabelas 2 e 4).

### 4.2 Aparato experimental

Neste t3pico, 3 mostrado o aparato experimental utilizado nesta pesquisa, bem como o seu desenvolvimento.

#### 4.2.1 Grupo motor gerador de energia el3trica

Todos os experimentos apresentados neste trabalho foram desenvolvidos em um grupo motor gerador formado por um motor diesel de combust3o interna e um gerador de energia el3trica. As caracter3sticas do motor s3o mostradas pela Tabela 6 e as caracter3sticas do gerador s3o mostradas pela Tabela 7. A Figura 9 mostra uma vista do grupo motor-gerador.

**Tabela 6 - Caracter3sticas do motor diesel MWM**

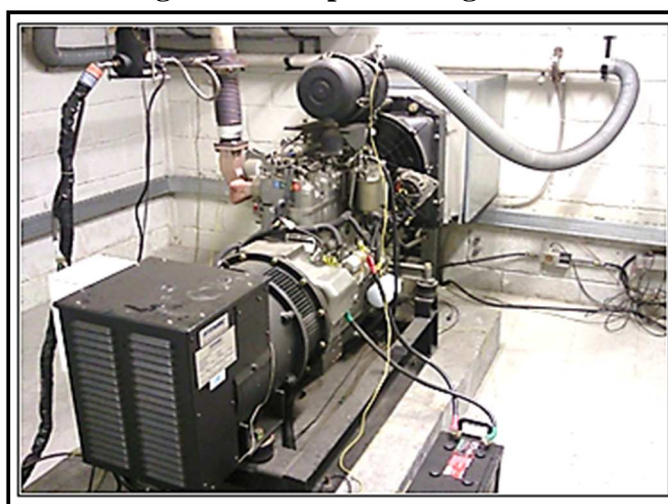
PAR3METRO	TIPO OU VALOR
Fabricante	MWM
Modelo	D229-4
Pot3ncia m3xima @ 1500 rpm	40 kW
Pot3ncia m3xima @ 1800 rpm	49 kW
Tipo de constru3o	Diesel – 4 tempos em linha
Tipo de inje3o	Direta
Ordem de igni3o	1-3-4-2
Di3metro x curso	102 x 120 mm
Comprimento da biela	207 mm
Cilindrada unit3ria	0,980 litros
N3mero de cilindros	4
Cilindrada total	3,922 litros
Aspira3o	Natural
Raz3o de compress3o	17:1
Momento de in3cio da inje3o	233CA APMS
3ngulo de abertura da v3lvula de exaust3o	5103CA DPMS
3ngulo de fechamento da v3lvula de admiss3o	2103CA DPMS
3ngulo de abertura da v3lvula de admiss3o	03 CA DPMS
3ngulo de fechamento da v3lvula de exaust3o	7203CA DPMS

Fonte: MENDES, 2012

**Tabela 7 - Características do gerador de energia elétrica**

<b>CARACTERÍSTICA</b>	<b>VALOR</b>
<b>Nº de Polos</b>	<b>4</b>
<b>Tensão</b>	<b>220 volts</b>
<b>Nº de fases</b>	<b>3</b>
<b>Potência Contínua (kVA)</b>	<b>55</b>
<b>Frequência (Hz)</b>	<b>60</b>

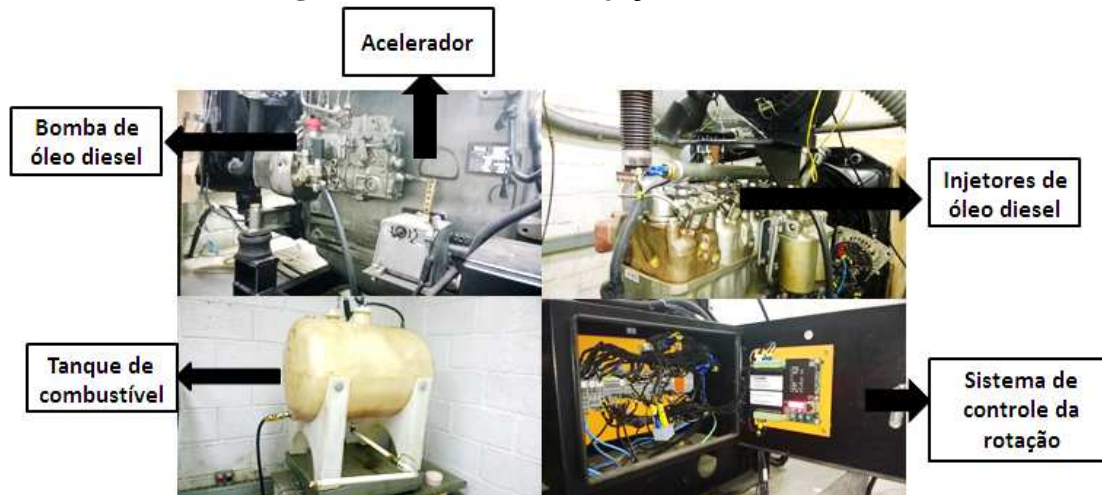
Fonte: VALENTE, 2008

**Figura 9 - Grupo motor/gerador**

Fonte: Própria do autor

O sistema de injeção de óleo diesel do motor é composto, basicamente, de um tanque de combustível, uma bomba injetora, quatro injetores mecânicos e um acelerador eletrônico. O acelerador tem a função de manter a rotação do motor constante a 1800 rpm, de modo a gerar energia elétrica na mesma frequência da rede, ou seja, 60 Hz. Ao enriquecer a mistura ar/combustível com adição de etanol, o acelerador eletrônico atua e a corrige a vazão de óleo diesel, mantendo a rotação constante e possibilitando a utilização do motor no modo bicomcombustível. A Figura 10 mostra os componentes do sistema de injeção de óleo diesel. Esse sistema é o mesmo utilizado para o modo de substituição através das misturas de etanol e óleo diesel, ou seja, não se realizou nenhuma alteração mecânica no motor para esse modo.

**Figura 10 - Sistema de injeção de óleo diesel**



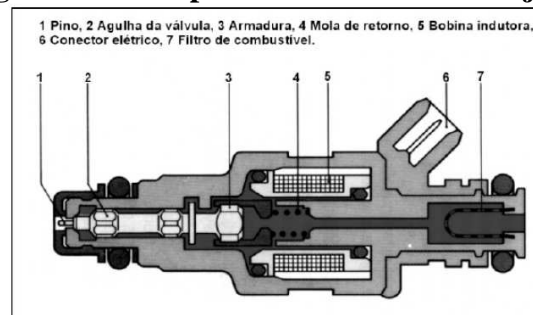
Fonte: Própria do autor

A dissipação da energia elétrica gerada pelo grupo motor gerador é realizada através de um banco de cargas resistivas com indutância reduzida. Esse é um banco de capacidade de 50 kW, em 220V, com cargas elétricas agrupadas em módulos de 2,5 kW, 5 kW e 10 kW, de modo a permitir incrementos de cargas com valor mínimo de 2,5 kW.

#### 4.2.2 Sistema de injeção indireta de etanol

Em um sistema de injeção eletrônica o eletro injetor tem o papel de atuador. O injetor é uma eletroválvula normalmente fechada que abre a passagem de combustível para o coletor de admissão ao ser energizada, e fecha mecanicamente pela ação de uma mola interna quando desenergizada. O injetor é responsável ainda pela atomização do combustível. A Figura 11 mostra o esquema de um eletro injetor.

**Figura 11 - Componentes de um eletro injetor**



Fonte: RAMOS, 2006

O sistema de alimentação indireta constituído de quatro eletro injetores desenvolvido por De Oliveira et al. (2013) foi adaptado para injeção de etanol nesse trabalho. Para instalação

dos eletro injetores foi desenvolvido um ramo de distribuição para adaptação no coletor de admissão do motor, configurando um sistema de injeção multiponto. A Figura 12 mostra o ramo de distribuição contendo os eletro injetores de etanol que serão utilizados neste trabalho, de fabricação *Magnetti Marelli*. Desta forma o etanol é injetado individualmente em cada um dos cilindros do motor, assegurando que a mesma quantidade de combustível é conduzida para cada cilindro e obtendo maior controle e eficiência na combustão. O injetor foi posicionado de modo a injetar o etanol direcionado para a parte posterior da válvula de admissão, fazendo com que seja admitido junto com o ar no curso de admissão do pistão.

**Figura 12 – Ramo de distribuição do etanol instalado no coletor de admissão de ar**



Fonte: Própria do Autor

A Figura 13 mostra uma vista no interior do coletor de admissão, onde é possível observar o eletro injetor de etanol.

**Figura 13 – Detalhe do ramo de distribuição do etanol**

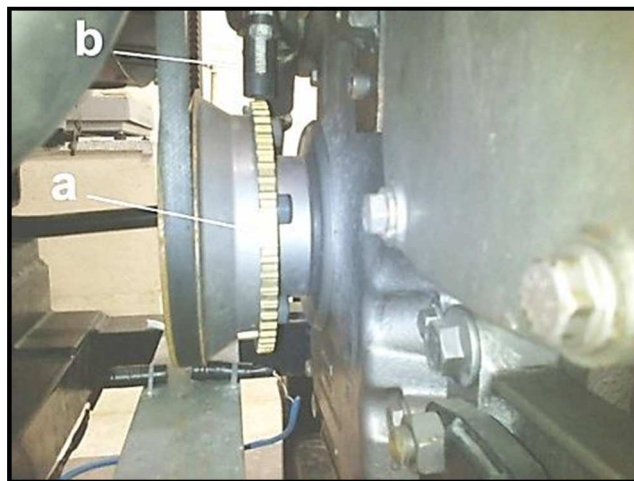


Fonte: Própria do Autor

A central eletrônica de injeção de etanol é constituída de três micro controladores *Freescale* (Motorola) modelo MC908HC08QY4 e um outro micro controlador *Freescale*

(Motorola) modelo MC908HCQT4, programados em linguagem *Assembly*. Tratam-se de micro controladores projetados para utilização em eletrônica embarcada em automóveis e que possuem alta imunidade a ruídos irradiados. Uma central de controle eletrônico de combustível fornece a quantidade adequada de combustível e aciona os eletro injetores no momento correto. Para isso deve-se determinar a rotação do motor e a posição dos cilindros. São utilizados geralmente sensores de fase e de rotação do tipo magnético ou do tipo indutivo. Utilizou-se, neste trabalho, um sensor magnético constituído de um ímã permanente que é o núcleo de uma bobina. O sensor foi fixado próximo de uma roda dentada, fabricada com material ferroso e que possui 58 dentes e um espaço equivalente a dois dentes, sendo chamada no meio automotivo de roda fônica. A Figura 14 mostra a roda dentada (a) e o sensor magnético (b) instalados no motor deste trabalho.

**Figura 14 - Roda dentada e sensor magnético instalados no motor**



**Fonte: Própria do Autor**

O enrolamento da bobina está dentro do fluxo magnético, constante, gerado pelo ímã permanente, que tem sua intensidade variada pelos dentes da roda dentada. Quando o dente da roda dentada estiver diante do sensor, o fluxo magnético é máximo e, quando em frente ao sensor estiver a cavidade, o fluxo magnético é mínimo. Esta variação de fluxo magnético devido à passagem dos dentes (ou cavidade) é condição necessária para gerar uma força eletromotriz – tensão elétrica – no enrolamento da bobina do sensor. Com o sinal gerado pelo sensor magnético determinam-se o ponto morto superior (PMS) e os ângulos de fase do motor, parâmetros necessários para o controle da injeção de combustível. Para motores de quatro cilindros, o sinal gerado pela falha de dentes é utilizado pela central eletrônica para reconhecer

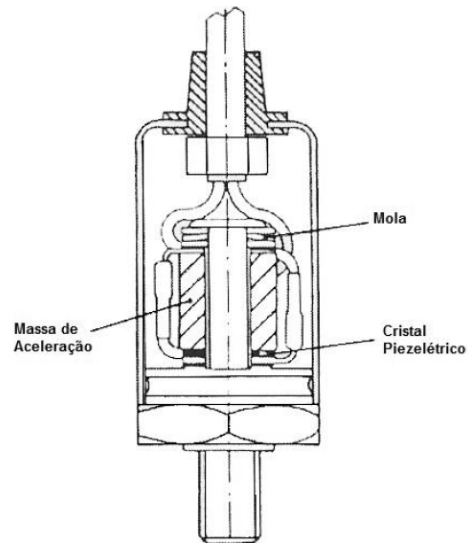
o PMS dos cilindros 1 e 4, permitindo o estabelecimento do adequado momento de injeção do combustível.

O sistema de injeção de combustível deve-se manter sincronizado com o ciclo do motor e, para isso, é necessário definir qual dos cilindros, 1 ou 4, encontra-se no PMS no momento de identificação. Para esta determinação optou-se pela utilização de um sensor piezoelétrico. O sensor piezoelétrico utilizado é chamado no meio automotivo de sensor de detonação. Sensores de detonação são componentes importantes nos veículos modernos, pois possibilitam a proteção do motor e auxiliam para o controle de uma queima de combustível mais eficiente. Estes sensores são utilizados para detectar um fenômeno que ocorre quando uma parte da mistura ar/combustível alcança alta temperatura e pressão suficientes para causar uma rápida ignição (ou autoignição) no cilindro, devido à compressão, antes da combustão ter sido iniciada pela vela de ignição, em motores com ignição por centelha. Ao ocorrer a ignição da mistura, uma grande quantidade de energia química é liberada rapidamente, causando um rápido aumento de pressão local. Esse fenômeno causa um ruído característico e pode causar sérios danos ao motor, sendo chamado de detonação (TOPINKA, 2003).

Estes sensores são compostos por tipos de cristais que, quando submetidos a deformações, produzem uma tensão elétrica proporcional, fenômeno chamado de piezoeletricidade. O sensor é composto basicamente por uma massa, uma mola e o cristal piezoelétrico (Figura 15). Vibrações induzidas nesse sistema comprimem a montagem e deformam o cristal contra a massa, resultando em uma tensão elétrica (FERNANDEZ, 2006). Na utilização em motores, estes sensores geram sinais elétricos a partir das vibrações transmitidas através da estrutura do motor. A dificuldade de detectar um fenômeno específico, como detonação ou combustão, deve-se ao ruído de fundo das vibrações mecânicas, comuns no funcionamento dos motores, principalmente em altas rotações.

Neste trabalho utilizou-se um sensor de detonação para outra finalidade: identificar o momento da ocorrência da combustão em cada cilindro de um motor do ciclo diesel e possibilitar o sincronismo da central eletrônica e o ciclo do motor. Utilizou-se um sensor de detonação do tipo banda larga, que possibilita sua utilização em uma grande faixa de frequência, mas que exige processamento e condicionamento do sinal. A Figura 16 mostra a posição de instalação no motor deste trabalho.

**Figura 15 - Vista em corte de um sensor de detonação piezoelétrico**



Fonte: FERNANDEZ, 2006

**Figura 16 - Instalação do sensor de detonação**

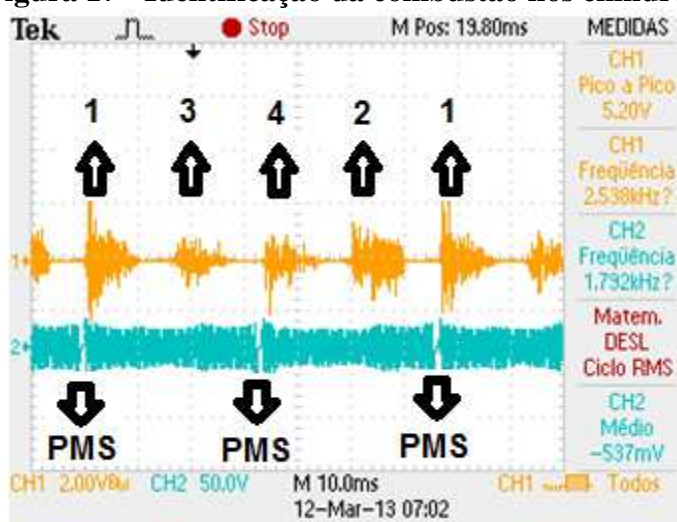


Fonte: Própria do autor

A combustão nos cilindros desse motor inicia-se antes do PMS e termina após o PMS. Pelos sinais gerados pelo sensor piezoelétrico é possível identificar a ocorrência da combustão nos quatro cilindros do motor através dos sinais de maiores amplitudes, ou seja, sinais gerados pelo aumento da vibração do motor devido à ocorrência da combustão. Os sinais gerados pela combustão que ocorrem mais próximos à falha identificada pelo sensor magnético são os sinais gerados pela combustão do primeiro ou do quarto cilindro, devido ao posicionamento da roda dentada e do sensor de fase. O sinal capturado pela ocorrência da combustão do primeiro cilindro tem maior amplitude, já que o sensor foi instalado próximo a esse cilindro. Sendo assim é possível identificar, nos sinais capturados, a ocorrência da combustão em todos os cilindros

do motor. Como mostrado pela tabela de dados do motor, a ordem de ignição dos cilindros é 1-3-4-2. A Figura 17 mostra sinais capturados por um osciloscópio digital e a identificação da ocorrência da combustão nos cilindros através da comparação entre as amplitudes, sendo o sinal superior gerado pelo sensor de detonação e o sinal inferior gerado pelo sensor magnético.

**Figura 17 - Identificação da combustão nos cilindros**



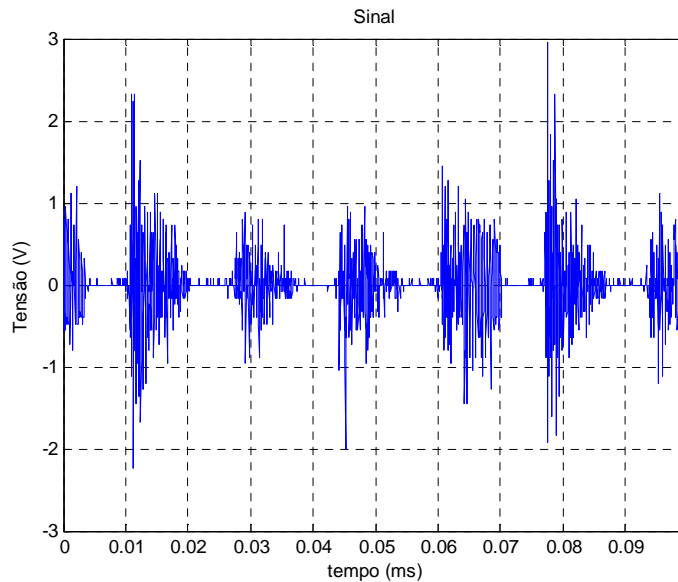
Fonte: Dados de pesquisa

O sistema eletrônico de injeção deve realizar esta identificação com exatidão. Para isto utilizou-se a técnica da janela de detecção, que consiste em realizar a leitura do sinal gerado pelo sensor piezoelétrico somente no intervalo de tempo em que ocorre a detonação. A leitura é feita e uma média da amplitude dos sinais capturados é realizada, possibilitando a identificação do sinal de maior amplitude, ou seja, o sinal gerado pela combustão do primeiro cilindro. Para realizar esta identificação, deve-se realizar um tratamento prévio no sinal do sensor, antes de enviá-lo para o sistema eletrônico. Esse tratamento consiste da amplificação da tensão do sinal em valores adequados para o micro controlador e da filtragem do sinal, visando eliminação de ruídos e outros sinais gerados pelo funcionamento do motor.

Um amplificador foi construído utilizando-se o circuito integrado INA118. O filtro deve ser construído de modo a limitar as frequências dos sinais gerados pelas vibrações do motor às frequências correspondentes ao sinal gerado pela combustão do motor. De modo a identificar estas frequências, utilizou-se os dados capturados pelo osciloscópio e, através de uma programação desenvolvida no programa *Matlab*, obteve-se o sinal no domínio da frequência através da FFT (*Fast Fourier Transform*). A Figura 18 mostra a curva desenvolvida no *Matlab* através dos dados do sinal gerado pelo sensor piezoelétrico no experimento com carga de 30 kW. A Figura 19 mostra o resultado da análise FFT do sinal. É possível observar que o sinal

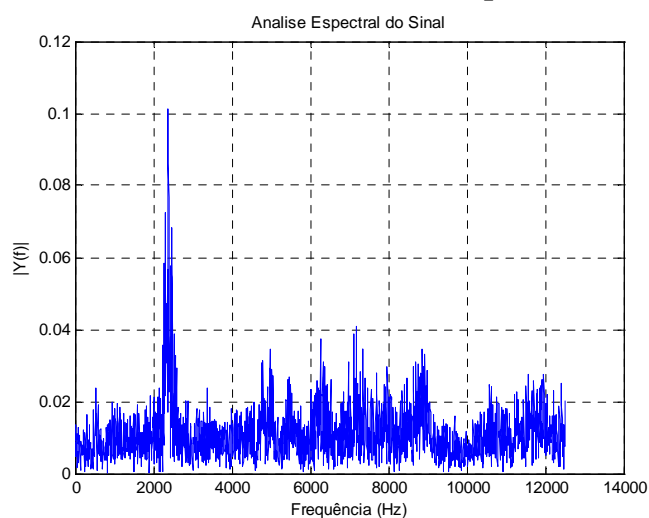
gerado pelo sensor piezoelétrico é composto por diversas frequências, provenientes de diversas fontes de vibração e partes móveis presentes no motor, e por possíveis ruídos externos, sendo que se identifica a frequência fundamental da combustão pela frequência de cerca de 2400 Hz.

**Figura 18 - Sinal sensor piezoelétrico (Matlab)**

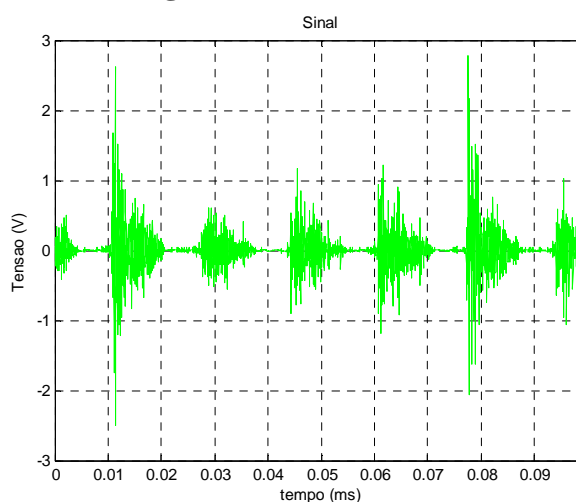


**Fonte: Dados de pesquisa**

Observa-se que a frequência dominante no sinal é de cerca de 2,4 kHz (Fig. 19). De modo a estudar o comportamento do sinal ao passar por um filtro de 1 kHz, escolhido com objetivo de manter a tendência do sinal, foi realizada uma simulação através de programação no programa *Matlab*. Os dados do sensor foram submetidos a um filtro do tipo passa-alta com frequência de corte de 1 kHz. A Figura 20 mostra o resultado do sinal filtrado pelo programa, que se aproximou dos sinais apresentados na literatura (MURTHY, 2011). Um filtro analógico do tipo passa-alta com frequência de corte de 1 kHz foi, então, construído para condicionar o sinal do sensor de detonação (PERTENCE JUNIOR, 2003).

**Figura 19 - Análise FFT do sinal do sensor piezoelétrico (Matlab)**

Fonte: Dados de pesquisa

**Figura 20 - Sinal Filtrado**

Fonte: Dados de pesquisa

O tempo de abertura dos eletro injetores é dependente da carga de demanda do grupo motor gerador e do modo de substituição utilizado. Para determinar a potência de demanda do grupo gerador, utiliza-se um transdutor multivariável de grandezas elétricas, produzido pela empresa *Ciber do Brasil*, UPD-200. O UPD-200 dispõe de uma interface de comunicação RS-485 e com protocolo MODBUS RTU que possibilita a comunicação com a central eletrônica e determinação da carga de demanda.

Ao receber o dado de carga demandada, a central realiza o cálculo do tempo de injeção. Através dos cálculos de vazão mássica de etanol necessária para cada modo de substituição (Eq. (25)) e da curva de vazão dos eletro injetores, são determinadas equações para cada percentual de substituição de etanol requerido. As equações determinam os tempos de injeção em função

da potência elétrica lida. Um polinômio de 3º grau foi programado na central eletrônica, conforme:

$$A.P^3 + B.P^2 + C.P + D = t \quad (26)$$

onde:

P = potência elétrica de demanda (kW);

t = tempo de abertura dos eletro injetores (ms);

A, B, C, D = termos dependentes do modo de substituição e da curva dos eletro injetores

Circuitos foram elaborados para construção da central eletrônica, envolvendo interface com os sensores (rotação, detonação e potência), interface de potência para o acionamento dos eletro injetores e interface com o usuário, onde é possível alterar o modo de substituição através de botões e um *display*. A Figura 21 mostra a montagem do sistema de injeção.

**Figura 21 – Sistema de controle da injeção de etanol**



Fonte: Própria do autor

Ensaio de vazão nos eletro injetores foram realizados com o objetivo de determinar a sua capacidade e obter as curvas de vazão. Buscou-se obter as faixas de vazão de etanol requerida para os diferentes percentuais de substituição utilizados neste trabalho. Os eletro injetores foram ensaiados através da central eletrônica, com uma bomba de combustível automotiva, uma bancada com os eletro injetores, provetas graduadas e uma balança de precisão da marca Uniblock – Shimadzu – UX420H. Um manômetro e um regulador de pressão foram utilizados para monitorar a pressão da linha de combustível. Os tempos de abertura utilizados variaram entre 1 ms e 16 ms e a pressão na linha de etanol variou entre 25 e 300 kPa. O ciclo de injeção foi programado em um micro controlador simulando o ciclo real do motor à rotação constante de 1800 rpm. A partir dos ensaios, foram construídas curvas de vazão dos eletro injetores para as pressões que foram utilizados no sistema: 25 kPa, 50 kPa, 100 kPa, 150 kPa,

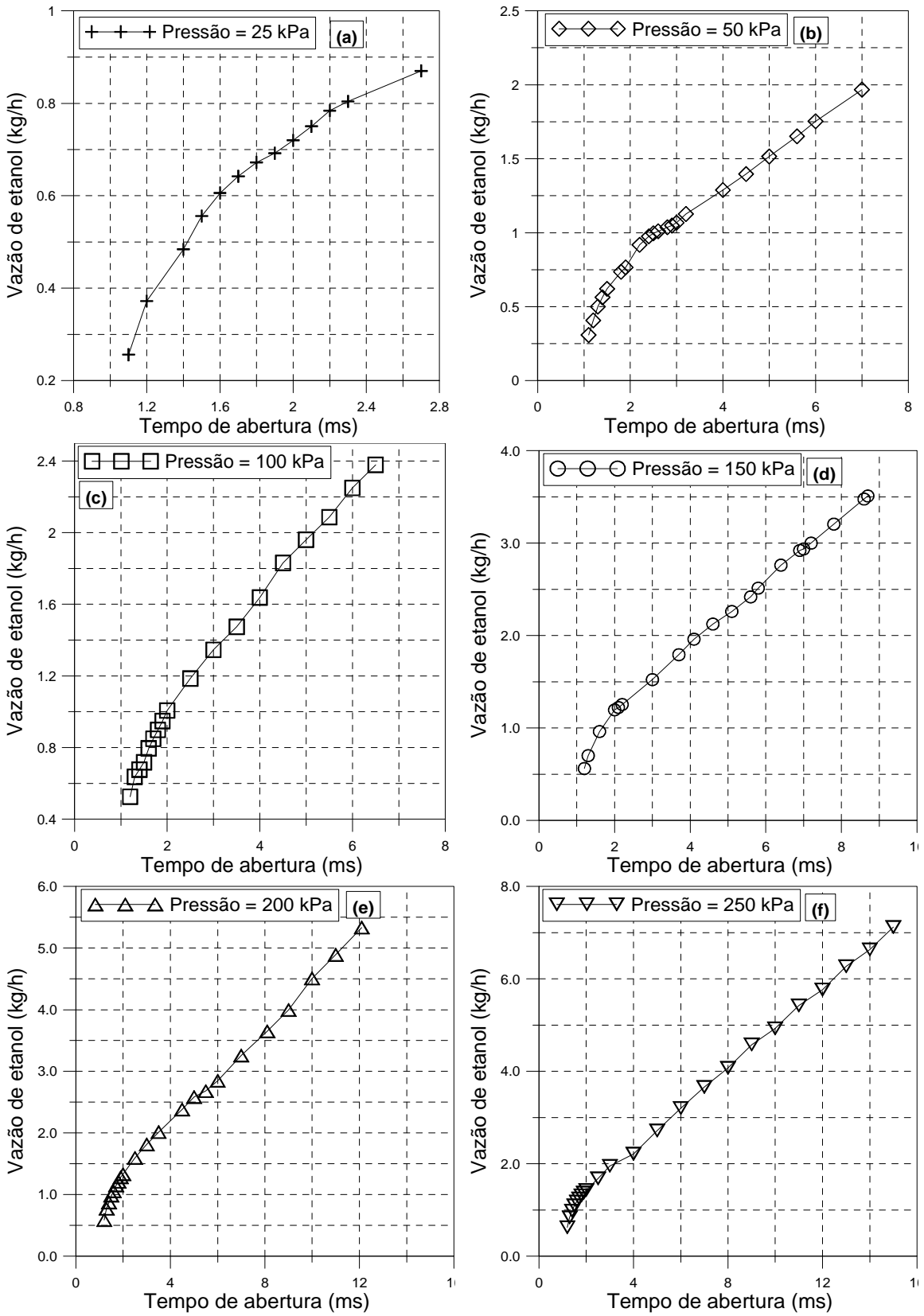
200 kPa e 250 kPa. A partir das curvas de vazão dos eletro injetores controla-se a vazão dos injetores de forma adequada e determinam-se as equações a serem gravadas na memória do micro controlador (Eq. (26)). A Figura 27 (a) a (f) mostra as curvas obtidas para cada pressão da linha de etanol. Dessa forma, para cada percentual de substituição a faixa de vazão adequada foi escolhida e a equação correspondente foi determinada e programada na central eletrônica. O Apêndice B mostra a pressão e os tempos de abertura dos eletro injetores para todos os percentuais de substituição e para todas as cargas utilizadas durante os experimentos.

#### **4.2.3 Sistema de aquisição de dados**

Um sistema de aquisição de dados foi utilizado para avaliar o desempenho do motor operando nas condições pesquisadas. O sistema é constituído de sensores, transdutores, circuitos condicionadores de sinais, duas placas de aquisição de dados e um programa na plataforma *LabVIEW 7.1* (JUSTINO, 2012). As placas utilizadas foram do tipo *USB-NI-6211* para os sinais de pressão no interior do cilindro e do sensor magnético, com taxa de aquisição de 100.000 Hz, e *USB-NI-DAQ-6229* para os outros parâmetros, com taxa de aquisição de 10 Hz. Os parâmetros adquiridos por esse sistema são:

- a) Vazão volumétrica do ar admitido pelo motor;
- b) Temperaturas em diferentes pontos do motor;
- c) Pressão barométrica na sala de testes, temperatura e umidade relativa do ar;
- d) Massa de combustível nos tanques;
- e) Tensão, corrente e potência das fases da energia elétrica gerada;
- f) Concentração de CO, CO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>, NO, NO<sub>x</sub> e THC no gás de exaustão do motor;
- g) Pressão dos gases no interior de um dos cilindros do motor e sinais do sensor magnético.

**Figura 22 - Curva de vazão dos eletro injetores**



Fonte: Dados de Pesquisa

#### **4.2.3.1 Vazão volumétrica do ar admitido**

A vazão volumétrica do ar admitido pelo motor é obtida através de uma placa de orifício instalada no duto de admissão do motor, conforme a norma ISO 5167 (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, 2003). As pressões a montante e a jusante da placa são lidas através de um medidor diferencial de pressão por coluna de líquido e são dados de entrada do sistema de aquisição de dados, que, por sua vez, realiza o cálculo da vazão do ar de admissão.

#### **4.2.3.2 Aquisição de temperaturas, umidade e pressão barométrica**

A aquisição de temperaturas é realizada através de 4 termopares do tipo K, 3 termorresistores de platina do tipo PT-100 e um termohigrômetro do modelo DO 9406, do fabricante Delta Ohm, que também mede a umidade relativa do ambiente. A pressão barométrica na sala de testes é medida a partir de um barômetro de Torricelli com resolução de 1 mmHg. As seguintes medições são realizadas:

- a) Temperatura e umidade do ar admitido antes da placa de orifício (termohigrômetro);
- b) Temperatura do ar admitido na entrada filtro do coletor de admissão do motor (termopar tipo K);
- c) Temperatura dos gases de exaustão (termopar tipo K);
- d) Temperatura do fluido na entrada e saída do sistema de arrefecimento (termopar tipo K);
- e) Temperatura da sala de testes (termopar tipo K);
- f) Temperatura do óleo diesel no tanque (termopar tipo K);
- g) Temperatura do etanol no tanque (termoresistor PT-100).

#### **4.2.3.3 Massa de combustível nos tanques**

A massa de combustível contida no tanque de óleo diesel e no tanque de etanol é medida continuamente durante todo o ensaio experimental. Para a medição de consumo de óleo diesel e consumo de misturas de óleo diesel e etanol foi utilizada uma balança da marca Líder, modelo LD 1050, com carga máxima de 50 kg e com resolução de 5g. A balança possui um indicador digital e uma saída serial, possibilitando a comunicação com computador (*LabVIEW*) através

de uma interface RS-232 (Figura 23). Para medição do consumo de etanol no modo de injeção indireta foi utilizada uma balança da marca Toledo, modelo 2090, com carga máxima de 10 kg e com resolução de 1g, que também possibilita a comunicação com computador através da interface RS-232 (Figura 24).

**Figura 23 - Balança para medição da massa de óleo diesel e misturas de óleo diesel e etanol**



Fonte: Própria do autor

**Figura 24 - Balança para medição da massa de etanol**



Fonte: Própria do autor

O consumo médio de combustível é determinado para cada carga aplicada ao motor durante os ensaios. O cálculo é realizado através da medição da variação da massa de combustível durante o tempo de ensaio, conforme (HEYWOOD, 1988):

$$\dot{m}_f = \frac{dm_f}{dt} = \frac{m_i - m_f}{\Delta t} \quad (27)$$

onde:

$m_f$  = massa inicial de combustível no tanque (kg);

$m_i$  = massa final de combustível no tanque (kg);

$\Delta t$  = intervalo de tempo (h).

#### 4.2.3.4 Transdutor de Pressão

A pressão no interior do primeiro cilindro do motor foi medida através do sensor piezoelétrico de quartzo modelo 6061B, fabricados pela *Kistler Instrument Corporation*. Esses sensores possuem natureza dinâmica, proporcionando um sinal de saída apenas se forem estimulados, ou seja, quando a pressão estiver variando. Esta característica afeta o modo como são calibrados e também como o seu sinal de saída é processado. O conjunto de medição deve incluir um sistema de arrefecimento por circulação de água. O arrefecimento por água confere grande estabilidade ao sensor, permitindo seu uso na medição de pressão em sistemas em altas temperaturas, como o interior do cilindro do motor. A Tabela 8 mostra as características do sensor. Para a conversão da variação de carga elétrica proveniente dos sensores para uma variação linear de tensão, foi utilizado o amplificador de Carga 5037B3. A Figura 25 mostra o sensor de pressão e o amplificador de cargas *Kistler*.

Com mencionado, esses sensores medem a pressão dinâmica do cilindro, ou seja, a variação da pressão no interior do cilindro. Para determinar os diversos parâmetros através destes dados é necessário determinar a pressão absoluta do cilindro, logo, deve-se ajustar a curva para representar esta pressão (ROGERS, 2010). Rogers (2010) apresenta diversas técnicas para realizar esse ajuste, variando em complexidade, tempo de processamento e precisão. Neste trabalho foi utilizada a técnica de fixação de um ponto como valor de referência. Essa técnica consiste em deslocar a curva obtida somando um valor de pressão conhecido em um determinado ângulo do virabrequim, e é adequada para motores sem estrangulamento no duto de admissão e naturalmente aspirados. Geralmente, utiliza-se como referência a pressão no duto de admissão de ar do motor, que pode ser obtido através de um transdutor de pressão absoluta (SILVA, 2006), o que foi realizado neste trabalho.

**Tabela 8 - Sensor de Pressão Kistler**

FAIXA DE MEDIÇÃO	SENSIBILIDADE
0 a 250 bar	-25,6 pC/bar
Temperatura de calibração → 50°C	

Fonte: KISTLER (2013)

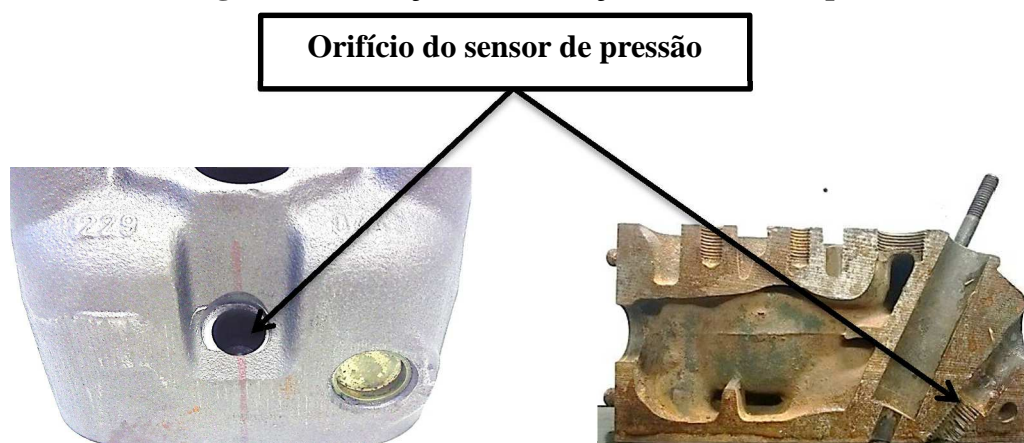
**Figura 25 - Sensor de Pressão Kistler 6061B e Amplificadores de Cargas 5037B1 e 5037B3**



Fonte: KISTLER (2008) e KISTLER (2013)

A taxa de aquisição dos dados foi configurada em 100.000 Hz, equivalente a uma resolução angular de 0,108°CA, pois, durante os ensaios, o motor funcionou à rotação constante de 1800 rpm. Os dados do transdutor de pressão foram armazenados em planilhas para cada carga dos ensaios. Através dos dados do sensor magnético, adquiridos simultaneamente à pressão, as curvas foram posicionadas em função do ângulo do virabrequim e foi calculada a média das pressões em cerca de 30 ciclos do cilindro. Considerou-se o início da combustão como o máximo valor da derivada segunda da curva de pressão em relação ao ângulo de virabrequim, baseado em que a taxa de liberação de energia na forma de calor liberada é diretamente proporcional à taxa de variação da pressão na câmara de combustão (KATRASNIK, TRENC e OPRESNIK, 2006). No motor deste trabalho o ângulo de injeção do óleo diesel é de 23°CA APMS. A diferença entre esse ângulo e o ângulo determinado como de início da combustão foi considerado como o atraso de ignição (HEYWOOD, 1988). A Figura 26 mostra o orifício realizado para instalação do sensor de pressão no cabeçote do motor.

**Figura 26 – Posição de instalação do sensor de pressão**



Fonte: Própria do Autor

#### **4.2.3.4 Analizador de gases**

Os gases provenientes da exaustão do motor tiveram a composição através de analisadores de gases *California Analytical Models (CAI)*. O modelo 300 HFID utiliza a técnica de ionização da chama (FID) para detecção de hidrocarbonetos totais (THC) e metano ( $\text{CH}_4$ ). O modelo 30 mediu a concentração de monóxido de carbono (CO) e dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ) através do método de absorção infravermelha, e de  $\text{O}_2$  pelo método paramagnético ( $\text{O}_2$ ). O modelo 400 HCLD mediu as concentrações de óxido nítrico (NO) e óxidos de nitrogênio ( $\text{NO}_x$ ) utilizando a técnica de luminescência química.

Os equipamentos são montados em um gabinete que inclui um gerador de ar puro modelo ZAG – 6L utilizado para calibração e operação dos analisadores. Os gases da exaustão foram filtrados por um filtro aquecido e conduzidos ao analisador de THC por uma linha, também, aquecida, ambos a  $191\text{ }^\circ\text{C}$ , para evitar condensação dos componentes do gás de amostra. Já as amostras para as outras medições foram conduzidas por um conduto em temperatura ambiente e, após passar por um filtro mecânico, foram conduzidas a um desumidificador, para retirada do vapor de água existente nos gases. Os equipamentos foram calibrados antes da realização de cada teste. Para calibração foram utilizados os seguintes gases padrão: metano ( $\text{CH}_4$ ) com concentração de 2500 ppm, óxidos de nitrogênio ( $\text{NO}_x$ ) com concentração de 2043 ppm, mistura de monóxido de carbono (CO) e dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ), com concentrações de 1,005% e 12,03%, respectivamente, além da mistura de hélio (He) e hidrogênio ( $\text{H}_2$ ) utilizada como combustível para funcionamento do analisador modelo 300 HFID, com concentrações de 40% de  $\text{H}_2$  e 60% de He.

Os resultados fornecidos pelo analisador de gases são dados em partes por milhão (ppm) ou percentual volumétrico. As normas que estabelecem limites de emissões veiculares e os estudos atuais apresentam os índices de emissões para veículos pesados na forma de emissões específicas (g/kW.h). Diversas normas e trabalhos apresentam formas de calcular esse parâmetro. Nesse trabalho os resultados serão apresentados relacionando as emissões de poluentes com a vazão mássica do gás de exaustão, igualada à soma das vazões mássicas de ar e combustível ao se desconsiderar perdas, e a potência da carga aplicada ao motor. Parâmetros indicados na norma ABNT NBR 6601:2012 são utilizados como fatores de conversão, particularmente as densidades dos componentes do gás de exaustão. As equações de conversão de concentração de um componente do gás de exaustão de ppm ou % para g/kW.h utilizadas foram:

$$C_c(g/kW.h) = C_c(ppm) \cdot (\dot{m}_{ar} + \dot{m}_f) \cdot \frac{\rho_{C_c}}{\rho_e} \cdot \frac{1}{P_b} \times 10^{-6} \quad (28)$$

$$C_c(g/kW.h) = C_c(\%) \cdot (\dot{m}_{ar} + \dot{m}_f) \cdot \frac{\rho_{C_c}}{\rho_e} \cdot \frac{1}{P_b} \times 10^{-2} \quad (29)$$

onde:

$C_c$  = concentração do componente (ppm ou %);

$\dot{m}_{ar}$  = vazão mássica do ar admitido (g/h);

$\rho_{C_c}$  = massa específica média do componente na exaustão ( $\rho_{HC} = 0,5768$  g/dm<sup>3</sup>,  $\rho_{CH_4} = 0,6671$  g/dm<sup>3</sup>,  $\rho_{CO} = 1,164$  g/dm<sup>3</sup>,  $\rho_{CO_2} = 1,830$  g/dm<sup>3</sup>,  $\rho_{O_2} = 1,308$  g/dm<sup>3</sup> (ABNT NBR 6601),  $\rho_{NO_2} = 2,050$  g/dm<sup>3</sup> e  $\rho_{NO} = 1,340$  g/dm<sup>3</sup> (UMWELT BUNDES AMT, 2010));

$\rho_e$  – massa específica média do gás de exaustão (aproximada para a massa específica do ar = 1,17 g/cm<sup>3</sup>) (INCROPERA e DEWITT, 2003).

A massa específica de NO<sub>x</sub> varia de acordo com a composição de NO e NO<sub>x</sub>, assim, este parâmetro foi determinado para cada condição de ensaio. Como as concentrações volumétricas de NO e NO<sub>x</sub> são conhecidas, calcula-se a massa específica dos óxidos de nitrogênio da seguinte forma:

$$\rho_{NOx} = \frac{C_{NO}}{C_{NOx}} \cdot \rho_{NO} + \left(1 - \frac{C_{NO}}{C_{NOx}}\right) \cdot \rho_{NO_2} \quad (30)$$

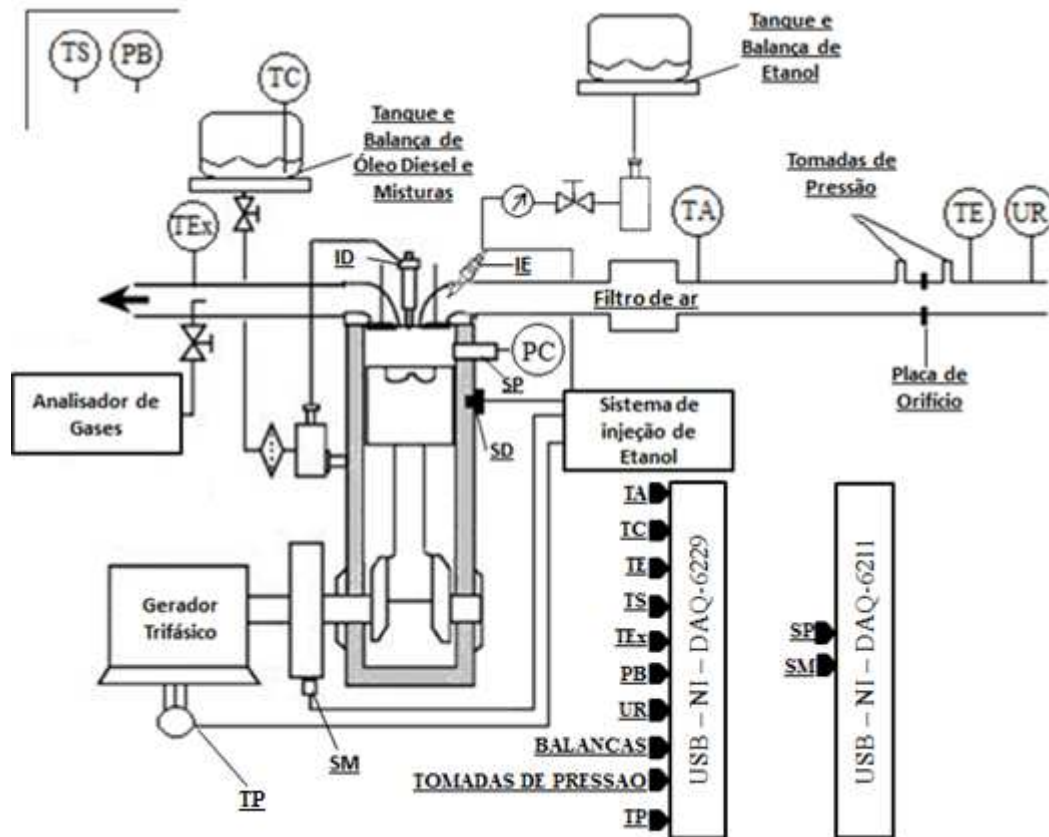
#### **4.2.3.5 Controle das cargas de testes e parâmetros da energia elétrica gerada**

A variação da carga aplicada ao grupo motor/gerador durante os ensaios é controlada através de um supervisor em plataforma *LabVIEW*. Circuitos elétricos e eletrônicos fazem uma interface entre o banco de cargas elétricas e o computador e permitem aplicação e retirada das cargas através do computador. A programação em *LabVIEW* possibilita automatizar os ensaios de modo que o operador define, antes do ensaio, uma sequência qualquer de incremento de cargas e o tempo que cada uma deve permanecer aplicada. A medição e supervisão das grandezas elétricas da energia gerada pelo grupo motor/gerador são feitas através do transdutor multivariável de grandezas elétricas UPD-200, o mesmo utilizado no sistema de controle de injeção de etanol.

#### **4.2.3.6 Monitoramento do sistema de injeção eletrônica**

Durante os ensaios os sensores utilizados no sistema de injeção de etanol e os pulsos gerados pelo sistema para acionamento dos eletro injetores foram monitorados por um osciloscópio digital de fabricação Tektronix, modelo TDS-2012C. O sistema de aquisição é todo apresentado na tela do supervisor, no qual é possível analisar as grandezas obtidas durante os ensaios em tempo real. Estas grandezas são armazenadas em uma planilha a cada 30 ms, em média, para posterior análise dos dados. A Figura 27 mostra o diagrama do aparato experimental utilizado neste trabalho com os principais parâmetros monitorados durante os ensaios.

Figura 27 - Diagrama do aparato experimental



<b>ID</b> – Injetor de óleo diesel	<b>TS</b> – Temperatura da sala	<b>SP</b> – Sensor de pressão no cilindro
<b>IE</b> – Injetor de etanol	<b>TE<sub>Ex</sub></b> – Temperatura dos gases de exaustão	<b>SD</b> – Sensor de detonação
<b>TA</b> – Temperatura do ar admitido	<b>PB</b> – Pressão barométrica	<b>TP</b> – Transdutor de Potência
<b>TC</b> – Temperatura do óleo diesel e misturas	<b>PC</b> – Pressão no interior do cilindro	<b>UR</b> – Umidade relativa
<b>TE</b> – Temperatura do ar de entrada	<b>SM</b> – Sensor magnético	

Fonte: Própria do autor

### 4.3 Procedimento Experimental

Os fabricantes de motores, geralmente, adotam as normas de ensaios de motores dos seus países de origem. Dentre as normas brasileiras que tratam de motores está a ABNT NBR 6396:1976 (Motores alternativos de combustão interna, não veiculares) que estabelece um procedimento padrão para os ensaios de determinação do desempenho dos motores, incluindo o modo com que a potência e o consumo de combustíveis devem ser convertidos para as condições atmosféricas dos ensaios. O método é aplicado para ensaios de motores cuja potência pode ser medida precisamente por dinamômetros, gerador elétrico acoplado diretamente por

transmissão mecânica, ou por outros meios de medição adequados. Dentre as definições e procedimentos da norma ABNT NBR 6396:1976, que foram utilizados neste trabalho, estão:

- a) Potência elétrica: utilizada em caso de um ensaio de conjunto motor-gerador elétrico, sendo expressa em kW;
- b) Potência observada: potência produzida pelo motor sob as condições atmosféricas de ensaio;
- c) Potência normalizada: é a potência observada, normalizada para as condições atmosféricas padrão, com auxílio do método estabelecido por norma;
- d) Consumo de combustível: deve ser medido por balança (massa) ou por volume, expresso em quilograma por hora (kg/h) e consumo específico de combustível em estado líquido para potência elétrica expresso em g/kW;
- e) A medição de temperaturas deve ser feita por termômetros de líquidos de vidro, de resistência elétrica, de tipo Bourdon, termopares ou pirômetros. As seguintes temperaturas devem ser medidas:
  - Temperatura da água na entrada e na saída do motor;
  - Temperatura do óleo do cárter;
  - Temperatura do ar de admissão na entrada do filtro, na distância de cerca de 150 mm;
  - Temperatura do gás de exaustão;
  - Temperatura da sala de prova;
- f) Condições atmosféricas: devem-se realizar medições em lugares representativos e, para obtenção de valores comparativos, devem ser medidas as condições atmosféricas do ar de admissão, ou seja, pressão barométrica, temperatura e umidade relativa;
- g) O ensaio deve ser realizado com o motor em estado de estabilização;
- h) As condições de ensaios de cada regime devem ser mantidas constantes, tanto quanto possível, e todas as medições a serem contidas no resultado devem ser feitas no mínimo duas vezes. A medição de consumo não deve variar mais que 3% do valor médio em regime de plena carga, e em 5% do valor médio em regime parcial;
- i) As condições atmosféricas padrão para o desempenho nominal são:
  - Pressão atmosférica padrão:  $B_P = 736 \text{ mmHg}$ ;
  - Temperatura do ar padrão:  $T_P = 20 \text{ }^\circ\text{C} = 293 \text{ K}$ ;
  - Umidade relativa padrão:  $\phi_P = 60\%$

- Respectiva pressão parcial de vapor de água no ar padrão:  $h_p = 0,60.17,54 = 10,5$  mmHg.

As equações de normalização para motores cuja potência é limitada pelo excesso de ar na admissão são mostradas a seguir:

$$P_n = \frac{P_b}{\alpha} \quad (31)$$

$$\alpha = K + 0,7 (K - 1) \cdot \left( \frac{1}{\eta_m} - 1 \right) \quad (32)$$

$$K = \left( \frac{T_p}{T_o} \right)^{0,75} \cdot \left( \frac{B_o - h_o}{B_p - h_p} \right) \quad (33)$$

onde:

$P_n$  = potência normalizada (kW)

$\alpha$  = fator de normalização (adimensional);

$K$  = variável do fator de normalização (adimensional);

$\eta_m$  = rendimento mecânico do motor = 0,85 (adimensional);

$T_o$  = temperatura do ar de admissão observada durante os ensaios (K);

$B_o$  = pressão barométrica da sala de testes observada durante os ensaios (mmHg);

$h_o$  = pressão parcial de vapor da sala de testes observada durante os ensaios (mmHg).

Para as condições padrão:

$$K = \left( \frac{293}{T_o} \right)^{0,75} \cdot \left( \frac{B_o - h_o}{736 - 10,5} \right) \quad (34)$$

A normalização do consumo específico de combustível, determinado para a potência ensaiada sob condições atmosféricas do local de ensaio, para as condições atmosféricas padrão é dada por:

$$sfc_n = \frac{sfc_{eq.}}{\beta} \quad (35)$$

onde:

$sf c_n$  = consumo específico de combustível normalizado (kg/kw.h);

$\beta$  = fator de normalização do consumo específico de combustível (adimensional).

O fator  $\beta$  é calculado por:

$$\beta = \frac{K}{\alpha} \quad (36)$$

A norma não estabelece equacionamento para normalização da eficiência térmica. De forma análoga à normalização do consumo específico, a eficiência térmica determinada para a potência ensaiada sob condições atmosféricas do local de ensaio normalizada para as condições atmosféricas padrão foi considerada como:

$$\eta_{t,n} = \eta_t \cdot \beta \quad (37)$$

onde:

$\eta_{t,n}$  = eficiência térmica normalizada (%).

#### **4.3.1 Ensaios com misturas de óleo diesel e etanol**

Os ensaios com misturas de óleo diesel e etanol foram realizados com concentrações de etanol anidro (99,8% de pureza), em base mássica, de 0% (MB7E0), 5% (MB7E5), 10% (MB7E10) e 15% (MB7E15). As misturas foram realizadas com a utilização da balança da marca Toledo com resolução de 1g e armazenadas em quatro recipientes. Três ensaios para cada percentual de substituição foram realizados, com aplicação das cargas em ordem decrescente de 37,5 kW a 22,5 kW em intervalos de 2,5 kW, e de 20 kW a 0 kW em intervalos de 5 kW. Cada carga foi aplicada por um período de 3 min. Um ensaio para cada mistura foi realizado, alternadamente, em um mesmo dia, de modo a homogeneizar as alterações nos parâmetros de desempenho do motor que podem ocorrer com possíveis alterações climáticas, em cada modo de operação.

Para cada mistura foi utilizado um conjunto de filtro de combustível, de modo a evitar alterações nos resultados obtidos por contaminação da mistura pelo combustível utilizado no ensaio anterior. Para cada ensaio, o seguinte procedimento foi realizado:

- a) Verificação do sistema de aquisição de dados;
- b) Retirada do combustível anterior do tanque e esvaziamento da linha de alimentação de combustível do motor;
- c) Abastecimento com o combustível específico em quantidade suficiente para realização de um ensaio;
- d) Substituição do filtro de combustível pelo filtro referente ao combustível do ensaio específico;
- e) Retirada de ar da linha de alimentação de combustível;
- f) Acionamento do motor durante alguns instantes para circulação do combustível específico do ensaio;
- g) Colocação do motor em operação até atingir a temperatura para abertura da válvula termostática, que é de aproximadamente 70°C, e estabilização das temperaturas de entrada e saída do sistema de arrefecimento;
- h) Iniciação da aplicação das cargas e a aquisição das grandezas do experimento;
- i) Entrada dos dados de pressão barométrica da sala de testes e da pressão a montante e a jusante da placa de orifício após aplicação de cada carga;
- j) Armazenamento da planilha com as grandezas obtidas e iniciação de um novo procedimento.

#### ***4.3.2 Ensaios com injeção indireta de etanol***

O procedimento para realização dos ensaios com injeção indireta de etanol hidratado é semelhante ao procedimento dos ensaios com as misturas. Três ensaios para cada percentual de substituição foram realizados, seguindo a mesma ordem de aplicação das cargas, e um ensaio para cada percentual de substituição foi realizado, alternadamente, em um mesmo dia. Para a utilização do sistema de injeção desenvolvido foram monitorados o sensor magnético, o sensor de detonação e pulsos elétricos gerados para abertura dos eletro injetores, garantindo, desta forma, o correto funcionamento do sistema, a integridade mecânica do motor e a confiabilidade dos resultados. Para cada ensaio, o seguinte procedimento foi seguido:

- a) Verificação do sistema de aquisição de dados;
- b) Abastecimento do tanque de etanol e do tanque de óleo diesel em quantidade suficiente para realização de um ensaio;

- c) Verificação do sistema de injeção do ensaio específico através do acionamento do motor;
- d) Colocação do motor em operação até atingir a temperatura para abertura da válvula termostática, que é de aproximadamente 70°C, e estabilização das temperaturas de entrada e saída do sistema de arrefecimento;
- e) Iniciação da aplicação das cargas e aquisição das grandezas do experimento;
- f) Monitoramento da pressão da linha de alimentação de etanol do sistema de injeção específico, de modo a garantir a quantidade de etanol injetada conforme a curva de calibração do injetor e percentual de substituição do ensaio específico;
- g) Entrada dos dados de pressão barométrica da sala de testes e da pressão a montante e a jusante da placa de orifício após aplicação de cada carga;
- h) Desativação do sistema de injeção de etanol antes do desligamento do motor;
- i) Armazenamento da planilha com as grandezas obtidas e iniciação de um novo procedimento.



## 5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

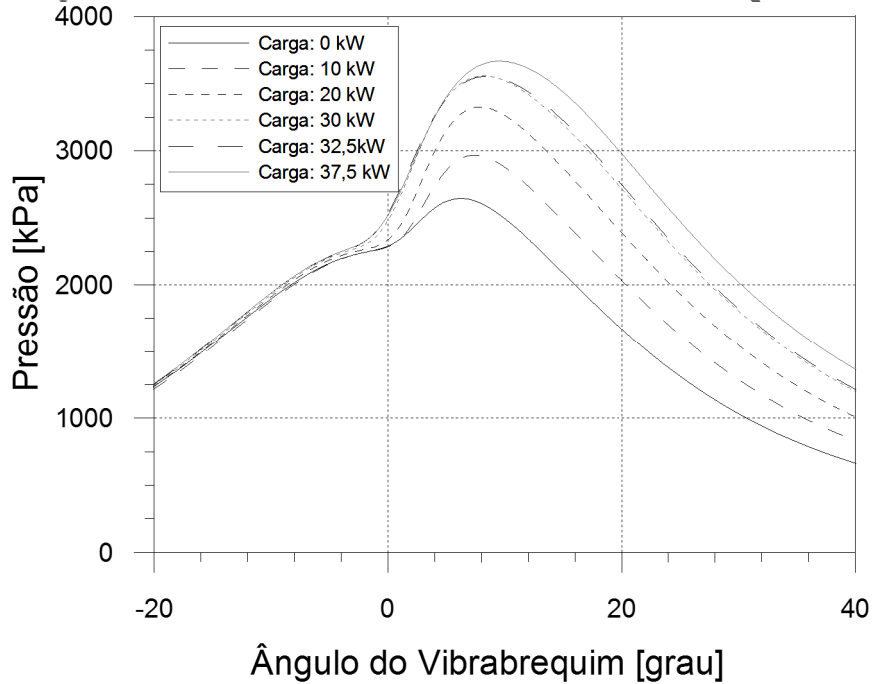
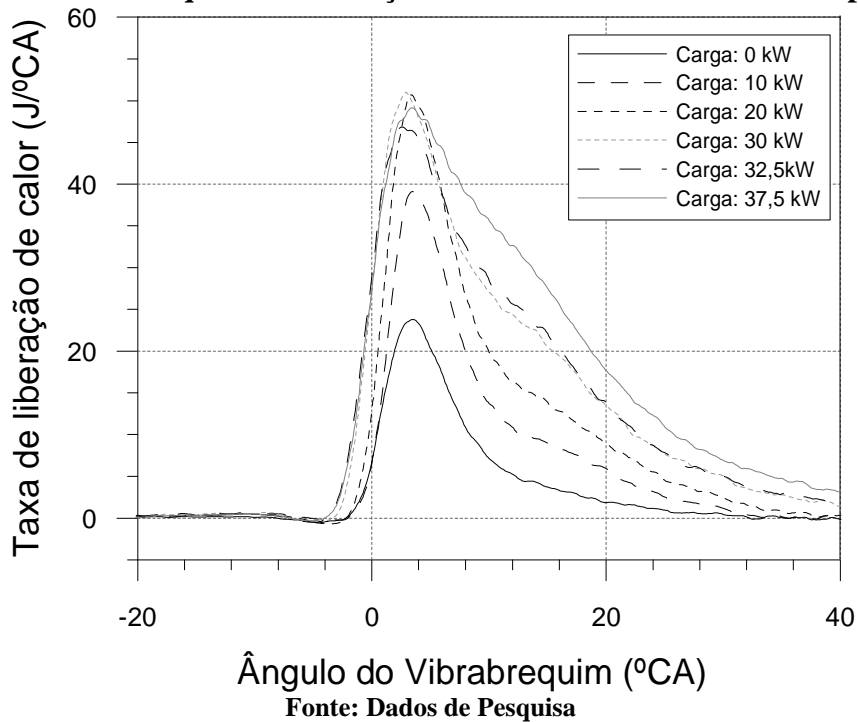
O desempenho do motor operando com as duas técnicas de utilização de etanol foi avaliado em termos de pressão na câmara de combustão, taxa líquida de liberação de calor na câmara de combustão, vazão mássica de combustível, consumo específico de combustível, eficiência térmica, temperatura de exaustão e emissões na exaustão. Os resultados são mostrados a seguir.

### 5.1 Ensaio com misturas de óleo diesel e etanol

Os ensaios com utilização de misturas foram realizados conforme apresentados na metodologia. Para cada mistura um filtro de combustível foi utilizado e os testes foram realizados de forma alternada, visando homogeneização dos efeitos das condições atmosféricas. O motor apresentou comportamento instável na utilização da mistura com 15% de etanol na carga de 37,5 kW, MB7E15, não sendo possível a realização do ensaio de três minutos. Para as outras condições os ensaios foram realizados conforme esperado. As médias das principais grandezas obtidas nos ensaios e as incertezas das medições são mostradas no Apêndice C.

#### 5.1.1 Pressão na câmara de combustão e taxa líquida de liberação de calor

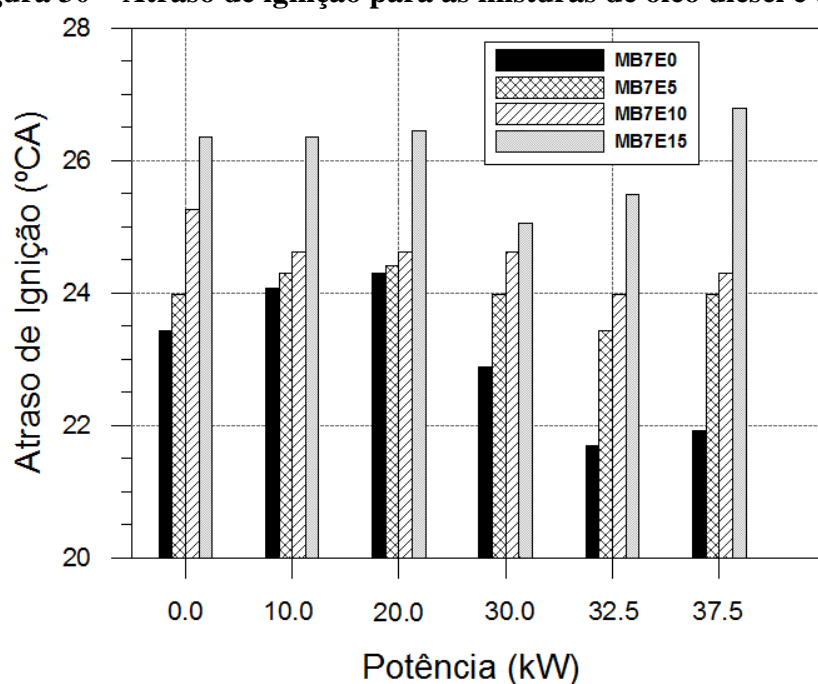
As curvas de pressão no interior do primeiro cilindro do motor foram estudadas e a partir delas foram obtidos dados como a taxa líquida de liberação de calor pela combustão e o atraso de ignição para cada condição de operação do motor. A Figura 28 mostra as curvas de pressão dos gases no interior do cilindro com utilização do óleo diesel padrão para as cargas de 0 kW, 10 kW, 20 kW, 30 kW, 32,5 kW e 37,5 kW. Verifica-se que a pressão no interior do cilindro aumenta à medida que se aumenta a carga aplicada ao motor, já que uma maior quantidade de combustível é injetada e uma maior quantidade de calor é liberada na combustão. O pico de pressão se afasta do PMS com o aumento da carga, comportamento também relatado por Zhu et al. (2011). A Figura 29 mostra a taxa líquida de liberação de calor na combustão, explicitando a maior quantidade de calor necessária com o aumento da carga aplicada no motor e o aumento da duração da combustão com a maior demanda de carga (ZHU et al., 2011).

**Figura 28 – Pressão na câmara utilizando óleo diesel padrão****Figura 29 – Taxa líquida de liberação de calor utilizando óleo diesel padrão**

Através da análise das curvas de pressão, o atraso de ignição foi determinado através do pico máximo da derivada segunda da curva da pressão em função do ângulo do virabrequim, conforme apresentado na metodologia. Verificou-se que, com o aumento da concentração de etanol na mistura, há um aumento do atraso de ignição, justificado

pelo menor número de cetano da mistura (PARK et al.,2011; HULWAN et al., 2011; ZHU et al., 2011, PIDOL et al., 2012). A Figura 30 mostra uma comparação entre os atrasos de ignição obtidos para as misturas MB7E0, MB7E5, MB7E10 e MB7E15. Os resultados mostram que, além do combustível, a carga influencia no atraso de ignição, sendo também dependente das condições de temperatura e pressão dos gases no interior do cilindro. O menor atraso encontrado foi de 21,7°C<sub>A</sub> na carga de 32,5 kW com uso de óleo diesel padrão e o maior atraso foi obtido na carga de 37,5 kW com uso de 15% de etanol, 26,8°C<sub>A</sub>, quando foi verificada instabilidade do motor. A Tabela C.19 mostra os valores de atraso de ignição obtidos.

**Figura 30 – Atraso de ignição para as misturas de óleo diesel e etanol**



Para todas as condições ensaiadas a tendência das curvas de pressão e de taxa líquida de liberação de calor foi a mesma. A taxa líquida de liberação de calor é composta por uma fase pré-misturada, seguida da fase difusiva. As Figuras a seguir mostram os resultados de pressão (Figura 31) e taxa líquida de liberação de calor (Figura 32) para as cargas de 0 kW a 37,5 kW. Em geral, o aumento da concentração de etanol na mistura causou atraso e maior energia liberada na fase pré-misturada da combustão (FANG et al, 2013). O etanol possui menor densidade e viscosidade em relação ao diesel, levando a melhor atomização do combustível e melhor formação da mistura ar/combustível (HULWAN e JOSHI, 2011). Além disso, com o maior atraso de ignição, maior quantidade de combustível é queimada durante a fase pré-misturada. Esses fatores levam à queima rápida de uma maior quantidade de combustível e

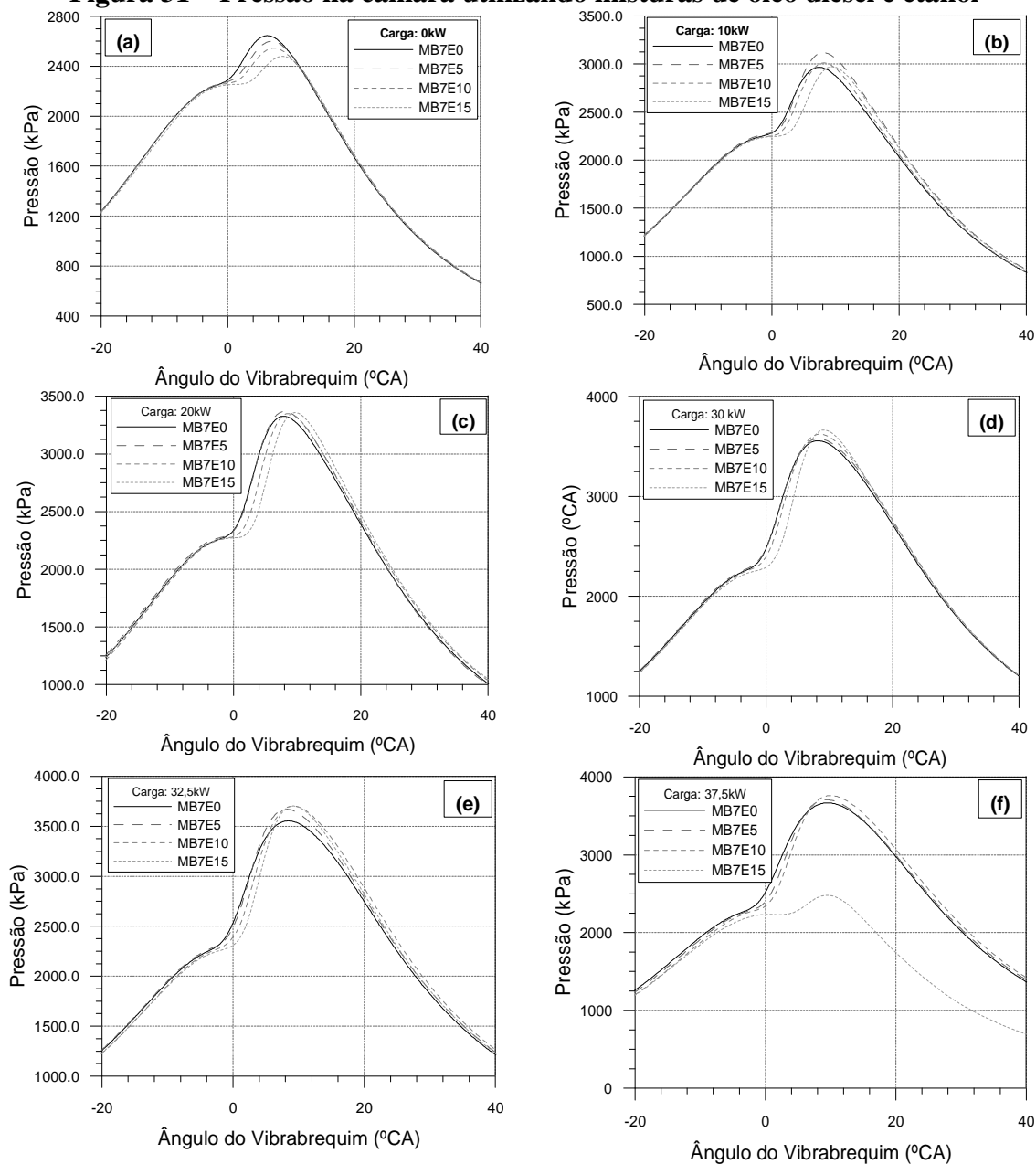
rápida liberação de calor, resultando em aumento do pico de pressão e da taxa de liberação de calor (ZHU et al., 2011). Assim como o atraso da ignição, os picos de pressão e de taxa de liberação de calor se mostraram dependentes das cargas e dos efeitos que a adição do etanol causa na combustão. A combinação de efeitos como redução do número de cetano, resfriamento devido ao alto calor latente de evaporação, atraso de ignição e momento da ignição, causa diferentes comportamentos nas condições ensaiadas.

Para todas as curvas o aumento da concentração de etanol causou maior deslocamento da curva para direita, se afastando do PMS, explicado pelo maior atraso de ignição das misturas com etanol, devido ao menor número de cetano dessas misturas. A Figura 31 (a) mostra a variação da pressão na câmara de combustão do primeiro cilindro do motor em função do ângulo da manivela e do combustível utilizado para a carga 0 kW. O valor do pico de pressão no cilindro foi reduzido com o aumento da concentração de etanol na mistura, variando de 2645 kPa, para a mistura MB7E0, a 2479 kPa, para a mistura MB7E15, e também foi atrasado em relação ao PMS. A diminuição do pico de pressão pode ser explicada pelo atraso de ignição. O atraso de ignição, em graus do eixo virabrequim, para a carga 0 kW variou de 23,4°CA, para 0% de etanol na mistura, a 26,3°CA, para 15% de etanol. Maior retardo de ignição faz com que a combustão ocorra com atraso em relação ao PMS, ou seja, em uma condição de menor pressão no interior do cilindro (HULWAN e JOSHI, 2011). A taxa líquida de liberação de calor para carga 0 kW é mostrada pela Figura 32 (a). Os picos da taxa de liberação de calor em ordem decrescente foram de 25,3 J/°CA (MB7E15), 23,7 J/°CA (MB7E0), 23,6 J/°CA (MB7E5), 23,1 J/°CA (MB7E10).

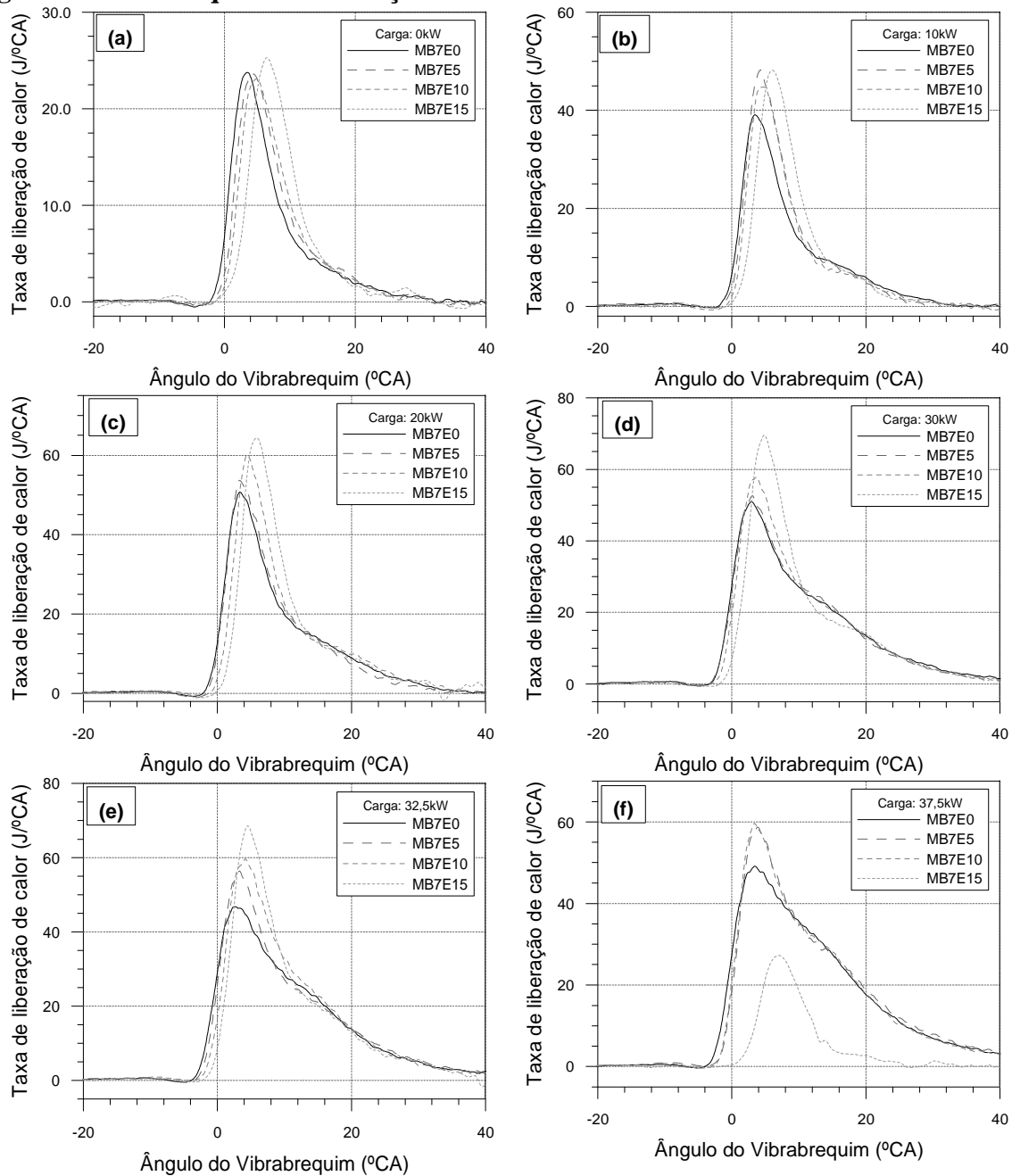
A Figura 31 (b) mostra o comportamento da pressão na câmara de combustão para a carga 10 kW. Para essa carga o maior pico de pressão ocorreu para o combustível MB7E5 (3119 kPa), seguido do MB7E10 (3012 kPa), MB7E15 (2972 kPa) e MB7E0 (2966 kPa). A Figura 32 (b) mostra a taxa líquida de liberação de calor, onde o maior pico de pressão na combustão do combustível MB7E5 levou, também, a um maior pico de liberação de calor, junto com MB7E15. Os picos da taxa de liberação de calor foram de 48,2 J/°CA (MB7E5), 48,2 J/°CA (MB7E15), 44,8 J/°CA (MB7E10) e 39,1 J/°CA (MB7E0). Nessa carga o menor atraso de ignição do combustível MB7E5 em relação às outras misturas de etanol levou a um início da combustão mais próximo do PMS, causando o maior pico de pressão. A quantidade de mistura ar/combustível formada pelas misturas com etanol durante a fase pré-misturada foi suficiente para aumentar o pico de pressão em relação ao óleo diesel padrão (FANG et al., 2013). A combustão do MB7E15, apesar de um pico de liberação de calor maior em relação ao MB7E10,

apresentou menor pico de pressão, justificado pelo maior atraso de ignição,  $26,3^{\circ}\text{CA}$ , enquanto o MB7E0 apresentou  $24,6^{\circ}\text{CA}$  de atraso.

**Figura 31 – Pressão na câmara utilizando misturas de óleo diesel e etanol**



Fonte: Dados de Pesquisa

**Figura 32 – Taxa líquida de liberação de calor utilizando misturas de óleo diesel e etanol**

Fonte: Dados de Pesquisa

A Figura 31 (c) mostra a curva de pressão dos gases no interior do cilindro para a carga 20 kW. Novamente a combustão do combustível MB7E5 apresentou o maior pico de pressão, 3367,3 kPa, seguido do MB7E15 (3358 kPa), MB7E10 (3350 kPa) e MB7E0 (3327 kPa). O maior atraso de ignição do combustível MB7E15 levou a um maior pico de taxa de liberação de calor devido ao maior acúmulo de combustível e maior quantidade de combustível queimada na fase pré-misturada da combustão (FANG et al. 2013), além de um deslocamento maior da ocorrência desse pico, como mostra a Figura 32 (c). Os picos da taxa de liberação de calor

foram de 50,7 J/°CA (MB7E0), 53,7 J/°CA (MB7E5), 60,1 J/°CA (MB7E10) e 64,4 J/°CA (MB7E15).

Com o aumento da carga aplicada ao motor há a tendência da diminuição do atraso da ignição, já que maiores temperaturas são obtidas (HULWAN e JOSHI, 2011). A Figura 31 (d) mostra a curva de pressão dos gases do interior do cilindro para a carga 30 kW. Verifica-se que o aumento da concentração de etanol causou um aumento do pico de pressão, sendo de 3664 kPa, 3623 kPa, 3579 kPa e 3556 kPa para as misturas MB7E15, MB7E10, MB7E5 e MB7E0, respectivamente. Nessa carga, o efeito do aumento da quantidade de mistura ar/combustível formada durante o atraso de ignição foi dominante para aumentar a taxa de liberação de calor na fase pré-misturada e aumentar o pico de pressão, com aumento da concentração de etanol. Aliado a esse efeito, a redução do atraso de ignição fez com que a combustão ocorresse mais próxima ao PMS. A Figura 32 (d) mostra as curvas de taxa líquida de liberação de calor para a carga 30 kW, onde se verifica o aumento do pico de liberação de calor e o aumento da quantidade de energia liberada durante a fase pré-misturada da combustão com o aumento da concentração de etanol, além do deslocamento da curva, se afastando do PMS. Os picos da taxa de liberação de calor foram de 51,0 J/°CA (MB7E0), 52,6 J/°CA (MB7E5), 57,9 J/°CA (MB7E10) e 69,6 J/°CA (MB7E15).

O comportamento da pressão dos gases no interior do cilindro para a carga de 32,5 kW (Figura 31 (e)) seguiu a mesma tendência da carga de 30 kW. O maior pico de pressão ocorreu para a combustão do combustível MB7E15, com valor de 3703 kPa. O pico de pressão para o combustível MB7E10 foi de 3702 kPa, de 3671 kPa para o combustível MB7E5 e de 3554 kPa para MB7E0. Pelas curvas de taxa líquida de liberação de calor, mostradas pela Figura 32 (e), verifica-se o aumento da quantidade de calor liberado com o aumento da concentração de etanol, pelos mesmos efeitos supracitados. Os picos da taxa de liberação de calor foram de 46,8 J/°CA (MB7E0), 56,4 J/°CA (MB7E5), 59,6 J/°CA (MB7E10) e 68,6 J/°CA (MB7E15).

A Figura 31 (f) mostra o comportamento da pressão dos gases no interior do primeiro cilindro do motor para a carga máxima ensaiada, 37,5 kW. Nessa carga, o motor apresentou instabilidade ao operar com o combustível MB7E15. A análise da curva de pressão coletada durante esse ensaio mostrou níveis de pressão abaixo dos apresentados para os outros combustíveis e maior atraso de ignição, 26,8°CA, enquanto, para os outros combustíveis, esse atraso foi de 21,9°CA, 24,0°CA e 24,3°CA, para as misturas MB7E0, MB7E5 e MB7E10, respectivamente. Park et al. (2011) apresentaram resultados semelhantes, com instabilidade do motor operando com misturas de óleo diesel e etanol sem modificações mecânicas. Os autores

explicaram o fenômeno ao aumento do atraso de ignição e conseguiram operar o motor ao atrasar o ponto de injeção de combustível.

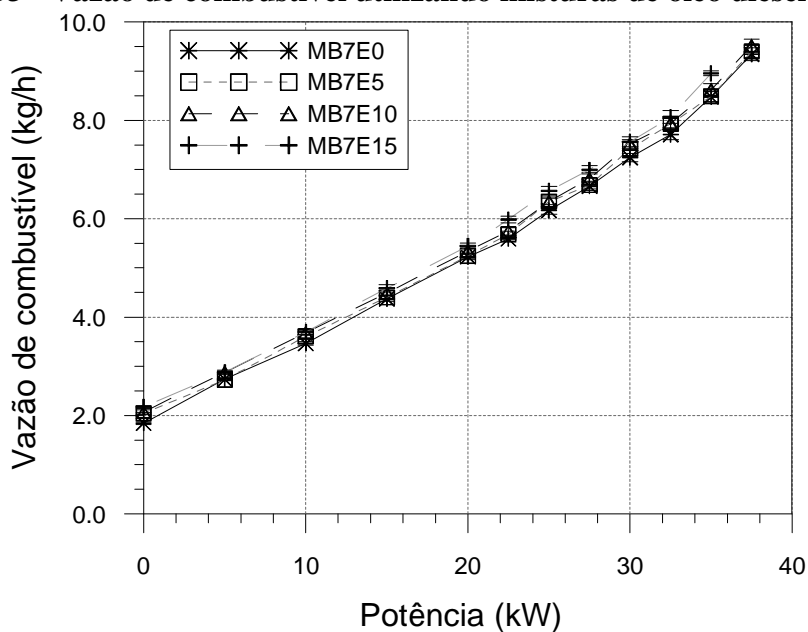
Para a carga de 37,5 kW o maior pico de pressão ocorreu para o combustível MB7E10, com 3762 kPa, seguido do MB7E5 (3708 kPa) e do óleo diesel padrão MB7E0 (3667 kPa). Considerando esses três combustíveis, o comportamento das curvas de pressão e taxa líquida de liberação de calor foi o mesmo das cargas 32,5 kW e 37,5 kW. Os picos das taxas de liberação de calor foram de 59,7 J/°CA (MB7E10), 58,7 J/°CA (B7E5) e 49,1 J/°CA (MB7E0), como mostra a Figura 32 (f). É importante ressaltar que o aumento da taxa líquida de liberação de calor pode aumentar as temperaturas locais da estrutura do cilindro, sendo necessária a avaliação da eficiência do sistema de arrefecimento do motor. Os resultados apresentados tiveram comportamento semelhante aos mostrados por Mohammadi et al. (2005), Hulwan et al. (2011), Zhu et al. (2011) e Fang et al. (2013).

### ***5.1.2 Consumo de combustível do motor operando com misturas óleo diesel-etanol***

A Figura 33 mostra a relação entre a vazão de combustível e a carga desenvolvida pelo motor para as diferentes misturas utilizadas. As curvas de vazão de combustível para as misturas de óleo diesel e etanol possuem a mesma tendência. Há um aumento da vazão mássica de combustível em função da elevação da carga para todos os combustíveis testados. Esse comportamento é justificado pela maior demanda de energia com o aumento da carga. Todos os ensaios com misturas de óleo diesel e etanol apresentaram aumento da vazão mássica de combustível em comparação com o óleo diesel puro, justificado pelo menor poder calorífico da mistura (AJAV et al., 1999; HANSEN et al., 2005; LI et al., 2005; PIDOL et al., 2012).

Para os três modos de substituição, o maior aumento da vazão mássica de combustível ocorreu para operação sem carga, sendo o aumento de 10,7%, 12,4% e 17,9% para os modos MB7E5, MB7E10 e MB7E15, respectivamente. A incerteza máxima dos ensaios foi de 2% para a vazão do combustível MB7E10 na operação do motor sem carga. O motor não apresentou diferenças na potência desenvolvida operando com as misturas, com exceção da carga nominal de 37,5 kW para o combustível MB7E15. Nessa carga houve oscilação da rotação e potência desenvolvida pelo motor, não sendo possível a execução do ensaio completo.

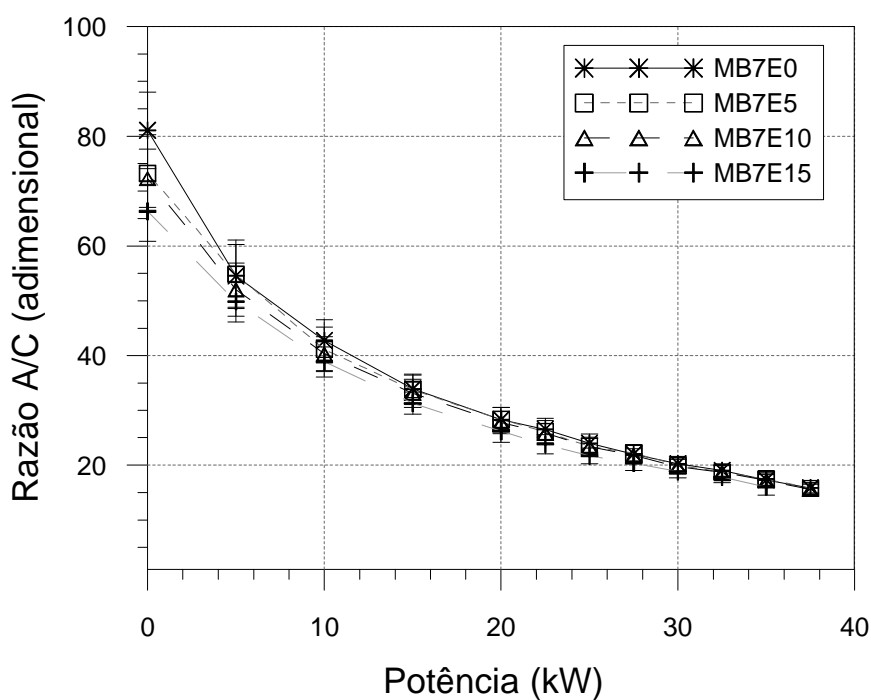
**Figura 33 - Vazão de combustível utilizando misturas de óleo diesel e etanol**



Fonte: Dados de pesquisa

O aumento da vazão mássica de combustível causou redução da razão ar/combustível (Fig. 34), que foi calculado conforme a Eq. (8). De acordo com Heywood (1988) a faixa de operação de motores com ignição por compressão é  $18 \leq A/F \leq 70$ . As faixas encontradas nos ensaios foram de 16-81, 16-73, 16-72 e 16-66 para as misturas MB7E0, MB7E5, MB7E10 e MB7E15, respectivamente.

**Figura 34 – Razão A/C utilizando misturas de óleo diesel e etanol**



Fonte: Dados de pesquisa

### ***5.1.3 Consumo específico de combustível do motor no modo padrão e operando com misturas de óleo diesel e etanol***

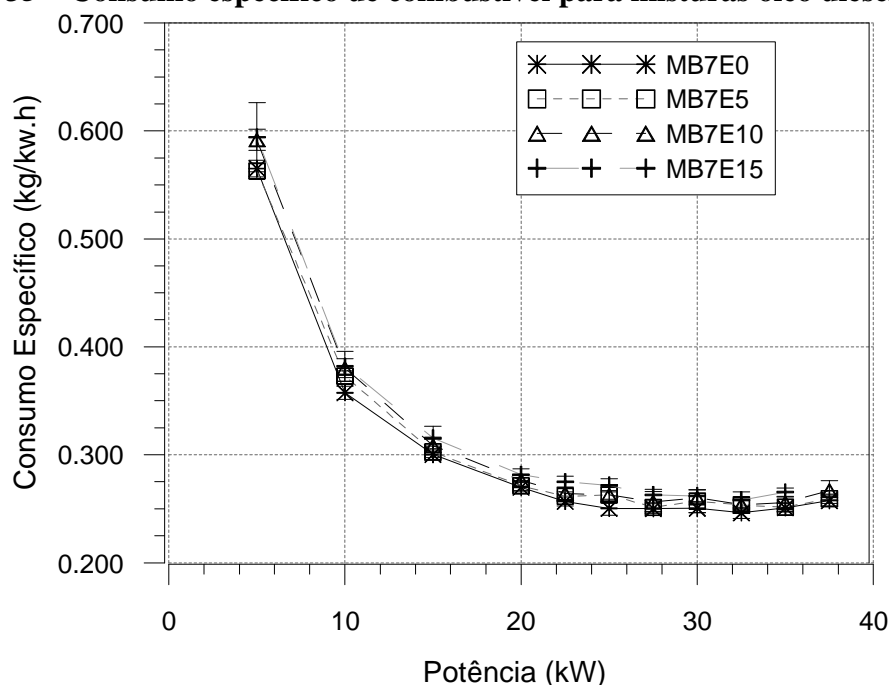
O consumo específico de combustível diminui com aumento da carga e apresenta maior estabilidade a partir da carga de 25 kW. Esse comportamento ocorre porque o aumento da carga no eixo causa aumento da potência desenvolvida pelo motor a rotação constante. Em cargas altas o aumento da carga no eixo causa menores aumentos na potência desenvolvida, devido à diminuição da relação entre o torque desenvolvido para vencer o atrito e o torque total disponível no eixo.

A Figura 35 mostra os resultados encontrados para o consumo específico equivalente (Eq. (4)) nos ensaios, ou seja, calculado a partir da vazão mássica de óleo diesel correspondente à energia disponibilizada pela massa de etanol consumida pelo motor. O consumo específico foi normalizado para as condições atmosféricas padrão, conforme preconizado pela norma ABNT NBR 6396:1976. A Tabela C.14 no Apêndice C mostra os valores das constantes de redução. Observa-se uma tendência de redução do consumo específico com o aumento da carga. Esse comportamento ocorre porque o aumento da carga no eixo causa aumento da potência desenvolvida pelo motor em rotação constante. Em cargas altas o aumento da carga no eixo causa menores aumentos na potência desenvolvida, devido à diminuição da relação entre o torque desenvolvido para vencer o atrito e torque total disponível no eixo. Os menores consumos específicos ocorreram nas cargas de 32,5 kW (MB7E0, MB7E10 e MB7E15) e 27,5 kW (MB7E5).

A tendência da curva de consumo específico não foi alterada com a adição do etanol na mistura. As diferenças no consumo específico do motor operando com as misturas se deve ao menor poder calorífico e à menor massa específica dos combustíveis com o aumento da concentração de etanol. Para todas as cargas do experimento existiu aumento do consumo específico com o aumento da concentração de etanol na mistura, com exceção da carga nominal de 5 kW para a mistura MB7E15, para a qual não se verificou alterações significativas no consumo específico. Os maiores aumentos de consumo específico ocorreram na carga de 25 kW para os combustíveis MB7E5 e MB7E15, de 5% e 8,5%, respectivamente. Para o combustível MB7E10 o maior aumento de consumo específico foi de 6,4%, para a carga de 10 kW. Os menores consumos específicos para os combustíveis MB7E0, MB7E10 e MB7E15 ocorreram na carga nominal de 37,5 kW, e para o combustível MB7E5 na carga de 27,5 kW. A incerteza do ensaios variou entre 1,2 e 5,4%.

Diversos autores utilizam a mesma formulação de cálculo de consumo específico para operação do motor com óleo diesel padrão e no modo bicomcombustível, em que as massas de combustíveis são somadas e divididas pela potência desenvolvida (AJAV et al., 1999, HANSEN et al. (2005), LI et al. (2005), PIDOL et al. (2012), dentre outros). Essa formulação sempre indica aumento do consumo específico com o uso de etanol anidro nas misturas, devido ao menor poder calorífico desse combustível (38% menor em relação ao óleo diesel) e menor massa específica (cerca de 9% menor). Ou seja, maior quantidade de massa de etanol anidro deve ser adicionada para substituir a massa de óleo diesel.

**Figura 35 – Consumo específico de combustível para misturas óleo diesel-etanol**



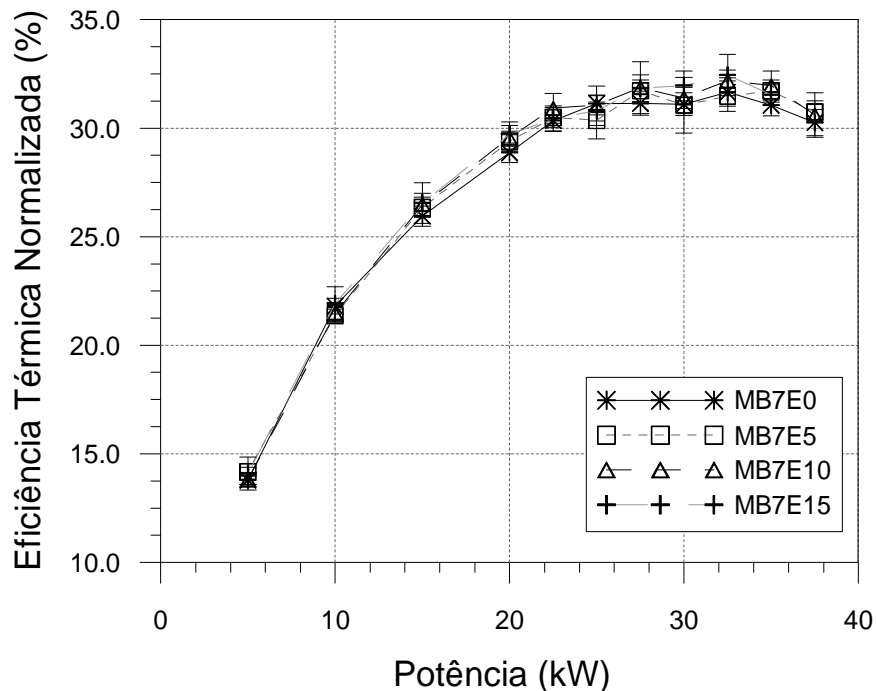
#### 5.1.4 Eficiência térmica do motor operando com misturas óleo diesel-etanol

A Figura 36 mostra os resultados de eficiência térmica calculada com os dados dos ensaios e normalizados para as condições atmosféricas padrão conforme a Eq. (7). Os fatores de normalização são mostrados na Tabela C.15 no Apêndice C. No modo padrão, MB7E0, observa-se que a eficiência térmica do motor tende a crescer com o aumento da demanda de potência, reduzindo-se nas cargas de 35 kW e 37,5 kW. Ao aumentar a demanda de carga há aumento da quantidade de combustível injetada, e esse aumento pode dificultar a formação da mistura ar/combustível e aumentar a emissão de combustível não queimado, podendo reduzir a

eficiência do motor. Além disso, o momento de injeção do óleo diesel é constante, o que não garante o momento de injeção otimizado para todas as condições de operação do motor.

Quando se utiliza etanol há aumento no atraso da ignição do motor, como mostrado nos resultados acima, e melhoria na formação da mistura ar/combustível, o que aumenta a quantidade de combustível queimado na fase pré-misturada da combustão, podendo aumentar a eficiência térmica do motor. Além disso, o etanol possui menor massa específica e viscosidade, levando a melhor atomização do combustível e melhor formação da mistura ar/combustível, causando uma queima mais rápida e maior taxa de liberação de calor (HULWAN et al, 2011). Por outro lado, o menor poder calorífico do etanol pode reduzir a temperatura de combustão e diminuir a eficiência térmica do motor (ZHU et al., 2010). Esses fatores agem simultaneamente e são dependentes do percentual de etanol e da carga aplicada ao motor.

**Figura 36 – Eficiência térmica do motor utilizando misturas de óleo diesel e etanol**



Fonte: Dados de pesquisa

De um modo geral não foram observadas alterações significativas na eficiência térmica do motor com adição de etanol no óleo diesel, sendo que as diferenças encontradas ficaram dentro da faixa de incertezas. A Tabela C.20 mostra os valores de eficiência térmica obtidos para cada condição de ensaio e a diferença percentual entre o valor obtido para a mistura em comparação com o valor obtido com o uso do óleo diesel padrão. As maiores eficiências térmicas foram encontradas para a carga de 32,5 kW, para os combustíveis MB7E0, MB7E10

e B7E15, e foram de 31,7%, 32,2% e 32,4%, respectivamente. Para o combustível MB7E5, a máxima eficiência térmica foi de 31,7% na carga de 27,5 kW. A incerteza máxima dos ensaios variou entre 1,3 e 5,4%.

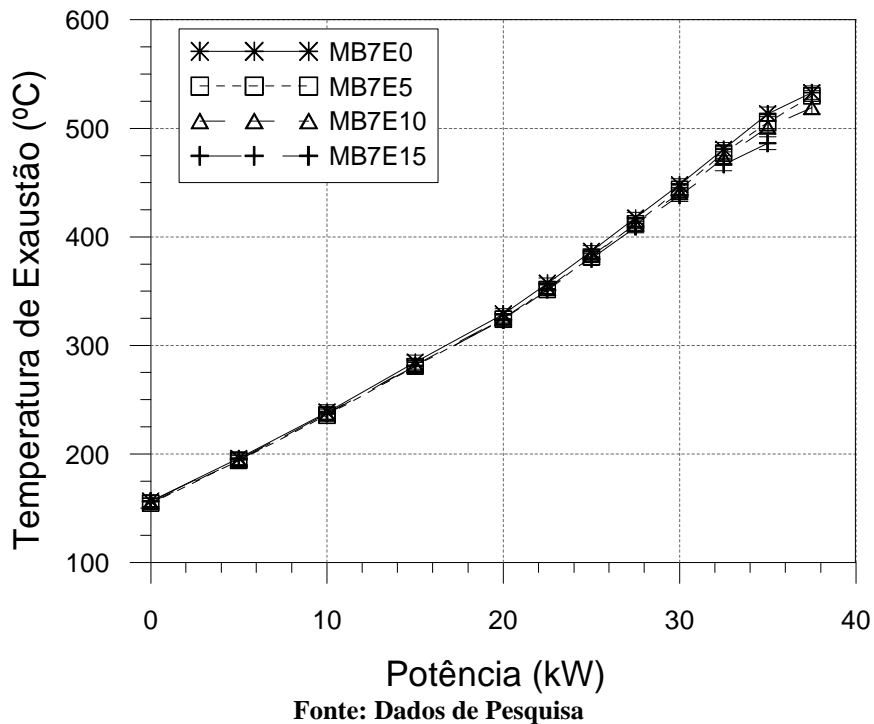
### ***5.1.5 Temperatura de exaustão do motor operando com misturas óleo diesel-etanol***

A Figura 37 mostra a variação da temperatura da exaustão com a carga aplicada ao motor e com a concentração de etanol na mistura. A temperatura de exaustão é um indicativo da duração da combustão: combustão mais lenta corresponde à temperatura do gás no cilindro mais elevada quando a válvula de exaustão se abre (HEYWOOD, 1988). Os resultados mostraram aumento da temperatura de exaustão com o aumento da carga aplicada para todos os combustíveis. Quando há o aumento da carga maior quantidade de energia é requerida, logo maior quantidade de combustível é injetada, aumentando a duração da combustão de todo o combustível injetado (ZHU et al., 2011) e, conseqüentemente, a temperatura dos produtos quando a válvula de exaustão é aberta.

Os resultados mostraram diminuição da temperatura da exaustão com o aumento da adição de etanol no combustível para todas as cargas ensaiadas (Fig. 36). O etanol causa diminuição da temperatura no interior do cilindro devido ao menor PCI associado ao maior calor latente de evaporação, em comparação com o óleo diesel puro. Além disso, devido à menor densidade e viscosidade do etanol, há melhor atomização e formação da mistura ar/combustível, o que leva a uma combustão mais rápida e a uma redução da queima tardia de combustível na câmara (AJAV et al., 1999).

As maiores reduções da temperatura de exaustão ocorreram nas maiores cargas. Para o combustível MB7E5, a maior redução ocorreu na carga de 35 kW, apresentando temperatura média de 505 °C, enquanto, para o combustível MB7E0, esse valor foi de 513 °C, ou seja, uma redução de 1,6%. O motor operando com MB7E10 apresentou redução máxima de 2,6 % da temperatura média de exaustão na carga de 37,5 kW em comparação com MB7E, sendo a temperatura média para a mistura de 519 °C e para o óleo diesel padrão de 533 °C. Já a operação com o combustível MB7E15 também apresentou redução máxima, de 5,3%, na carga de 35,0 kW, com temperatura de 486 °C. Ajav et al. (1999) explica que o etanol é parcialmente oxidado (radicais OH) e a sua queima ocorrem em menores temperaturas, além de ter menor poder calorífico inferior. Ajav et al. (1999) e Borges (2009) também encontraram redução na temperatura de exaustão com a utilização de misturas de óleo diesel e etanol.

**Figura 37 – Temperatura de exaustão do motor utilizando misturas de óleo diesel e etanol**



### 5.1.6 Níveis de emissão do motor operando com misturas óleo diesel-etanol

As concentrações de CO, CO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>, THC, NO e NO<sub>x</sub> foram medidas por analisadores de gases fabricados pela empresa *California Analytical Instruments, Inc.* Antes de cada teste os analisadores foram calibrados por gases padrão e pelo gás zero, gerado por um gerador de ar puro também fornecido pela *California Analytical Instruments, Inc.* Os resultados são apresentados em (g/kW.h), calculados conforme as Eqs. (28) e (29).

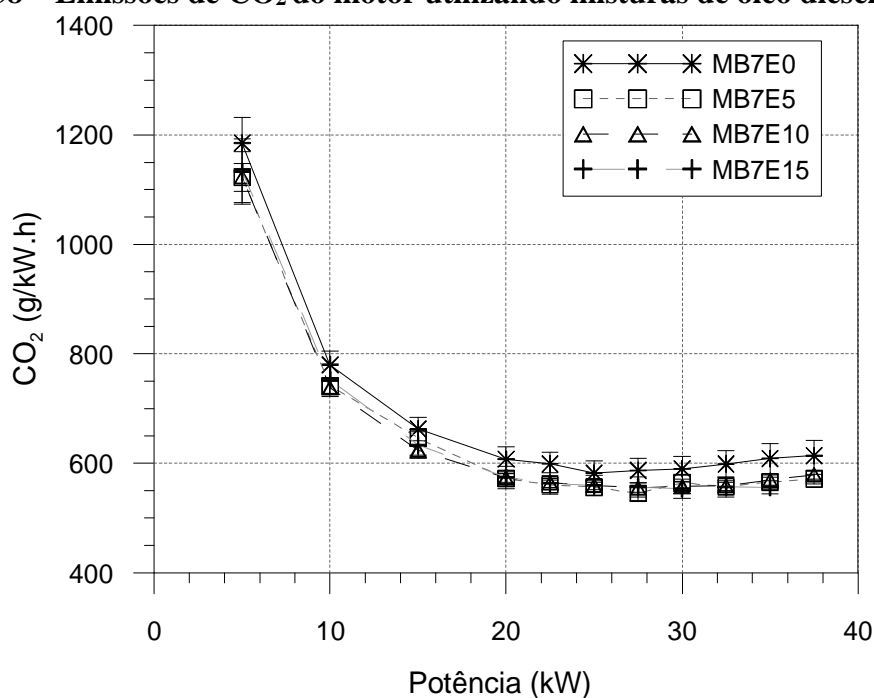
#### 5.1.6.1 Emissão de dióxido de carbono

A Figura 38 mostra a relação entre a emissão específica de CO<sub>2</sub> e as cargas aplicadas no motor. O dióxido de carbono é um produto natural da combustão de hidrocarbonetos e possui a tendência do aumento da sua concentração volumétrica com o aumento do consumo de combustível e proximidade da razão ar/combustível estequiométrica. A combustão das misturas não alterou a tendência da curva de emissão. Os maiores índices de emissão ocorrem nas menores cargas e com redução e tendência de estabilização com o aumento da carga de demanda, comportamento justificado pela tendência de redução e estabilização do consumo específico de combustível. Os níveis de emissão de CO<sub>2</sub> ficaram entre 545 g/kW.h na carga de

27,5 kW, para o combustível MB7E5, e 1155 g/kW.h na carga de 5 kW, para o combustível MB7E0.

A utilização das misturas de etanol causou redução nas emissões específicas de CO<sub>2</sub> em todas as condições de operação. De modo geral, as maiores reduções foram identificadas nas maiores cargas, ficando nas faixas de 2,5-7,2%, 3,9-6,6% e 3,6-8,6% para as misturas MB7E5, MB7E10 e MB7E15, respectivamente. As cargas em que ocorreram as maiores reduções foram 27,5 kW (MB7E5), 32,5 kW (MB7E10) e 35 kW (MB7E15). A diminuição da temperatura dos gases da câmara de combustão devido ao alto calor latente de evaporação inibe a oxidação do CO, o que leva a uma redução da emissão de CO<sub>2</sub> (ZHANG et al., 2011 e PADALA et al, 2013). A redução da emissão de CO<sub>2</sub> também é obtida pela utilização de combustíveis com baixa razão C/H e alta concentração de oxigênio (HE et al., 2003, YING et al., 2006 e PAUL et al., 2014), o que é obtido com a adição do etanol ao óleo diesel. He et al. (2003) também relataram redução da emissão de CO<sub>2</sub> com a adição de etanol ao óleo diesel. A incerteza dos ensaios variou entre 1,4% e 5,3%.

**Figura 38 – Emissões de CO<sub>2</sub> do motor utilizando misturas de óleo diesel e etanol**



Fonte: Dados de Pesquisa

### 5.1.6.2 Emissão de monóxido de carbono

A Figura 39 mostra o comportamento das emissões específicas de CO durante os ensaios com misturas de óleo diesel e etanol. Na combustão de motores de combustão interna a

formação de monóxido de carbono é fortemente ligada à qualidade da combustão, aumentando com oxigênio insuficiente e combustão incompleta. Todas as curvas de emissão específica de CO, para o óleo diesel padrão e para as misturas de óleo diesel e etanol, apresentaram a tendência de redução nos níveis de emissão até a carga nominal de 32,5 kW. A partir dessa carga há aumento dos níveis de CO, justificada pela queda de eficiência térmica, como apresentado nos resultados acima. Os níveis de emissão específica de CO ficaram entre 1,0 g/kW.h na carga de 30 kW, para o combustível MB7E0, e 18,3 g/kW.h na carga de 5 kW, para o combustível MB7E15.

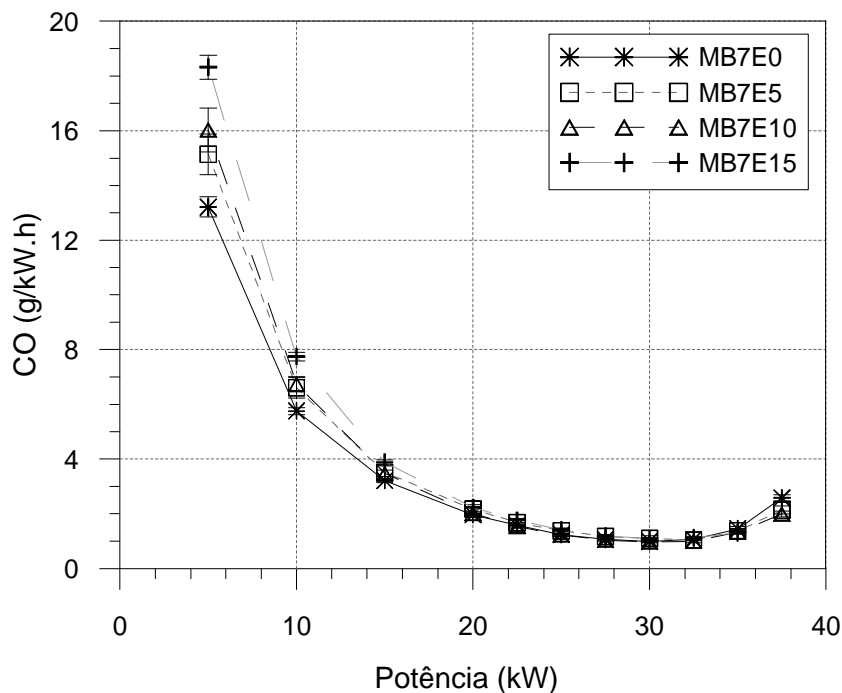
Com a utilização da mistura MB7E5 houve aumento da emissão de CO até a carga de 30 kW, com máximo de 14,7% na carga de 10 kW. A partir de 30 kW há redução do índice de emissões de CO, com redução máxima de 17,3% na carga de 37,5 kW. Para a mistura MB7E10 há aumento das emissões de CO entre as cargas 5 e 20 kW, chegando a 21,3% na carga de 5 kW. Entre as cargas 22,5 e 37,5 kW há tendência de redução nas emissões de CO com o aumento da carga, chegando à redução de 22,7% na carga de 37,5 kW. Já o combustível MB7E15 apresentou aumento nas emissões específicas de CO em toda faixa de potência, com exceção da maior carga ensaiada, 35 kW, com redução de 9,8%. Para esse combustível o maior aumento ocorreu na carga de 5 kW, 38,7%. A incerteza dos ensaios variou entre 1,0% e 9,3%.

A oxidação do CO ocorre sob altas temperaturas de combustão. A adição de etanol nas misturas leva a uma redução da temperatura de exaustão causada pelo alto calor latente de evaporação, resultando em menor oxidação do CO, elevando o índice de emissão desses componentes (He et al., 2003). Já o aumento da concentração de oxigênio com a adição de etanol nas zonas ricas em combustível na câmara de combustão, pode levar a uma combustão mais completa e reduzir a formação de CO (AJAV et al, 1999 e PARK et al., 2011). Os resultados mostraram que esses efeitos são dependentes das cargas e da concentração de etanol no combustível. Em cargas altas, por exemplo, a redução da emissão de CO pode ser justificada por uma melhoria na qualidade da combustão.

Em cargas baixas o efeito de resfriamento causado pelo alto calor latente de evaporação do etanol é mais significativo, além de apresentar maiores atrasos de ignição (ZHU et al, 2010). A menor temperatura e o retardo na combustão podem ter suprimido o processo de oxidação, apesar da disponibilidade de oxigênio (HULWAN e JOSHI, 2011). O combustível MB710 apresentou a maior faixa de redução das emissões desse componente da exaustão e maior faixa de aumento da eficiência térmica, indicando melhoria na combustão com a utilização desse combustível. No caso do combustível MB7E15, o efeito de resfriamento do etanol pode ter sido dominante em aumentar as emissões de CO, com exceção da carga de 35 kW, principalmente

em cargas baixas, onde foram apresentados os maiores aumentos. Huang et al. (2009), e Hulwan e Joshi (2011) também encontraram redução da emissão de CO em cargas altas e aumento para cargas baixas, utilizando misturas de óleo diesel e etanol.

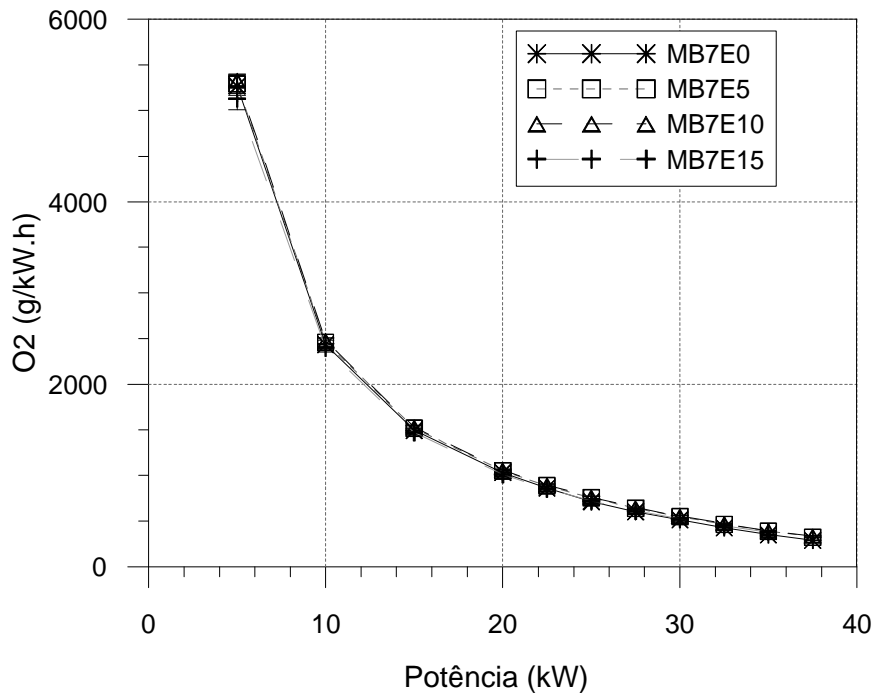
**Figura 39 – Emissões de CO do motor utilizando misturas de óleo diesel e etanol**



Fonte: Dados de Pesquisa

### 5.1.6.3 Emissão de oxigênio

A Figura 40 mostra a emissão específica de  $O_2$  em função da carga aplicada no motor e da concentração de etanol. Há diminuição da emissão de  $O_2$  com o aumento da carga, devido à maior quantidade de mistura ar/combustível queimada. A tendência da curva não foi alterada com a adição de etanol na mistura. Comparando-se com óleo diesel padrão, houve aumento ou manutenção da emissão de  $O_2$  com a utilização do etanol em todas as condições ensaiadas. O aumento se tornou maior à medida que foram aplicadas maiores cargas. As maiores diferenças ocorreram nas maiores cargas ensaiadas, com aumentos de 12,2%, 15,7% e 9,1% para as misturas MB7E5, MB7E10 e MB7E15, respectivamente. O maior conteúdo de oxigênio nas misturas com etanol e a menor oxidação do CO podem justificar esse aumento. Os níveis de emissão específica de  $O_2$  ficaram entre 289 g/kW.h na carga de 37,5 kW, para o combustível MB7E0, e 5329 g/kW.h na carga de 5 kW, para o combustível MB7E10. As incertezas dos ensaios variaram entre 1,1 e 6,8%, com exceção dos resultados obtidos para carga de 37,5 kW na operação com MB7E0, com 9,2% de incerteza.

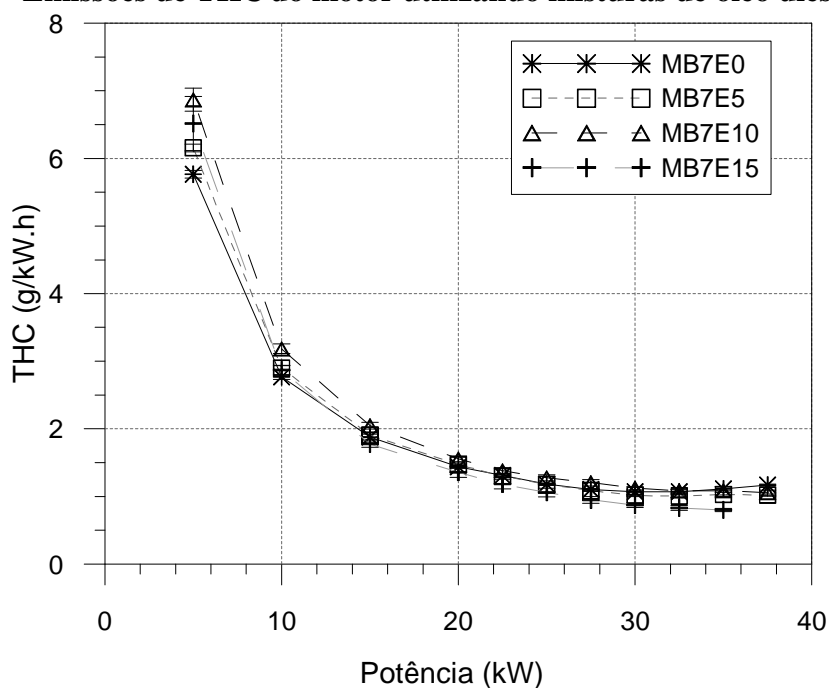
**Figura 40 – Emissões de O<sub>2</sub> do motor utilizando misturas óleo diesel-etanol**

Fonte: Dados de Pesquisa

#### 5.1.6.4 Emissão de hidrocarbonetos totais

A emissão específica de THC para as diferentes condições ensaiadas é mostrada pela Figura 41. Os índices ficaram na faixa de 0,8 g/kW.h na carga de 35 kW, para o combustível MB7E15, a 6,9 g/kW.h para o combustível MB7E10 na carga de 5 kW. O combustível MB7E5 causou maior emissão de THC em relação ao óleo diesel padrão entre as cargas 5 kW e 20 kW, aumentando entre 6,8% e 2,0%, respectivamente. A partir da carga 22,5 kW houve redução da emissão de THC para esse combustível, chegando a uma redução de 12,8% na carga 37,5 kW. O uso de MB7E10 aumentou a emissão de THC entre as cargas 5 kW, com 19,1% de aumento, e 32,5 kW, com 1,4% de aumento. Na carga 37,5 kW houve uma redução de 9,8% da emissão de THC para o combustível MB7E10. Já o combustível MB7E15 apresentou uma maior faixa de redução da emissão desse componente, entre as cargas 15 kW, com redução de 5,6%, e 35 kW, com redução de 28,0%. A incerteza dos ensaios variou entre 1,0 e 6,1%.

**Figura 41 – Emissões de THC do motor utilizando misturas de óleo diesel e etanol**



A emissão de hidrocarbonetos não queimados é fortemente ligada à qualidade da combustão. Dentre os efeitos do etanol está a vaporização do combustível mais lenta, pelo alto calor latente de vaporização, que tende a prejudicar a homogeneização da mistura ar/combustível e aumentar a emissão de hidrocarbonetos (He et al., 2003 e Park et al., 2011). Os resultados dos ensaios mostraram que esse efeito foi mais significativo em cargas baixas e médias. Porém, em cargas altas as misturas com etanol apresentaram menores índices de emissão de hidrocarbonetos totais que o óleo diesel padrão. Menor emissão de hidrocarbonetos pode significar maior eficiência na queima do combustível. Quando etanol é adicionado ao combustível, maior quantidade de oxigênio é disponibilizada na combustão, melhorando a qualidade da queima (SAYIN et al., 2008). Uma maior eficiência térmica foi verificada em diversas cargas com o uso do etanol nas misturas em comparação o com óleo diesel padrão. Shi et al. (2006), Sayin et al. (2008), Huang et al. (2009), dentre outros autores, apresentaram resultados com diminuição da emissão de hidrocarbonetos com a utilização de misturas de óleo diesel e etanol. Yilmaz et al. (2014), também, apresentou resultados indicando aumento da emissão de hidrocarbonetos não queimados em cargas baixas e redução em cargas altas.

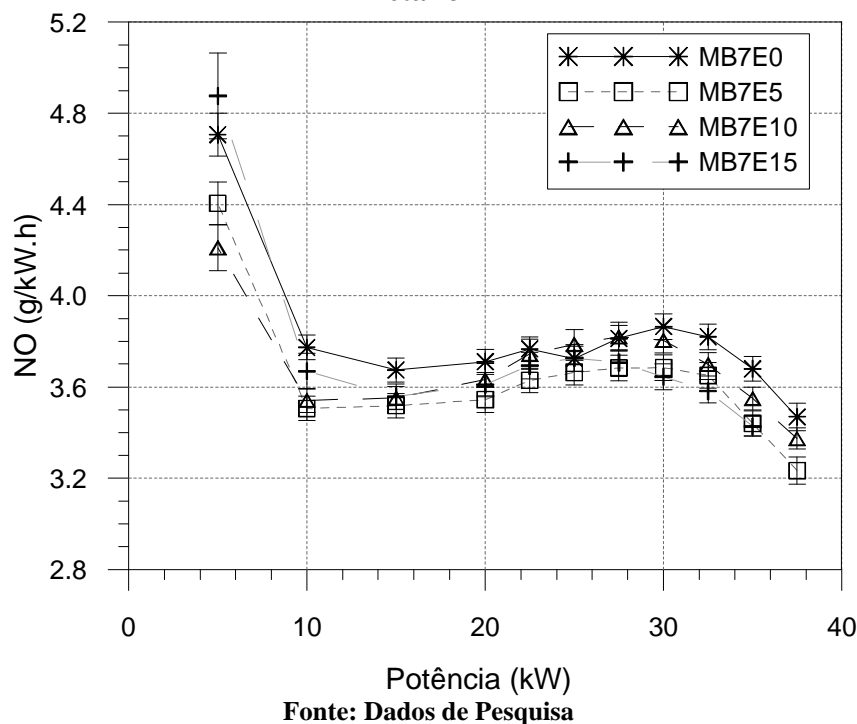
### **5.1.6.5 Emissão de óxidos de nitrogênio**

A formação do óxido nítrico é fortemente dependente da temperatura dos gases no interior do cilindro, da concentração de oxigênio dos gases e do tempo de permanência dos gases sob altas temperaturas (HEYWOOD, 1988). Os efeitos da utilização de etanol nas emissões dos óxidos de nitrogênio são dependentes das condições de operação do motor e dos combustíveis utilizados (ARMAS et al., 2010). A adição do etanol ao óleo diesel causa diversos efeitos que agem um contra o outro na formação desses componentes. O menor número de cetano e a maior quantidade de oxigênio das misturas com etanol causam maiores picos de liberação de calor, como mostrado nos resultados anteriores, e aumentam a temperatura no interior do cilindro. Já o alto calor latente de evaporação do etanol e a menor temperatura da chama tendem a reduzir a temperatura dos gases no interior do cilindro. O comportamento da formação de NO é dependente da intensidade desses efeitos durante a combustão, sendo, portanto, função das características de funcionamento do motor.

O comportamento da emissão específica de NO em função da carga e da concentração de etanol nas misturas é mostrado pela Figura 42. Os índices de emissão específica de NO ficaram entre 3,2 g/kW.h na carga de 37,5 kW, para o combustível MB7E5, e 4,7 g/kW.h na carga de 5 kW, para o combustível MB7E0. A emissão específica de NO é maior para as menores cargas, devido ao maior consumo específico de combustível. Entre a carga 20 e 30 kW, porém, há tendência de estabilização da emissão de NO e a partir da carga 30 kW, tendência de redução, com exceção das emissões do combustível MB7E15, onde se observa tendência de redução a partir da carga de 25 kW.

De modo geral, as misturas contendo etanol apresentaram redução ou manutenção da emissão específica de NO, em relação ao óleo diesel padrão MB7E0, para todas as cargas aplicadas. A queima da mistura MB7E5 causou reduções de até 7,1% nas emissões específicas de NO, ocorrendo na carga de 10 kW. Para a mistura MB7E10 a maior redução ocorreu na carga de 5 kW, emitindo 10,5% menos que o MB7E0. O combustível MB7E15 apresentou reduções significativas nas emissões de NO a partir da carga de 30 kW, com redução de até 6,8% na carga de 35 kW. A incerteza dos ensaios de emissões variou entre 1,3 e 3,8%.

**Figura 42 – Emissões específicas de NO do motor utilizando misturas de óleo diesel e etanol**

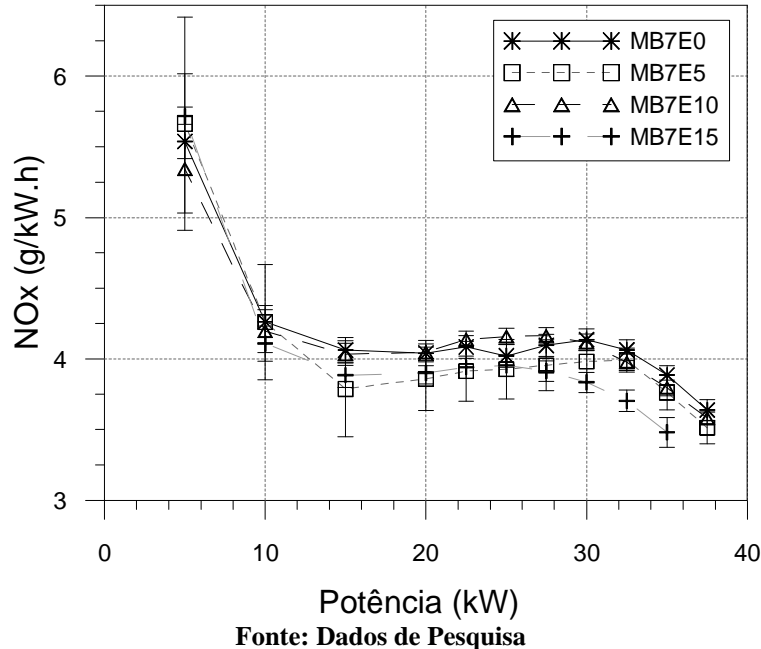


A combustão do combustível B7E15 apresentou os maiores atrasos de ignição. Esse atraso causa rápida liberação de calor, como mostrado nos resultados de pressão na câmara, além de maior quantidade de calor liberada na fase pré-misturada da combustão. Esse efeito faz com que os gases do cilindro atinjam maiores temperaturas, favorecendo a formação do NO (HULWAN e JOSHI, 2011). Com o aumento das cargas, há aumento da quantidade de combustível injetado; conseqüentemente, o efeito de resfriamento do etanol aumenta. Além disso, o motor apresentou, a partir da carga de 30 kW, menores atrasos de ignição, sendo de 25,1°CA para carga 30kW e de 26,3°CA para carga de 0 kW. Esses efeitos foram superiores ao efeito de aumento da temperatura dos gases, levando à redução nas emissões de NO.

A Figura 43 mostra o comportamento das emissões específicas de NO<sub>x</sub> em função da potência desenvolvida pelo motor e do combustível utilizado. Os índices de emissões específicas de NO<sub>x</sub> ficaram entre 3,5 g/kW.h na carga de 37,5 kW, para o combustível MB7E5, e 5,7 g/kW.h na carga de 5 kW, para o combustível MB7E15. Comparando as emissões específicas de NO<sub>x</sub> das misturas com etanol com as obtidas com óleo diesel padrão, os combustíveis MB7E5 e MB7E10 apresentaram diferenças dentro da faixa de incertezas. Já o combustível MB7E15 apresentou reduções significativas, com redução máxima de 10,4% na carga de 35,0 kW. Assim como nas emissões de NO, as reduções podem ser justificadas pelo efeito de resfriamento do etanol antes da combustão, inibindo a formação NO<sub>x</sub>. A incerteza dos

ensaios ficou entre 1,4 e 5,9%, excetuando a cargas de 5 kW para o uso do combustível MB7E5, que apresentou incerteza de 13,3%.

**Figura 43 – Emissões de NO<sub>x</sub> do motor utilizando misturas de óleo diesel e etanol**



## 5.2 Ensaio com injeção indireta de etanol

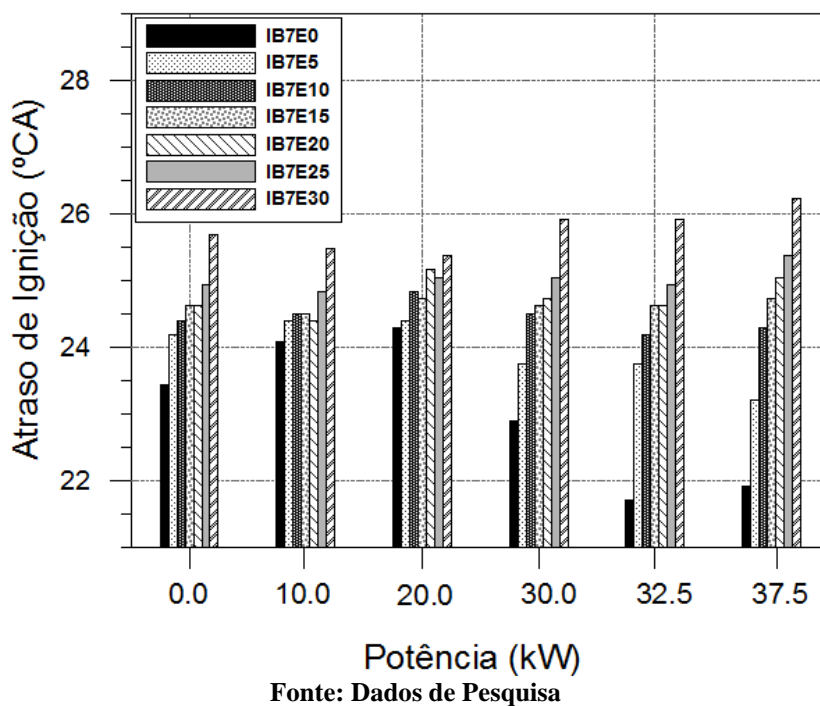
Os resultados de desempenho e emissões do motor operando com injeção indireta de etanol são apresentados a seguir. As médias das principais grandezas obtidas nos ensaios e as incertezas das medições são mostradas no Apêndice C.

### 5.2.1 Pressão na câmara de combustão e taxa líquida de liberação de calor

A análise das curvas das misturas utilizadas nos ensaios a partir da derivada segunda da pressão dos gases do interior do cilindro em função do ângulo do virabrequim indicou aumento do atraso de ignição com o aumento da injeção de etanol, justificado pelo menor número de cetano desse combustível e o efeito de resfriamento causado pela injeção do etanol (TSANG et al. 2010, ZHANG et al. (2013), PADALA et al. (2013), TUTAK (2014) e HANDSDAH e MURUGAN (2014)). A Figura 44 mostra uma comparação entre os atrasos de ignição obtidos para os diferentes percentuais de etanol. Os resultados mostraram que, além do combustível, a carga influencia no atraso de ignição, sendo também dependente das condições de temperatura e pressão dos gases no interior do cilindro. O menor atraso de ignição, 21,7°C, foi detectado

para o combustível IB7E0 na carga de 37,5 kW e o maior atraso, com valor de 26,2°C<sub>A</sub>, ocorreu para o combustível IB7E30 na carga de 37,5 kW. A Tabela C.54 mostra os valores de atraso de ignição obtidos.

**Figura 44 – Atraso de ignição para operação do motor com injeção indireta de etanol**



A Figura 45 mostra a pressão dos gases no interior do cilindro em função do ângulo do virabrequim e da quantidade de etanol injetada no coletor de admissão do motor para as cargas de 0 kW, 10 kW, 20 kW, 30 kW, 32,5 kW e 37,5 kW. As curvas seguiram a mesma tendência, mas com deslocamento do pico de pressão para a direita do PMS com o aumento da quantidade de etanol, devido ao maior atraso de ignição. A Figura 45 (a) mostra os resultados para a carga de 0 kW. Houve alteração dos valores de pico de pressão, sendo o valor máximo de 2672 kPa para o IB7E5, seguido de IB7E0, IB7E10, IB7E15, IB7E20, IB7E30 e IB7E25, com valores de 2645 kPa, 2575 kPa, 2544 kPa, 2519 kPa, 2510 kPa e 2496 kPa, respectivamente.

Com exceção do percentual de 5% de etanol, os picos de pressão se reduziram em relação ao apresentado pela combustão do óleo diesel padrão. A injeção do etanol durante a admissão do ar causa redução da temperatura dos gases do cilindro e aumenta o atraso de ignição (TSANG et al., 2010). A fase pré-misturada da mistura ar-óleo diesel-etanol é mais rica, queimando-se mais rapidamente. Assim, mais combustível é queimado na fase pré-misturada, causando um aumento do pico de pressão do cilindro e do calor liberado para esse modo (ZHANG et al., 2013), o que foi observado nos experimentos em cargas altas. Como o etanol

possui alto calor latente de vaporização, a temperatura do gás no cilindro diminui com a adição desse combustível na mistura, aumentando o atraso da ignição.

Em cargas baixas, a baixa temperatura do gás no cilindro e o grande atraso na ignição resultam no pico de calor liberado deslocado em relação ao ponto morto superior (PMS), causando diminuição do pico de pressão. Já em cargas altas, a temperatura do gás no cilindro é superior, o atraso na ignição é menor e a mistura ar-etanol é mais rica. O motor operando com IB7E5 apresentou maior pico de pressão devido aos efeitos reduzidos da injeção de etanol, com a menor quantidade injetada. O maior atraso de ignição (24,2°C<sub>A</sub>) em relação ao óleo diesel padrão (23,4°C<sub>A</sub>) não foi suficiente para afastar o pico de pressão do PMS a ponto de reduzir a sua magnitude, e causou aumento na quantidade de combustível acumulada durante o atraso de ignição e queimada na fase pré-misturada da combustão, como mostrado a seguir. Os experimentos de Kowalewicz e Pajaczek (2003), Tsang et al (2010), Zhu et al. (2010) e Zhang et al. (2013) também mostraram redução do pico de pressão dos gases do cilindro do motor operando com injeção indireta de etanol em baixas cargas.

A Figura 46 mostra a taxa líquida de liberação de calor obtida com injeção indireta de etanol para as cargas de 0 kW a 37,5 kW. A Figura 46 (a) mostra o resultado para a carga de 0 kW. É possível observar que os combustíveis IB7E0 e IB7E5 apresentaram maiores picos de taxa de liberação de calor, sendo esses mais próximos do PMS, justificando os maiores picos de pressão em relação aos outros percentuais de etanol. O maior atraso de ignição deslocou a fase pré-misturada da combustão dos combustíveis com maior conteúdo de etanol. Os valores dos picos da taxa de liberação de calor, em ordem decrescente, foram apresentados pelos combustíveis IB7E5 (27,0 J/°CA), IB7E30 (24,3 J/°CA), IB7E0 (23,8 J/°CA), IB7E10 (23,7 J/°CA), IB7E15 (23,2 J/°CA), IB7E25 (22,1 J/°CA), e IB7E20 (21,7 J/°CA). Apesar da maior quantidade de combustível acumulada durante o atraso de ignição, as concentrações acima de 5% de etanol apresentaram menores picos de taxa de liberação de calor, o que pode ser justificado por uma combustão de má qualidade devido ao maior efeito de resfriamento causado pela injeção do etanol e dominante em cargas baixas, causando, também, menores picos de pressão.

O efeito de redução da temperatura dos gases do cilindro e o aumento do atraso de ignição ainda foi dominante em reduzir o pico de pressão no interior do cilindro na carga de 10 kW para os combustíveis IB7E15 (2951 kPa), IB7E20 (2935 kPa), IB7E25 (2937 kPa) e IB7E30 (2840 kPa), como mostra a Figura 45 (b). Os combustíveis IB7E5 e IB7E10 apresentaram os maiores picos de pressão, com magnitudes de 3042,1 kPa e 2991,7 kPa, enquanto o IB7E0 apresentou 2966,1 kPa. A menor diferença entre os atrasos de ignição para

maiores percentuais de injeção e a maior quantidade de combustível queimada na fase pré-misturada da combustão em relação ao óleo diesel padrão causaram esse aumento no pico de pressão.

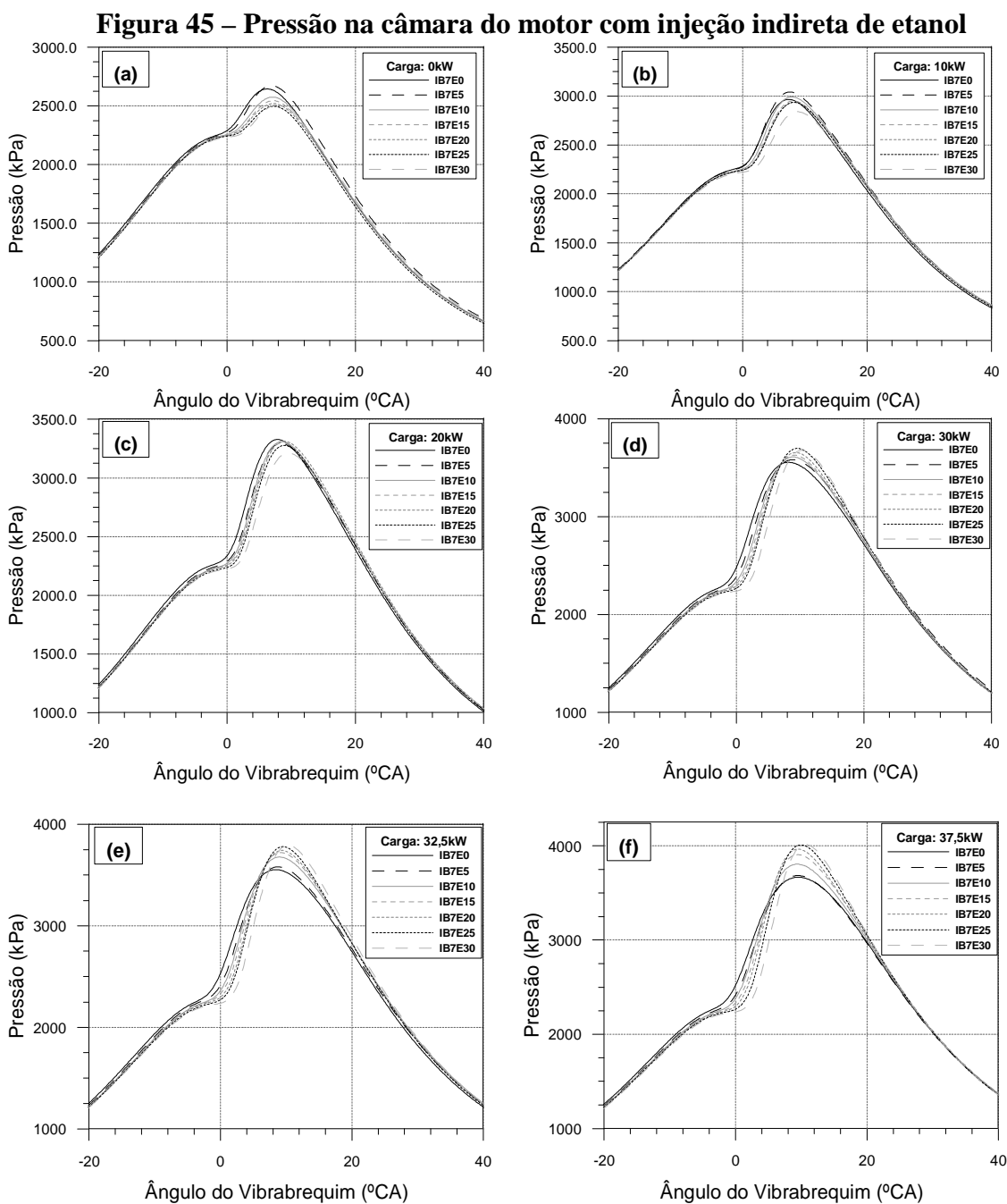
A Figura 46 (b) mostra a taxa líquida de liberação de calor apresentada pelos combustíveis com carga de 10 kW. O combustível IB7E30 apresentou, novamente, o menor pico na taxa líquida de liberação de calor, indicando queima incompleta da mistura ar/combustível acumulada durante o atraso de ignição. O maior atraso de ignição deslocou a fase pré-misturada da combustão dos combustíveis com maior conteúdo de etanol. Os valores dos picos da taxa de liberação de calor, em ordem decrescente, foram apresentados pelos combustíveis IB7E5 (42,7 J/°CA), IB7E10 (42,2 J/°CA), IB7E15 (41,1 J/°CA), IB7E25 (41,0 J/°CA), IB7E20 (40,6 J/°CA), IB7E0 (39,1 J/°CA), e IB7E30 (39,2 J/°CA). Com exceção da operação com IB7E30 a utilização do etanol aumentou o pico da taxa líquida de liberação de calor, devido à maior quantidade de combustível acumulada durante o atraso de ignição.

A pressão no interior do cilindro para carga de 20 kW é mostrada pela Figura 45 (c). Os maiores picos de pressão ocorreram nos combustíveis, em ordem crescente, de IB7E0 (3327 kPa), IB7E20 (3312 kPa), IB7E10 (3308 kPa), IB7E15 (3299 kPa), IB7E5 (3293 kPa), IB7E25 (3277 kPa) e IB7E30 (3213 kPa). A divergência do comportamento nos picos de pressão em função da carga e do percentual de etanol mostra que o efeito de resfriamento da mistura ar-combustível e o aumento do atraso de ignição são dependentes da quantidade de combustível acumulada durante o atraso de ignição, da temperatura da mistura ar-combustível e da distância da ocorrência do pico de pressão do PMS. À medida que se aumenta a carga há aumento da quantidade de etanol injetado e maior quantidade de combustível queimado na fase pré-misturada e o efeito da redução da temperatura pode ser reduzido (ZHU et al., 2013).

As considerações acima são confirmadas pela curva de taxa líquida de liberação de calor para a carga de 20 kW, em que o combustível óleo diesel padrão apresentou o menor pico, 59,94 J/°CA, como mostra a Figura 46 (c). Maior quantidade de combustível foi acumulada no atraso de ignição e, dependendo da qualidade da combustão, maior quantidade de calor foi liberada na fase pré-misturada. Os maiores picos da taxa de liberação de calor foram 55,7 J/°CA (IB7E20), 55,6 J/°CA (IB7E25), 54,6 (IB7E15), 54,8 J/°CA (IB7E30), 54,1 J/°CA (IB7E10), 52,2 J/°CA (IB7E5) e 50,7 J/°CA (IB7E0).

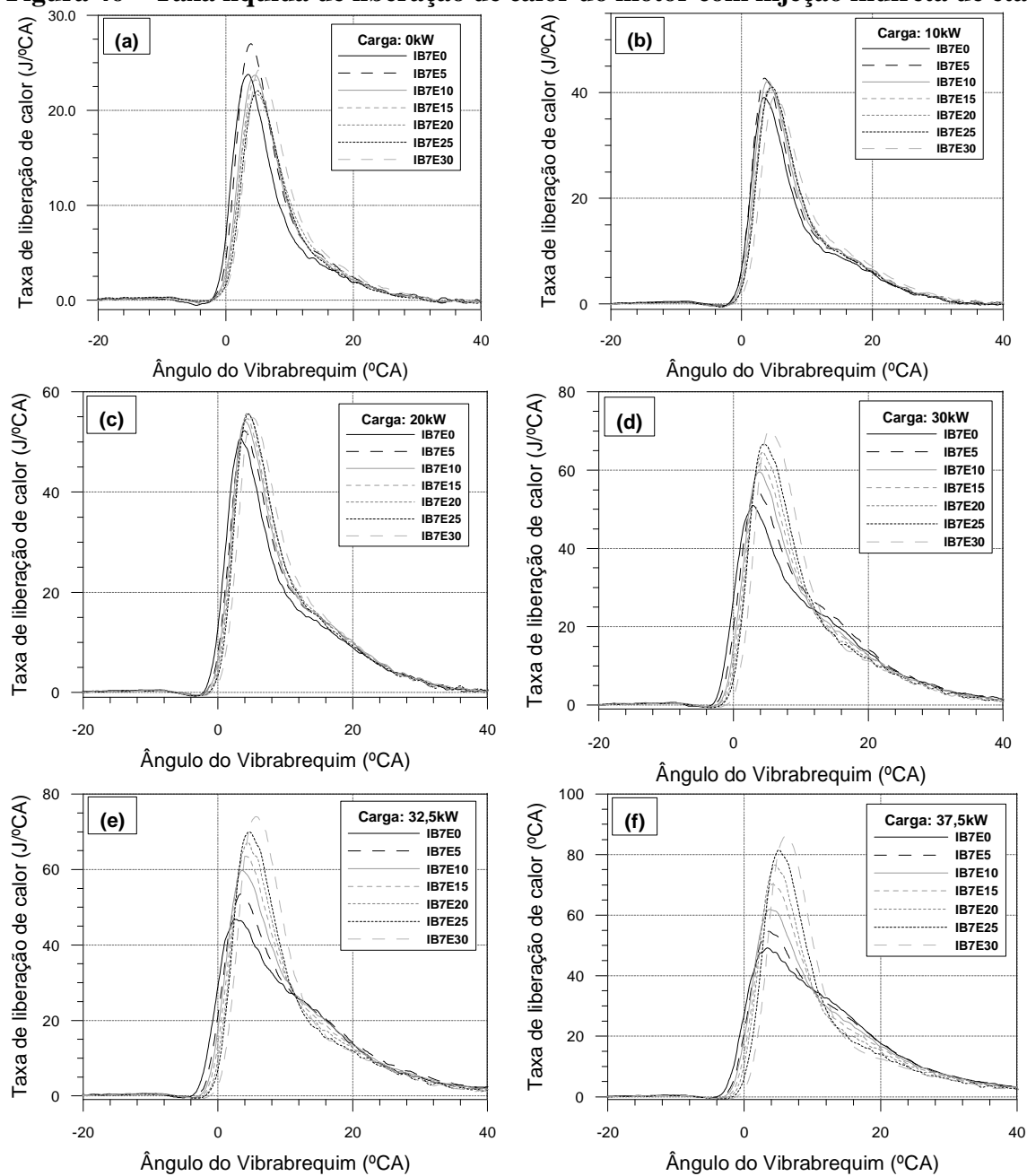
Em cargas altas o aumento do atraso de ignição causado pela injeção do etanol resulta em maior quantidade de combustível sendo queimada na fase pré-misturada, que, juntamente com a combustão do óleo diesel em uma mistura ar-etanol mais rica, levam a um aumento do pico de pressão e da taxa de liberação de calor. Zhu et al. (2013) destacam que um grande

aumento nos picos de pressão e de liberação de calor podem causar o fenômeno de detonação no motor (do inglês “*knock*”), principalmente em altas cargas e níveis de atomização de etanol. A Figura 45 (d) mostra as curvas de pressão dos gases no interior do cilindro para carga de 30 kW, onde se verifica o aumento do pico de pressão e deslocamento da curva, se afastando do PMS, com o aumento do percentual de etanol. Os picos de pressão, em ordem crescente, foram: 3688 kPa (IB7E25), 3679 kPa (IB7E30), 3656 kPa (IB7E20), 3628 kPa (IB7E15), 3611 kPa (IB7E10), 3582 kPa (IB7E5) e 3556 kPa (IB7E0).



Fonte: Dados de Pesquisa

**Figura 46 – Taxa líquida de liberação de calor do motor com injeção indireta de etanol**



Fonte: Dados de Pesquisa

A Figura 47 (d) mostra o aumento da taxa líquida de liberação de calor na carga de 30 kW durante a fase pré-misturada com o aumento da quantidade de etanol injetada, causada pelos motivos supracitados. Esse comportamento, principalmente para os combustíveis IB7E25 e IB7E30, indica redução do efeito negativo da redução da temperatura e melhora na qualidade da combustão com relação às cargas anteriores. Os picos na taxa líquida de liberação de calor, em ordem crescente, foram: 70,1 J/°CA (IB7E30), 66,6 J/°CA (IB7E25), 64,6 J/°CA (IB7E20), 61,8 J/°CA (IB7E15), 59,6 J/°CA (IB7E10), 54,9 J/°CA (IB7E5) e 51,0 J/°CA (IB7E0).

Com o aumento da carga demandada do motor o efeito da maior quantidade de mistura ar-combustível formada durante o atraso de ignição e queimada na fase pré-misturada fica mais evidente, sendo dominante em aumentar a pressão com o aumento da concentração de etanol. A Figura 45 (e) mostra o resultado de pressão para a carga de 32,5 kW, em que há aumento do pico de pressão e do atraso de ignição com aumento da quantidade de etanol injetada. Os picos de pressão foram de 3792 kPa (IB7E30), 3778 kPa (IB7E25), 3743 kPa (IB7E20), 3722 kPa (IB7E15), 3679 kPa (IB7E10), 3582 kPa (IB7E5) e 3554 kPa (IB7E0). O mesmo comportamento foi encontrado na máxima carga ensaiada, 37,5 kW, com aumento dos picos de pressão em relação à carga de 32,5 kW, devido à maior quantidade de combustível queimada. A Figura 45 (f) mostra a pressão dos gases no interior do cilindro para essa carga, onde foram identificados os picos de: 4012 kPa (IB7E30), 4009 kPa (IB7E25), 3965 kPa (IB7E20), 3906 kPa (IB7E15), 3805 kPa (IB7E10), 3684 kPa (IB7E5) e 3667 kPa (IB7E0). Nas cargas de 32,5 kW (Fig. (47) (e)) e 37,5 kW (Fig. (47) (f)) a diferença da taxa líquida de liberação de calor entre as diferentes concentrações de etanol é amplificada, com aumento da magnitude dos picos e distanciamento do PMS com aumento da concentração de etanol, causado pelo acúmulo de combustível durante o atraso de ignição, e pela queima mais rápida do etanol (TSANG et al, 2010). Os picos encontrados para a carga de 32,5 kW foram de: 74,0 J/°CA (IB7E30), 70,0 J/°CA (IB7E25), 67,2 J/°CA (IB7E20), 63,5 J/°CA (IB7E15), 59,8 J/°CA (IB7E10), 53,5 J/°CA (IB7E5), 46,8 J/°CA (IB7E0). Já para a carga de 37,5 kW houve aumento desses picos, devido à maior quantidade de combustível queimada, com magnitudes de: 86,1 J/°CA (IB7E30), 81,6 J/°CA (IB7E25), 76,5 J/°CA (IB7E20), 70,3 J/°CA (IB7E15), 61,9 J/°CA (IB7E10), 54,7 J/°CA (IB7E5), 49,1 J/°CA (IB7E0).

Diversos autores encontraram resultados semelhantes aos apresentados nesse trabalho, com redução da pressão em cargas baixas e aumento em cargas altas, além de aumento do pico da taxa de liberação de calor com o uso de etanol, como Kowalewicz e Pajaczek (2003), Tsang et al. (2010), Zhu et al. (2010), Zhang et al. (2013), dentre outros. É importante ressaltar que o aumento da taxa líquida de liberação de calor pode aumentar as temperaturas locais da estrutura do cilindro, sendo necessária a avaliação da eficiência do sistema de arrefecimento do motor.

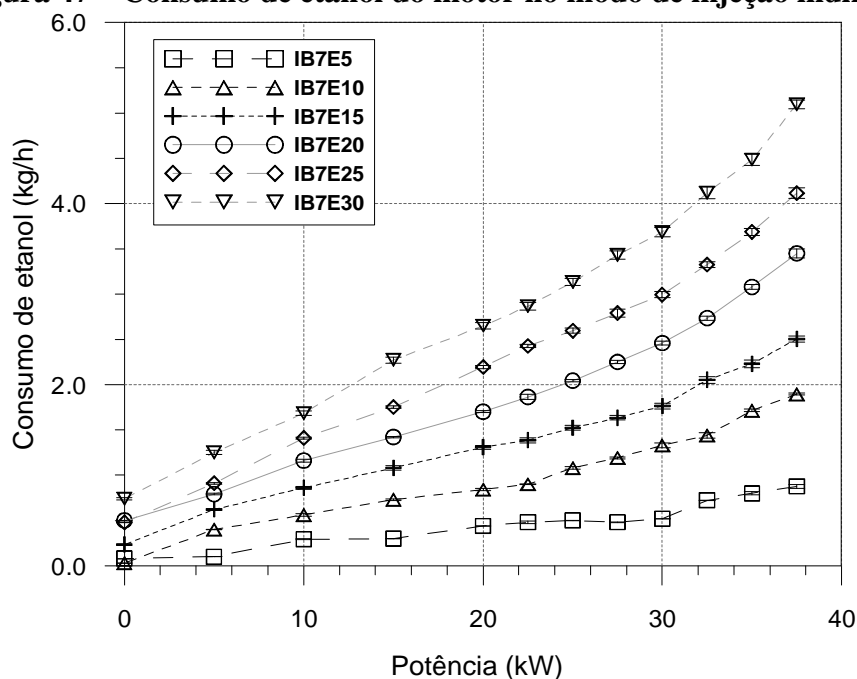
### **5.2.2 Consumo de combustível do motor operando com injeção indireta de etanol**

O etanol hidratado foi injetado no coletor de admissão através do sistema de injeção eletrônica desenvolvido e substituiu parcialmente o óleo diesel. O óleo diesel foi injetado diretamente na câmara de combustão através do sistema de injeção mecânica original do motor.

A Figura 47 mostra o consumo de etanol em função da potência e do percentual de substituição utilizado. Como foi programado, o sistema aumentou a quantidade de etanol injetada conforme o incremento de carga ou de percentual de substituição. O sistema de injeção de etanol apresentou instabilidade no percentual de 5%, IB7E5, pois a pressão de injeção foi reduzida a 0,25 kPa para atingir os valores requeridos, e nesse valor o regulador mecânico de pressão apresentou oscilação. Porém, o sistema foi capaz de controlar a injeção de etanol para operação do motor no modo bicomcombustível. A vazão mássica de etanol variou entre 0,1 kg/h, para carga de 0 kW e 5% de substituição, e 5,1 kg/h, na carga de 37,5 kW e 30% de substituição. A incerteza dos ensaios variou entre 0,12 e 5,77%.

A Figura 48 mostra a relação entre a vazão do óleo diesel padrão e carga desenvolvida pelo motor para os diferentes percentuais de etanol utilizados. Há um aumento da vazão mássica de combustível em função da elevação da carga para todos os combustíveis testados, devido à maior demanda de energia com o aumento da carga. Todos os ensaios com injeção de etanol apresentaram redução da vazão mássica de óleo diesel com o aumento do percentual de etanol, mostrando que houve substituição parcial do óleo diesel por etanol.

**Figura 47 – Consumo de etanol do motor no modo de injeção indireta**



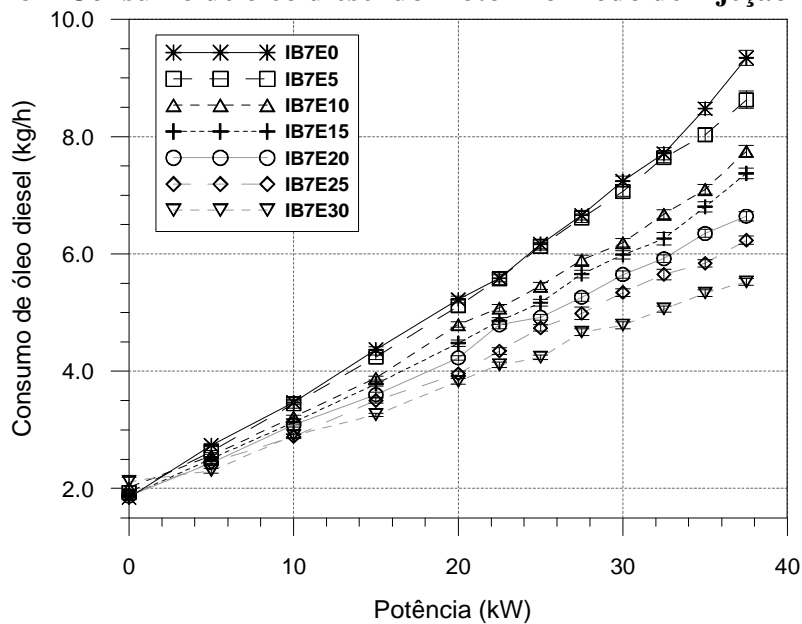
Fonte: Dados de Pesquisa

O motor não apresentou diferenças na potência desenvolvida operando com injeção indireta de etanol. Para todos os percentuais de substituição, a maior redução de vazão ocorreu com a máxima carga ensaiada, 37,5 kW, sendo a redução de 7,7%, 17,1%, 21,1%, 28,9%,

33,3% e 40,9% para as operações com IB7E5, IB7E10, IB7E20, IB7E25 e IB7E30, respectivamente. A incerteza dos ensaios variou entre 0,6 e 10,6%.

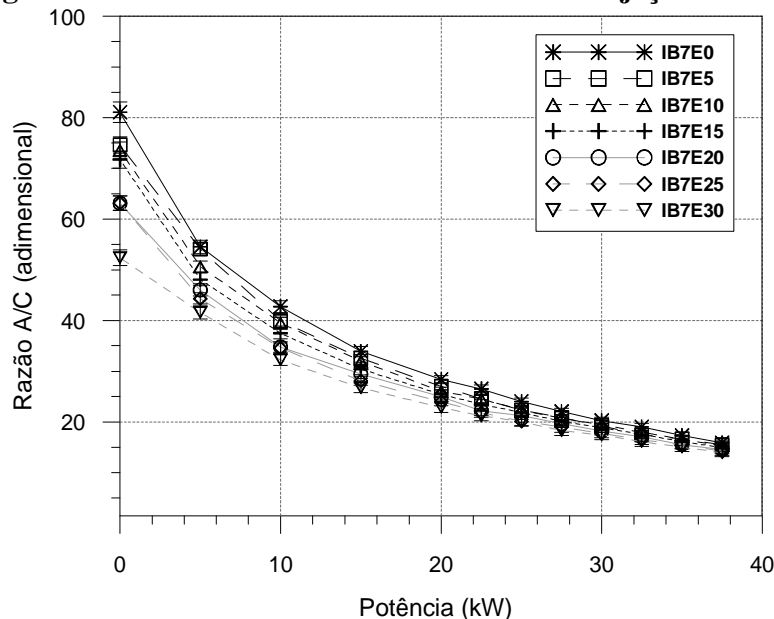
Novamente, o aumento da vazão mássica de combustível causou redução da razão ar/combustível (Fig. 50). As faixas encontradas nos ensaios foram de 16-81, 16-75, 15-74, 15-72, 15-63, 14-63 e 14-52 para operação com IB7E0, IB7E5, IB7E10, IB7E15, IB7E20, IB7E25 e IB7E30, respectivamente. De acordo com Heywood (1988) a faixa de operação de motores com ignição por compressão é  $18 \leq A/F \leq 70$ .

**Figura 48 – Consumo de óleo diesel do motor no modo de injeção indireta**



Fonte: Dados de Pesquisa

**Figura 49 – Razão A/C do motor no modo de injeção indireta**

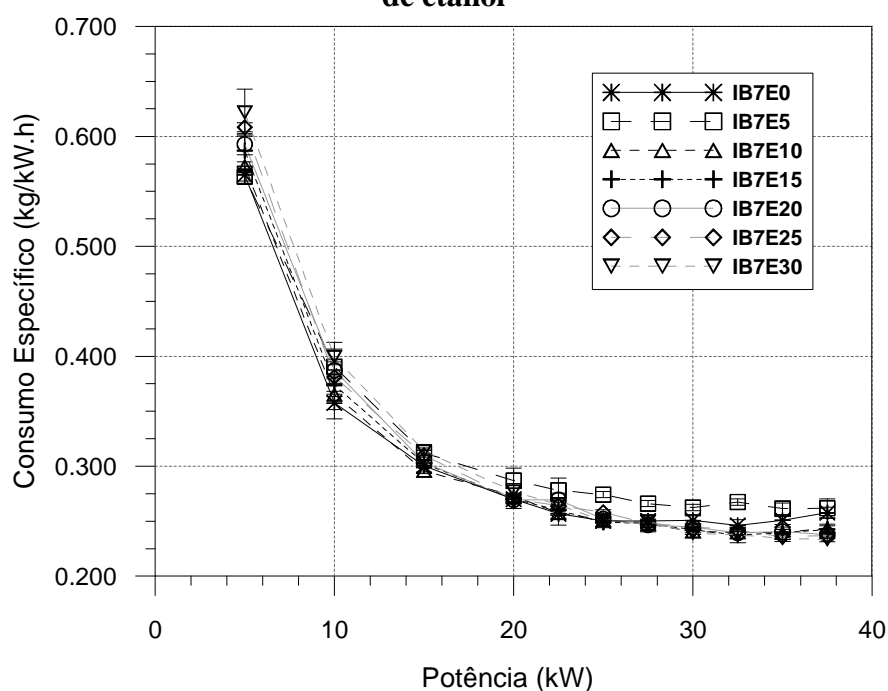


Fonte: Dados de Pesquisa

### 5.2.3 Consumo específico de combustível do motor com injeção indireta de etanol

A Figura 51 mostra os resultados encontrados para o consumo específico de combustível equivalente (Eq. (4)) nos ensaios com injeção indireta de etanol, ou seja, calculado a partir da vazão mássica de óleo diesel correspondente à energia disponibilizada pela massa de etanol consumida pelo motor. A opção por utilizar essa formulação se deve à diferença de massa específica e poder calorífico entre o óleo diesel e o etanol hidratado. O consumo específico foi normalizado para as condições atmosféricas padrão, conforme preconizado pela norma ABNT NBR 6396:1976. A Tabela C.48 no Apêndice C mostra os valores das constantes de redução. Assim como no modo de operação com misturas de óleo diesel e etanol, o consumo específico de combustível do motor operando com injeção indireta de etanol diminui com o aumento da carga e apresenta maior estabilidade a partir da carga de 25 kW.

**Figura 50 – Consumo específico normalizado do motor operando com injeção indireta de etanol**



Fonte: Dados de Pesquisa

O uso do percentual de 5% de etanol apresentou aumento do consumo específico em todas as cargas ensaiadas. De modo geral, para os diferentes percentuais de injeção, acima de 5%, houve aumento ou manutenção do consumo específico nas cargas até 25 kW e redução entre as cargas de 27,5 kW e 37,5 kW. O maior aumento ocorreu na carga de 10 kW com o uso de 30% de etanol, 11,7%, e a maior redução ocorreu na carga de 37,5 kW, também para uso de 30% de etanol, com redução de 9,5%. Utilizando-se essa metodologia de cálculo, os efeitos do

uso do etanol no consumo específico são os mesmos que modificam a eficiência térmica do motor, sendo apresentados a seguir. Diversos autores utilizam a mesma formulação de cálculo de consumo específico para operação do motor com óleo diesel padrão e no modo bicombustível, onde as massas de combustíveis são somadas e divididas pela potência desenvolvida (ZHANG et al., 2010, TSANG et al. (2010), CHAUHAN et al. (2001), dentre outros). Essa formulação indica aumento do consumo específico com uso de etanol, devido ao menor poder calorífico desse combustível (42% menor em relação ao óleo diesel) e menor massa específica (cerca de 6% menor), ou seja, uma maior quantidade de massa de etanol deve ser adicionada para substituir a massa de óleo diesel. A incerteza máxima dos ensaios ficou entre 1,0 e 6,1%.

#### **5.2.4 Eficiência térmica do motor operando com injeção indireta de etanol**

A influência da atomização de etanol no conduto de admissão de ar é mais bem observada através da eficiência térmica, que considera a energia contida nas massas de combustíveis queimados. A Figura 51 mostra os resultados de eficiência térmica calculada com os dados dos ensaios e normalizados para as condições atmosféricas padrão, conforme a Eq. (7), para os diferentes percentuais de injeção de etanol. Os fatores de normalização utilizados são mostrados na Tabela C.49 no Apêndice C. A injeção indireta do etanol em motores diesel afeta os fatores de desempenho por diversos efeitos. Quando o etanol é admitido no curso de admissão, juntamente com o ar, ocorre o resfriamento dos gases no interior do cilindro devido ao alto calor latente de evaporação do etanol, que tende a reduzir a eficiência térmica, devido à exaustão de etanol não queimado pela má formação da mistura ar-combustível. A adição do etanol tende a aumentar o atraso de ignição, como mostrado nos resultados anteriores, causando queima de maior quantidade de combustível durante a fase pré-misturada da combustão. Além disso, a mistura ar-etanol é queimada mais rapidamente, em comparação com o óleo diesel, podendo causar o efeito de aumento da eficiência térmica do motor por diminuir o tempo de troca de calor entre os gases e o cilindro (ABU-QUDAIS, 2000 e TSANG et al., 2010). Estes fatores agem simultaneamente e são dependentes do percentual de etanol e da carga aplicada ao motor.

Para melhor visualização a Tabela C.55 mostra os valores obtidos de eficiência térmica para cada condição de ensaio e a diferença percentual entre o valor obtido com injeção indireta de etanol em comparação com o valor obtido com o uso de somente óleo diesel padrão. Na operação com IB7E5 houve redução ou manutenção da eficiência térmica entre as cargas 10 e

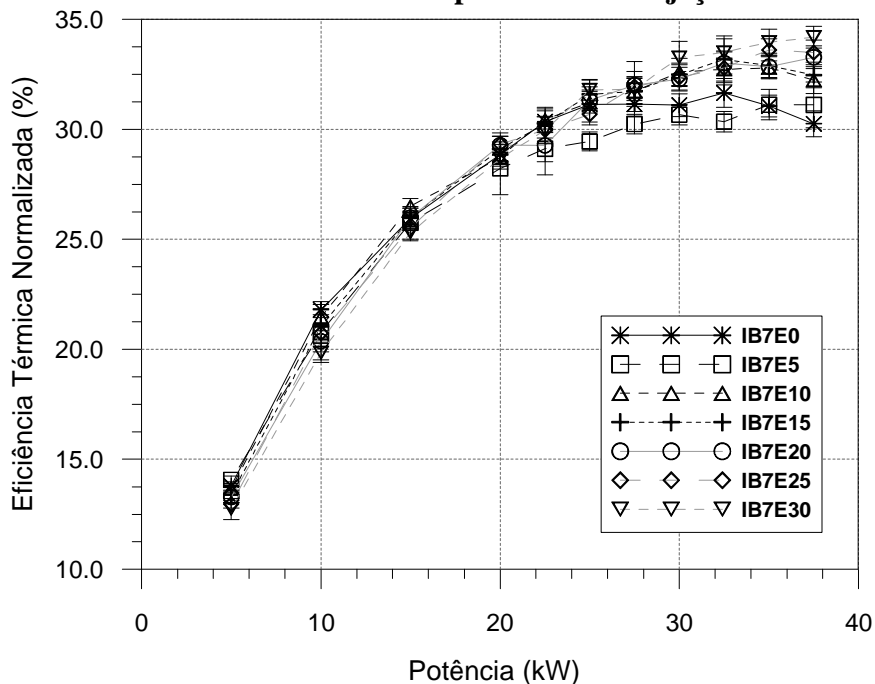
35 kW, com redução máxima de 5,4% na carga de 25 kW. Para as cargas de 5 kW e 37,5 kW, houve um aumento de 2,0 e 2,8% respectivamente. A análise das curvas de pressão dos gases no interior do cilindro mostrou que, na carga de 0 kW, houve aumento da taxa líquida de liberação de calor na fase pré-misturada da combustão do IB7E5 em relação aos outros percentuais de injeção. Nessa carga o efeito da maior quantidade de combustível queimada na fase pré-misturada foi dominante em relação aos efeitos negativos citados. O mesmo comportamento ocorreu na carga de 37,5 kW. Nas outras cargas, os efeitos de resfriamento da mistura foram dominantes e reduziram a eficiência térmica do motor. Com a injeção de 5% de etanol as misturas ar-etanol formadas são pobres, o que pode resultar em combustão de baixa qualidade e perda de eficiência térmica (ZHANG et al., 2010). Além disso o sistema de injeção de etanol para 5% de substituição operou com a menor pressão de injeção, 25 kPa, o que pode ter causado baixa qualidade de atomização do etanol, prejudicando a combustão desse combustível.

A operação com injeção de 10% de etanol, IB7E10, reduziu ou manteve os valores de eficiência térmica entre as cargas de 5 e 25 kW. Entre as cargas de 27,5 e 37,5 kW houve aumento da eficiência térmica, com tendência de aumentar a diferença com os valores obtidos com o uso de somente óleo diesel com o aumento da carga. O maior aumento ocorreu na carga de 37,5 kW, com valor 6,6% superior ao obtido pelo óleo diesel padrão. Diversos autores encontraram comportamento semelhante aos obtidos nos experimentos desse trabalho, com perda de eficiência térmica em cargas baixas e ganho em cargas altas, na operação com injeção indireta de etanol (ABU-QUDAIS et al, 2000, TSANG et al., 2010, YAO et al., 2010 e ZHANG et al. 2010). Os estudos indicam que os efeitos de resfriamento da mistura pelo alto calor latente de evaporação do etanol e exaustão de combustível não queimado são dominantes em cargas baixas, devido às menores temperaturas no interior do cilindro. Já em cargas altas, com o aumento das temperaturas pela maior quantidade de combustível queimada, esses efeitos são reduzidos e o efeito da queima mais rápida da mistura ar-etanol e da maior quantidade de combustível queimada na fase pré-misturada da combustão são dominantes em manter ou aumentar a eficiência térmica.

Os resultados de pressão dos gases no interior do cilindro e de taxa líquida de liberação de calor mostraram que, em cargas baixas e para alguns percentuais de etanol, não ocorre o aumento esperado da taxa de liberação de calor pelo maior atraso de ignição, ocorrendo até diminuição dos picos de pressão, e reduzindo a eficiência térmica do motor (Figs. 45 e 46). Em cargas altas há aumento desses dois parâmetros, causando aumento da eficiência térmica do motor.

A eficiência térmica do motor operando com IB7E15, IB7E20, IB7E25 e IB7E30 apresentou comportamento semelhante ao mostrado para o IB7E10, de modo geral, com redução ou manutenção da eficiência térmica até a carga de 25 kW, para IB7E20 e IB7E25 e até 22,5 kW para IB7E15 e IB7E30. Na carga de 5 kW, a medida que se aumentou o percentual de etanol, a eficiência térmica foi reduzida, chegando à redução de 7,6% para a operação com IB7E30. O resultado de pressão e taxa de liberação de calor apresentado para essa carga evidencia essa perda, através da redução do pico de pressão e do pico da taxa de liberação de calor com o aumento do percentual de etanol, ou seja, há domínio do efeito de resfriamento causado pelo etanol e da emissão de combustível não queimado. Já nas cargas mais altas, há aumento da eficiência com o aumento do percentual de etanol, como na carga de 37,5 kW, em que o maior aumento foi de 13,0% para operação com 30% de etanol (IB7E30). Esse efeito também é evidenciado nos resultados de pressão no interior do cilindro e taxa de liberação de calor, com aumento significativo dos picos desses parâmetros com aumento da quantidade de etanol injetada.

**Figura 51 – Eficiência térmica do motor operando com injeção indireta de etanol**



Fonte: Dados de Pesquisa

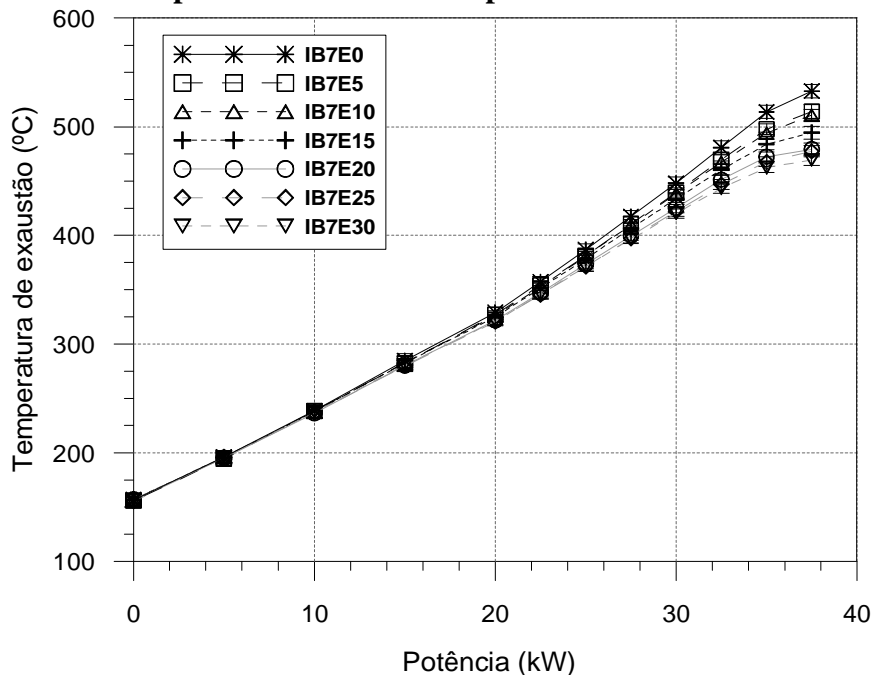
O comportamento final da curva de eficiência térmica foi alterado para operação com IB7E20, IB7E25 e IB7E30, já não ocorrendo redução da eficiência térmica do motor operando nas cargas de 35 kW e 37,5 kW, indicando melhoria na qualidade da combustão com a adição de etanol. A maior eficiência térmica dentre os ensaios ocorreu na carga de 37,5 kW com

IB7E30, chegando a 34,19%. Abu-Qudais et al. (2000) comparou as técnicas de utilização de misturas e injeção indireta de etanol e, também, encontrou maior eficiência na operação com a utilização de injeção indireta. O modo de operação IB7E30 apresentou aumento no pico de liberação de calor de até 61,1%, em relação ao apresentado pelo uso de óleo diesel padrão, o que causou maior quantidade de combustível queimada na fase pré-misturada da combustão e menor tempo de troca de calor entre os gases em temperaturas máximas e as paredes do cilindro. Este pode ser um dos fatores de aumento da eficiência térmica em relação aos outros modos. A incerteza máxima dos ensaios foi de 3,7%, com exceção da operação com IB7E5, que apresentou incerteza máxima de 6,1% na carga de 10 kW, devido à instabilidade do sistema de injeção de etanol nesse percentual.

### **5.2.5 Temperatura de exaustão do motor operando com injeção indireta de etanol**

A Figura 52 mostra a variação da temperatura da exaustão com a carga aplicada ao motor e com a concentração de etanol na mistura. Assim como observado na operação do motor com as misturas, os resultados com injeção indireta de etanol mostraram aumento da temperatura de exaustão com o aumento da carga aplicada para todos os combustíveis. Quando há o aumento da carga maior quantidade de energia é requerida, logo maior quantidade de combustível é injetada, aumentando a duração da combustão de todo o combustível injetado e, consequentemente, a temperatura dos produtos quando a válvula de exaustão é aberta. O aumento da duração da combustão com o aumento da carga foi evidenciado nas curvas de taxa de liberação de calor, mostradas acima.

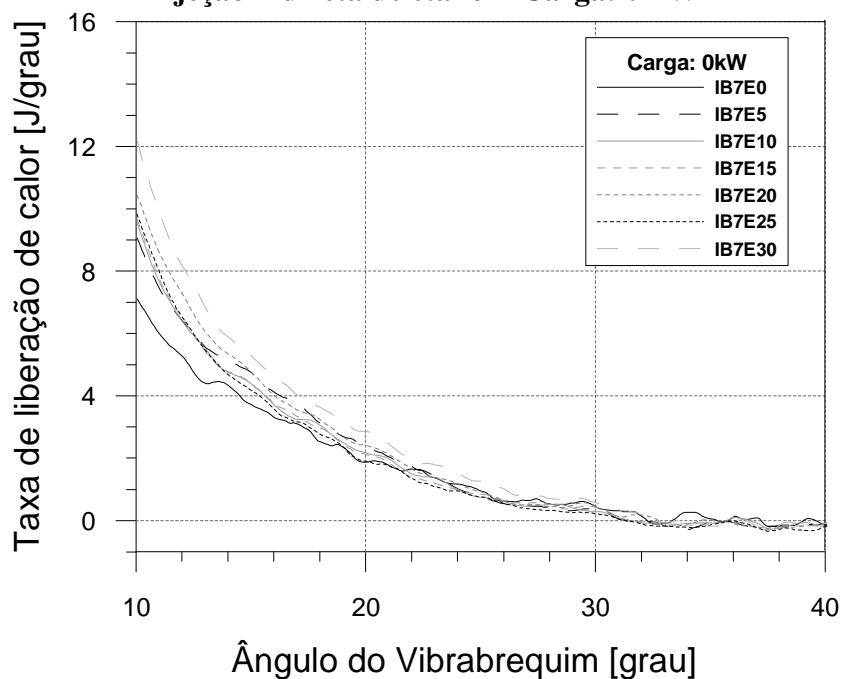
Os resultados com injeção indireta de etanol mostraram diminuição da temperatura da exaustão com o aumento da adição de etanol no combustível para todas as cargas ensaiadas, com exceção da carga de 0 kW, para a qual houve aumento de 0,3% nas operações com IB7E20 e IB7E30, mas ficando dentro da faixa de incertezas. O etanol causa diminuição da temperatura no interior do cilindro devido ao menor PCI associado ao maior calor latente de evaporação, em comparação com o óleo diesel puro (CHAUHAN et al., 2011). Além disto, o etanol apresenta uma queima mais rápida em relação ao óleo diesel, e aumenta a quantidade de óleo diesel queimada na fase pré-misturada da combustão (TSANG et al., 2010 e ZHANG et al., 2013), o que reduz a queima tardia de combustível na câmara (AJAV et al., 1999).

**Figura 52 - Temperatura de exaustão operando com óleo diesel e etanol**

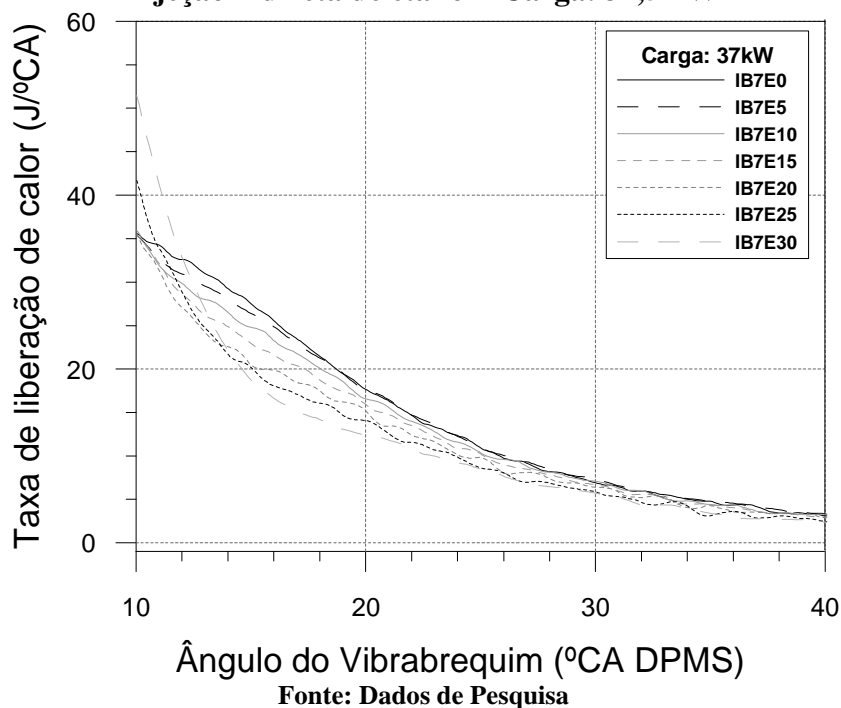
As maiores reduções da temperatura de exaustão ocorreram nas maiores cargas, sendo a redução mais significativa com o aumento do percentual de etanol. As maiores reduções foram na carga de 37,5 kW, com valores de temperatura de: 533 °C, 514 °C (-3,6%), 511 °C (-4,1%), 495 °C (-7,1%), 479 °C (-10,01%), 477 °C (-10,5%) e 469 °C (-12,0%), para as operações com IB7E0, IB7E5, IB7E10, IB7E15, IB7E20, IB7E25, IB7E30, respectivamente. Chauhan et al. (2011) também relataram redução da temperatura de exaustão com o uso de etanol, sendo mais significativa em cargas altas. A maior redução em cargas altas pode ser justificada pela maior diferença entre os picos de taxa líquida de liberação de calor com o uso de etanol, comparado com óleo diesel padrão. Esse efeito foi mais significativo em cargas altas, como apresentado nos resultados acima. A incerteza dos ensaios variou entre 1,0 e 6,7%.

Além dos efeitos citados de redução da temperatura e melhoria na queima com a utilização do etanol, as curvas de taxa líquida de liberação de calor mostraram que, em cargas altas, há redução da taxa de liberação de calor no final da combustão com o aumento do percentual de etanol, o que reduz a temperatura dos produtos quando a válvula de exaustão é aberta. Em cargas baixas esse efeito é reduzido e em carga altas é mais significativo, como mostra a Figura 54 para carga de 0 kW e a Figura 54 para carga de 37,5 kW. Para carga de 0 kW e 15°C DPMS a curva no modo IB7E30 apresenta o maior valor de taxa de liberação de calor, enquanto, na mesma posição e para carga de 37,5 kW, o modo IB7E30 apresenta o menor valor de taxa de liberação de calor.

**Figura 53 – Taxa líquida de liberação de calor no final da combustão na operação com injeção indireta de etanol - Carga: 0 kW**



**Figura 54 – Taxa líquida de liberação de calor no final da combustão na operação com injeção indireta de etanol - Carga: 37,5 kW**



### 5.2.6 Níveis de emissão do motor operando com injeção indireta de etanol

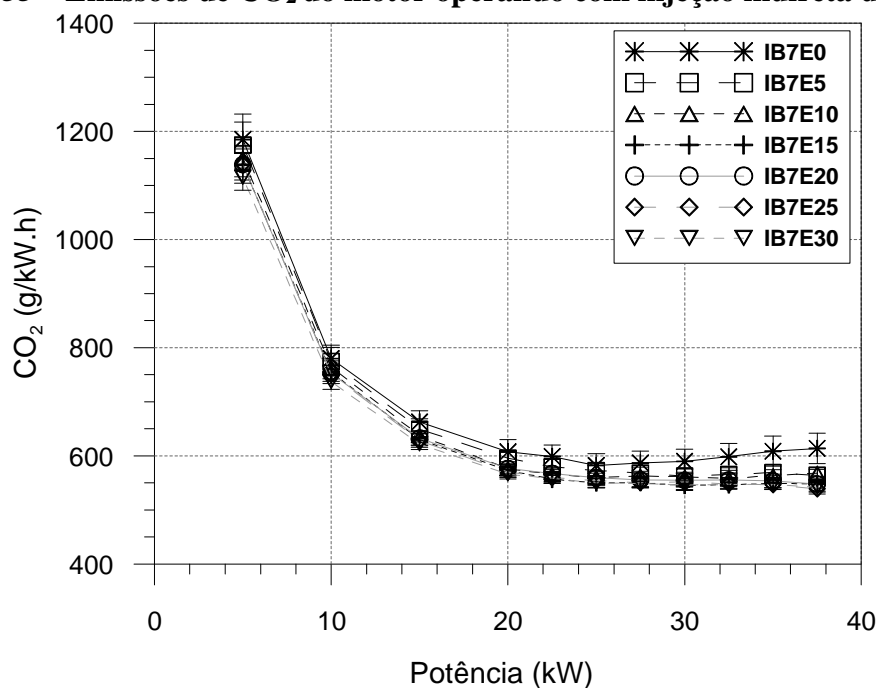
As concentrações de CO, CO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>, THC, NO e NO<sub>x</sub> foram medidas por analisadores de gases *California Analytical Instruments, Inc.* Antes de cada teste os analisadores foram calibrados por gases padrão e pelo gás zero, gerado por um gerador de ar puro também fornecido pela *California Analytical Instruments, Inc.* Os resultados são apresentados na forma de emissões específicas, calculadas conforme apresentado no Capítulo 4. Os resultados são apresentados em (g/kW.h), calculados conforme as Eqs. (28) e (29).

#### 5.2.6.1 Emissão de dióxido de carbono

A Figura 55 mostra a relação entre a emissão específica de CO<sub>2</sub> e as cargas aplicadas no motor operando com injeção indireta de etanol. As curvas seguiram a mesma tendência daquelas obtidas na utilização de misturas de óleo diesel e etanol e na operação com óleo diesel padrão, com os maiores índices de emissão ocorrendo nas menores cargas e com redução e tendência de estabilização com o aumento da carga de demanda. Este comportamento é justificado pela tendência de redução e estabilização do consumo específico de combustível. A emissão específica de CO<sub>2</sub> ficou entre 539 g/kW.h para carga de 37,5 kW, utilizando IB7E25, e 1185 g/kW.h para carga de 5 kW, utilizando IB7E0. A injeção indireta do etanol causou redução nas emissões de CO<sub>2</sub> em todas as condições ensaiadas. À medida que se aumentou a carga houve aumento da redução da emissão de CO<sub>2</sub> para todos os percentuais de etanol, em relação ao óleo diesel padrão. Em uma mesma carga, de modo geral, o aumento do percentual de etanol causou, também, maior redução nas emissões de CO<sub>2</sub>. As reduções nas emissões de CO<sub>2</sub> ficaram entre 0,7-8,2%, 2,0-7,4%, 3,1-10,7%, 3,5-10,7%, 3,7-12,2% e 5,5-11,7% nas operações com IB7E5, IB7E10, IB7E15, IB7E20, IB7E25 e IB7E30, respectivamente, sendo a mínima redução na carga de 10 kW e a máxima redução na carga de 37,5 kW.

A diminuição da temperatura dos gases da câmara de combustão devido ao alto calor latente de evaporação inibe a oxidação do CO, o que leva a uma redução da emissão de CO<sub>2</sub> (ZHANG et al., 2011 e PADALA et al, 2013). Chauan et al. (2003) e Kowalewicz e Pajaczek (2003) também relataram redução da emissão de CO<sub>2</sub> com a adição de etanol no óleo diesel. A incerteza dos ensaios variou entre 1,4% e 4,6%.

**Figura 55 – Emissões de CO<sub>2</sub> do motor operando com injeção indireta de etanol**



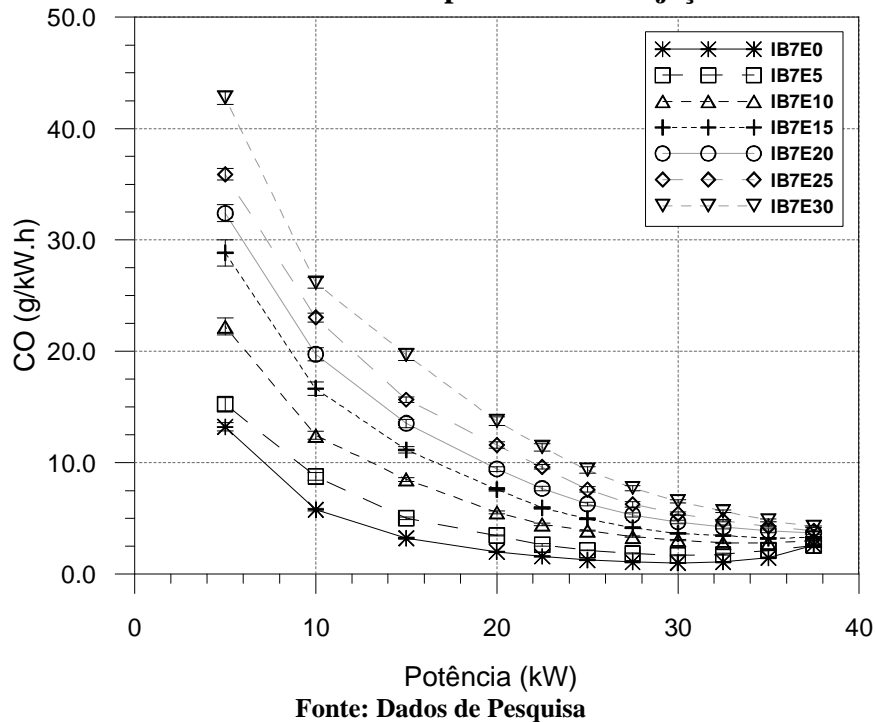
### 5.2.6.2 Emissão de monóxido de carbono

A Figura 56 mostra o comportamento das emissões específicas de CO durante os ensaios com injeção indireta de etanol. As curvas de emissão específica de CO para injeção indireta de etanol seguiram a mesma tendência do óleo diesel padrão, e também apresentada nas misturas de óleo diesel e etanol, com redução dos níveis de emissão com o aumento da carga de demanda. Com exceção da operação com IB7E5 na carga de 37,5 kW (redução de 1,3%), há aumento da emissão de CO em todas as cargas com a injeção indireta do etanol. Os níveis de emissão ficaram entre 1,0 g/kW.h para carga de 30 kW, utilizando IB7E0, e 42,7 g/kW.h para carga de 5 kW, utilizando IB7E30. Os aumentos para cada percentual de etanol ficaram entre as faixas: 15,4-74,2%, 16,4-215,5%, 27,1-299,6%, 42,1-408,0%, 50,5-513,9% e 63,6-656,5%, para os percentuais de 5, 10, 15, 20, 25 e 30%, respectivamente. Os maiores aumentos ocorreram na carga de 20 kW para IB7E5 e 25 kW para IB7E10, IB7E15, IB7E20, IB7E25 e IB7E30. A incerteza dos ensaios ficou entre 1,4 e 5,5%.

Zhang et al. (2011), explicam que as emissões de CO tendem a aumentar em situações onde ocorre combustão incompleta, como baixas temperaturas e misturas muito pobres, e são controladas pela razão de equivalência ar combustível local, sendo indicativos da qualidade da combustão. A oxidação do CO ocorre sob altas temperaturas de combustão. Nas cargas baixas, a adição de etanol leva a uma redução da temperatura dos gases, causada pelo alto calor latente

de evaporação, resultando em perda de qualidade na combustão e menor oxidação do CO em CO<sub>2</sub> no curso de expansão, elevando o índice de emissão desses componentes (HE et al., 2003, ZHANG et al, 2011). Com adição do etanol, há ainda redução do excesso de ar no cilindro, parâmetro de forte influência para aumentar a emissão de CO (SURAWSKI et al., 2012). Em cargas altas o efeito da redução da temperatura é reduzido, devido às maiores temperaturas de combustão, e há maior aumento do pico de taxa de liberação de calor, reduzindo as diferenças entre as emissões com o uso de etanol e com o uso do óleo diesel padrão. O aumento nas emissões de CO é relatado por grande parte dos pesquisados, como Yao et al. (2010), Chauhan et al. (2010), Surawski et al. (2012), Tutak (2014), dentre outros.

**Figura 56 – Emissões de CO do motor operando com injeção indireta de etanol**

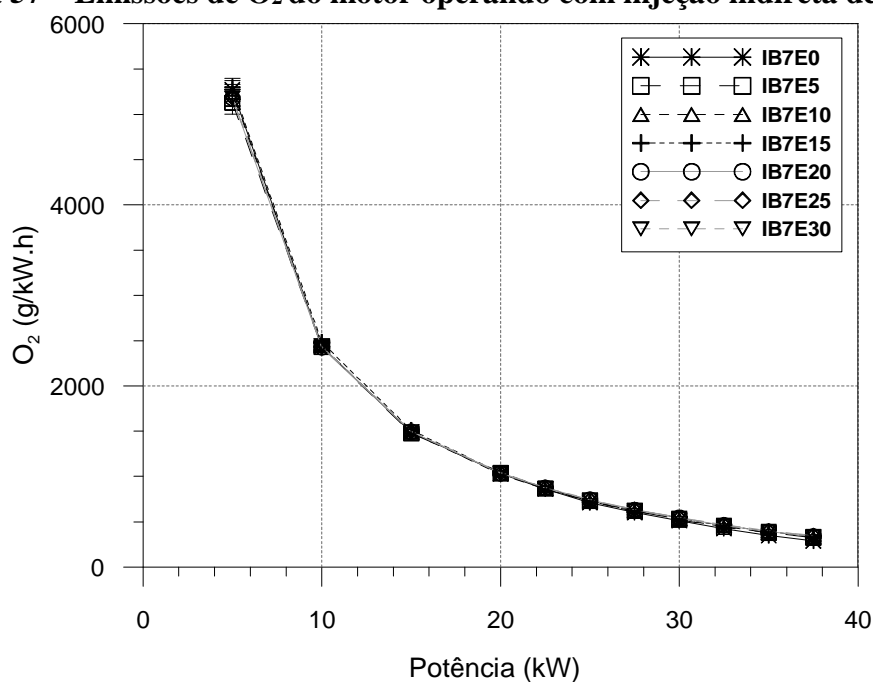


### 5.2.6.3 Emissão de oxigênio

A Figura 57 mostra a emissão específica de O<sub>2</sub> em função da carga aplicada no motor e percentual de etanol injetado. Como ocorreu na operação com misturas, há diminuição da emissão de O<sub>2</sub> com o aumento da carga, devido à maior quantidade de mistura ar/combustível queimada, e a tendência da curva não foi alterada com a adição de etanol na mistura. Comparando com óleo diesel padrão, de modo geral, houve aumento ou manutenção (dentro da faixa de incertezas) da emissão de O<sub>2</sub> com a utilização do etanol para todas as condições de ensaio. As maiores diferenças ocorreram nas maiores cargas ensaiadas, com aumentos de

11,4%, 11,6%, 15,7%, 16,3%, 19,5% e 18,4% para as operações com IB7E5, IB7E10, IB7E15, IB7E20, IB7E25 e IB7E30, respectivamente. A atomização do etanol no coletor de admissão não causou diferenças significativas na quantidade de ar admitida pelo motor, sendo esse aumento na emissão de O<sub>2</sub> justificado pela presença de oxigênio na composição do etanol. Os índices de emissão de O<sub>2</sub> ficaram entre 291 g/kW.h para carga de 37,5 kW, utilizando IB7E0, e 5298 g/kW.h para a carga de 5 kW, operando com IB7E15. A incerteza dos ensaios ficou entre 1,6 e 9,2%.

**Figura 57 – Emissões de O<sub>2</sub> do motor operando com injeção indireta de etanol**



Fonte: Dados de Pesquisa

#### 5.2.6.4 Emissão de hidrocarbonetos totais

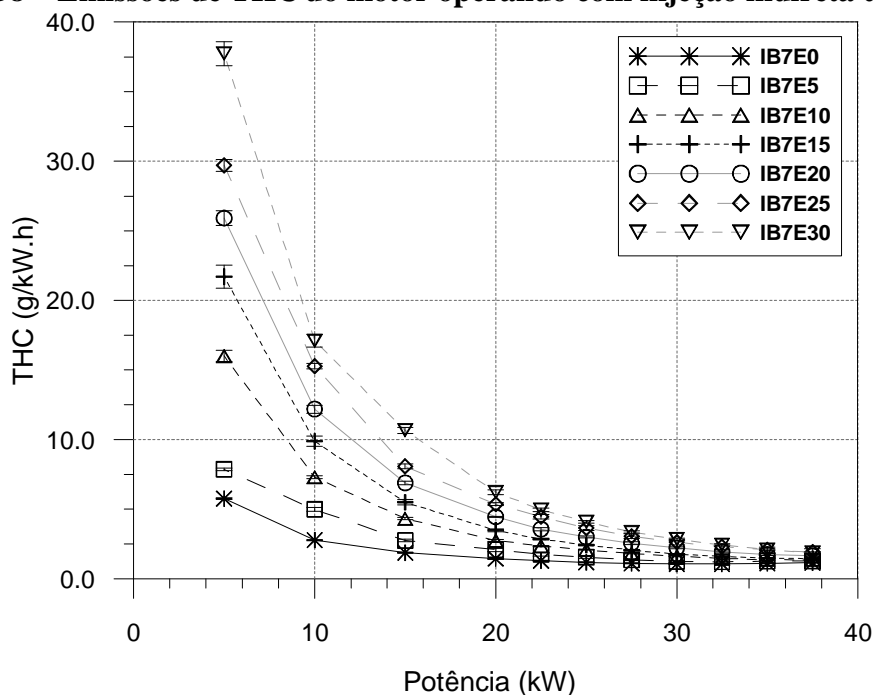
A Figura 58 mostra a emissão específica de THC para os diferentes percentuais de etanol utilizados. Assim como ocorreu nas emissões de CO, a injeção indireta de etanol não alterou a tendência das curvas de emissão específica de hidrocarbonetos apresentada na operação com óleo diesel padrão, reduzindo com o aumento das cargas de demanda. A emissão específica de THC ficou na faixa de 1,1 g/kW.h para carga de 30 kW, utilizando IB7E0, e 37,7 g/kW.h para carga de 5 kW, utilizando IB7E30. Foram apresentados aumentos na emissão específica de THC por todos os percentuais de etanol. Os aumentos de emissão em relação ao óleo diesel padrão foram de: 9,8-80,1%, 16,4-178,0%, 22,6-277,0%, 40,1-349,9%, 64,4-451,7% e 61,5-555,3%, para os percentuais de 5, 10, 15, 20, 25 e 30%, respectivamente. Os maiores aumentos

ocorreram na carga de 10 kW para IB7E5 e IB7E25 e na carga de 5 kW para IB7E10, IB7E15, IB7E20 e IB7E30. A incerteza dos ensaios ficou entre 1,1 e 11,4%.

Assim como as emissões de CO, a emissão de hidrocarbonetos não queimados é fortemente ligada à qualidade da combustão, ou seja, esses dois componentes apresentaram aumento de emissão com o uso do etanol atomizado no coletor de admissão, indicando combustão de má qualidade nesse modo de operação. Diversos fatores podem ter causado o aumento na emissão de hidrocarbonetos não queimados, como a redução da temperatura devido à injeção de etanol, que causa menores velocidades de vaporização e formação de mistura. Para Chauhan et al. (2011), em cargas baixas, o combustível tem menor capacidade em colidir com as paredes e ser distribuído, há má distribuição do etanol, grande quantidade de ar e menor temperatura de exaustão, e misturas ar-combustível pobres tendem a serem exauridas, resultando em aumento da emissão de TCH. Com o aumento do percentual de etanol as temperaturas são reduzidas, devido ao alto calor latente de evaporação, e há umedecimento das paredes do cilindro, causando extinção da chama, e aumentando ainda mais a quantidade de hidrocarbonetos não queimados.

Para todas as cargas a mistura ar-etanol preenche o cilindro e pode ser presa em fendas, camadas de arrefecimento e juntas do motor, fenômeno mais característico de motores com ignição por centelha (TSANG et al. (2000) e YAO et al., 2010). Em cargas altas, o aumento da temperatura permite a queima de parte da mistura ar/combustível armazenada, melhora a qualidade da combustão e reduz o aumento da emissão de hidrocarbonetos (TSANG et al., 2010). Zhang et al. (2010) destacam que a medição de THC pelo método de ionização da chama (HFID), utilizado nesse trabalho, também mede componentes oxigenados, embora tenha resposta baixa a esses componentes. Desta forma, o aumento nas emissões de THC também está associado com a emissão de componentes oxigenados, como emissão de etanol não queimado. O aumento da emissão de hidrocarbonetos é relatado por grande parte dos pesquisadores, como Yao et al. (2010), Chauhan et al. (2011), Surawski et al. (2012), Tutak (2014) dentre outros.

**Figura 58 – Emissões de THC do motor operando com injeção indireta de etanol**



Fonte: Dados de Pesquisa

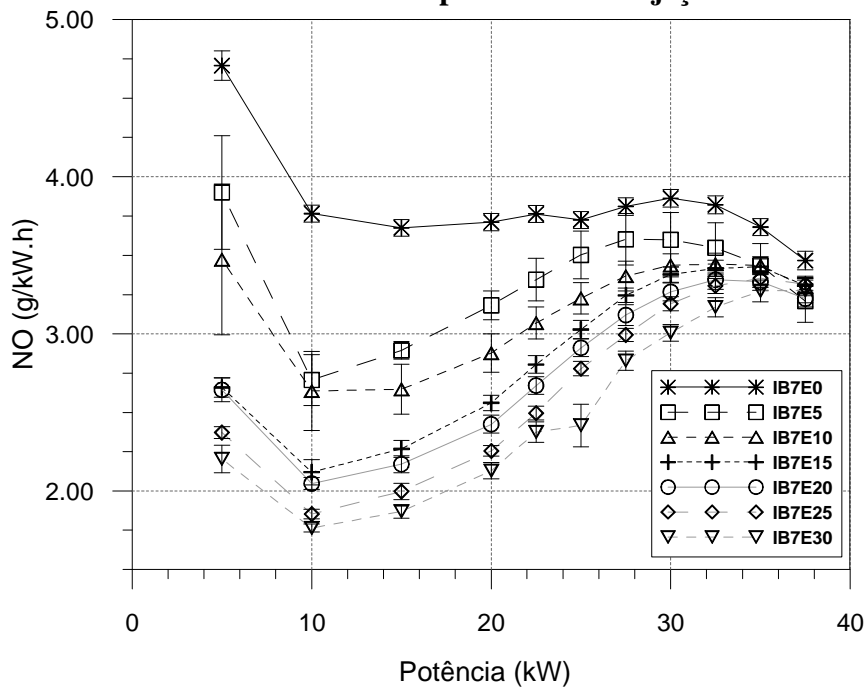
### 5.2.6.5 Emissão de óxidos de nitrogênio

O comportamento da emissão específica de NO em função da carga e da quantidade de etanol injetado é mostrado pela Figura 59. A tendência das curvas foi alterada com a adição de etanol, em comparação com óleo diesel padrão. Os índices de emissão específica desse componente ficaram entre 1,8 g/kW.h para a carga de 10 kW, utilizando IB7E30, e 4,7 g/kW.h na carga de 5 kW, utilizando IB7E0. A emissão específica de NO foi reduzida para todas as cargas com a utilização de etanol. De modo geral, houve aumento da diferença entre as emissões com injeção indireta de etanol e com uso do óleo diesel padrão, com o aumento do percentual de etanol, para uma mesma carga. Os percentuais de redução ficaram entre: 5,5-28,1%, 4,9-30,0%, 4,6-43,7%, 7,0-45,6%, 4,4-50,8% e 5,5-53,2%, para as operações com IB7E5, IB7E10, IB7E15, IB7E20, IB7E25 e IB7E30, respectivamente. As maiores reduções ocorreram para carga de 10 kW para todos os percentuais de etanol e as menores para a carga 27,5 kW para o IB7E5, e na carga 37,5 kW para os outros percentuais de etanol. A incerteza dos ensaios ficou entre 1,4 e 13,8%.

Surawki et al. (2012) também encontraram redução nas emissões de NO em toda a faixa de potência com injeção de etanol em até 40%. Como explicado na análise dos resultados das misturas, os efeitos da utilização de etanol nas emissões dos óxidos de nitrogênio são dependentes das condições de operação do motor e dos combustíveis utilizados (ARMAS et al.,

2010). A adição do etanol no óleo diesel causa diversos efeitos que agem um contra o outro na formação desses componentes. Diversos autores associam a redução nas emissões de NO e NO<sub>x</sub> à redução da temperatura dos gases no cilindro devido ao alto calor latente de evaporação do etanol (ZHANG et al, 2011). Esse efeito é mais significativo em cargas baixas, já que em cargas altas o aumento do atraso de ignição e as misturas ar-combustível mais ricas tendem a aumentar a temperatura.

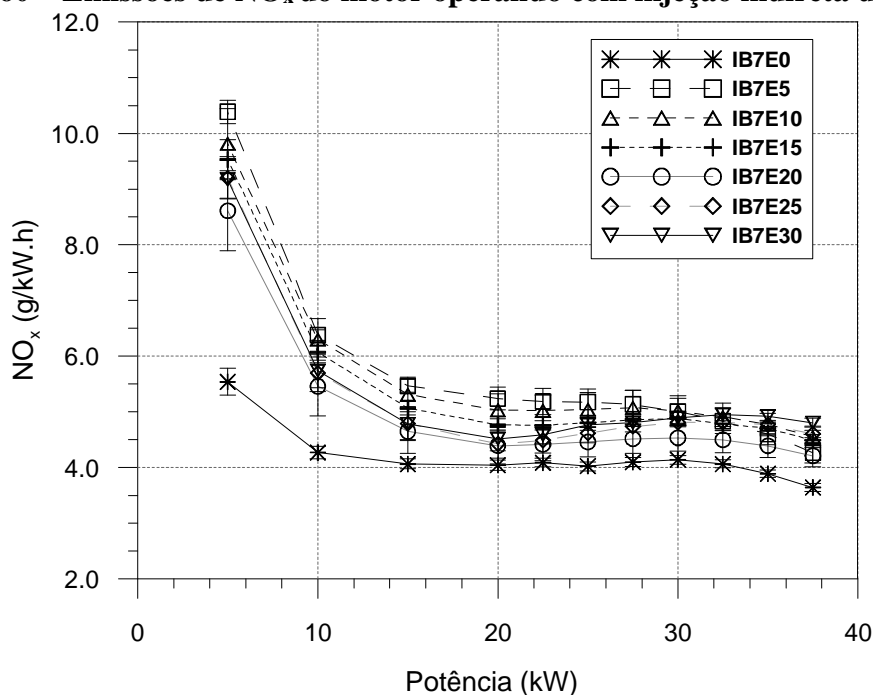
**Figura 59 – Emissões de NO do motor operando com injeção indireta de etanol**



Fonte: Dados de Pesquisa

Apesar da redução da emissão de NO com a injeção do etanol (Fig. 60), houve aumento das emissões específicas de NO<sub>x</sub> em todas as cargas ensaiadas (Fig. 61). Os níveis de emissões ficaram entre 3,6 g/kW.h para carga de 37,5 kW, utilizando IB7E0, e 10,4 g/kW.h para carga de 5 kW, utilizando IB7E5. Os aumentos nas emissões específicas de NO<sub>x</sub> ficaram na faixa de 17,1-87,6%, 20,8-77,3%, 16,4-72,1%, 8,0-55,5%, 9,4-66,2% e 11,7-65,6%. Os maiores aumentos ocorreram na carga de 5 kW. A incerteza dos ensaios ficou entre 1,4 e 6,4%, com exceção da carga de 5 kW para IB7E20, com incerteza de 13,8%. O aumento nas emissões de NO<sub>x</sub> é explicado pelo aumento das emissões de NO<sub>2</sub>. Padala et al. (2013) e Tutak (2014) também apresentaram aumento nas emissões desse componente.

**Figura 60 – Emissões de NO<sub>x</sub> do motor operando com injeção indireta de etanol**



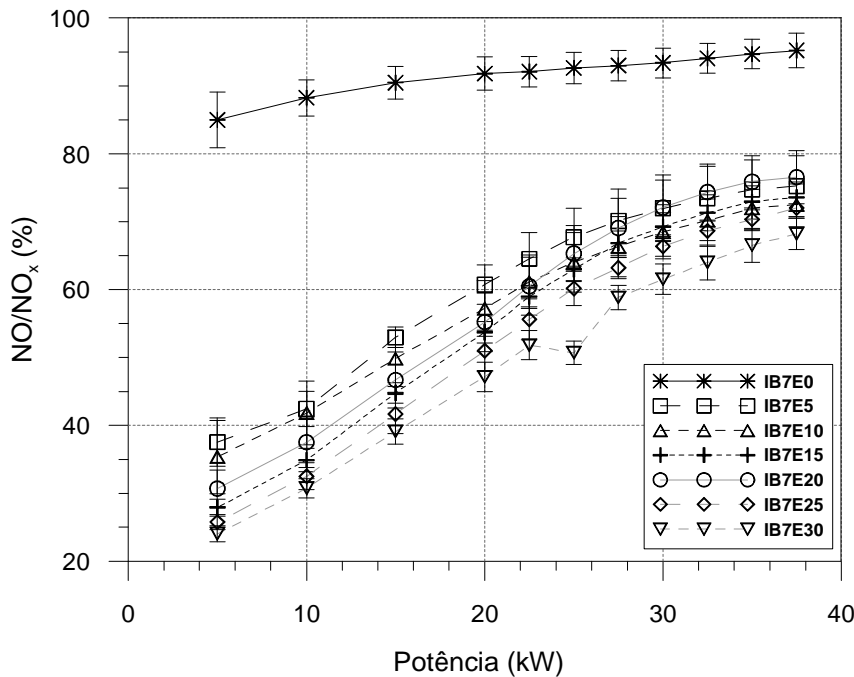
Fonte: Dados de Pesquisa

A Figura 61 apresenta a razão entre NO/NO<sub>x</sub> para as cargas e todos percentuais de etanol injetados. Heywood (1988) explica que nos motores com ignição por compressão o dióxido de nitrogênio pode atingir valores entre 10 e 30% do total dos óxidos de nitrogênio presentes na exaustão, ou seja, a razão NO/NO<sub>x</sub> varia entre 70 e 90%. Os resultados mostram que a concentração de NO aumentou para o óleo diesel padrão com a maior demanda de carga e ficou entre 85 e 95%. O aumento dessa razão ocorre devido às maiores temperaturas dos gases do cilindro, beneficiando os mecanismos de formação do NO.

A razão NO/NO<sub>x</sub> tende a ser reduzida com o aumento do percentual de etanol, sendo a maior redução em cargas baixas. Esse comportamento pode ser causado pelo efeito de resfriamento do etanol. A redução da temperatura com atomização do etanol favorece ao aumento da formação de NO<sub>2</sub>. Heywood (1988) mostra que um dos mecanismos de formação de dióxido de nitrogênio é pela conversão do NO formado na frente de chama, conforme mostrado pelas Eqs. (22) e (23) no Cap. 2, a não ser que o NO<sub>2</sub> formado na chama seja resfriado por algum fluido frio. Esse mecanismo pode, também, justificar a menor razão NO/NO<sub>x</sub> em cargas baixas, quando regiões de menores temperaturas podem inibir a conversão do NO<sub>2</sub> em NO, e a diminuição da razão NO/NO<sub>x</sub> com o aumento do percentual de etanol. Zhu et al. (2011) destacam que a eficiência da oxidação do NO depende da formação de radicais peroxila (HO<sub>2</sub>) e citam trabalhos em que foi mostrado que o etanol pode produzir radicais peroxila através do comportamento de degradação térmica do etanol com NO e que o HO<sub>2</sub> foi prontamente formado

durante a oxidação de combustíveis oxigenados, o que pode servir de fonte de  $\text{HO}_2$  e aumentar a oxidação do  $\text{NO}$  em  $\text{NO}_2$ , principalmente em cargas baixas e médias. Em cargas baixas e médias há redução da disponibilidade de etanol não queimado, reduzindo as emissões de  $\text{NO}_2$ . A razão  $\text{NO}/\text{NO}_x$  aumentou para toda faixa de potência em todos os modos de operação, devido às maiores temperaturas de combustão. A Tabela C.68 mostra os valores utilizados para construção da curva.

**Figura 61 – Razão  $\text{NO}/\text{NO}_x$  para as emissões do motor operando com injeção indireta de etanol**



Fonte: Dados de Pesquisa

A maior razão  $\text{NO}/\text{NO}_x$ , 95%, foi encontrada para a carga de 37,5 kW na operação com óleo diesel padrão, e a menor razão, 24%, para a carga de 0 kW com o uso de 30% de etanol. A maior disponibilidade de etanol e o maior efeito de resfriamento justificam a redução da razão  $\text{NO}/\text{NO}_x$  com o aumento do percentual de etanol. Além disso, os resultados de emissão de THC indicaram aumentos significativos na emissão desse componente com o uso de etanol, o que favorece a formação do  $\text{NO}_2$  devido à presença do etanol, bom agente oxidante (ZHANG et al., 2011), e devido à presença do combustível frio, que inibe a conversão do  $\text{NO}_2$  em  $\text{NO}$  (HEYWOOD, 1988). Tsang et al. (2010) e Zhang et al. (2011) também encontraram aumento da emissão de  $\text{NO}_2$  com o uso de etanol atomizado

## 6 CONCLUSÕES

Os estudos realizados mostraram a viabilidade do uso de etanol em motores diesel. Foram apresentados os dois principais modos de substituição de óleo diesel por etanol em motores de combustão por compressão: uso de misturas de óleo diesel e etanol anidro e injeção de etanol no coletor de admissão de ar. As principais conclusões deste trabalho são abaixo descritas.

- A revisão bibliográfica mostrou diversas pesquisas com algumas divergências entre os resultados com relação ao desempenho e emissões do motor diesel com o uso de etanol, atribuída às diferentes condições de operação e aos diferentes motores de cada pesquisa.
- O sistema de controle eletrônico de injeção indireta de etanol se mostrou sincronizado com o ciclo do motor através do uso do sensor de fase e sensor piezoelétrico, permitindo o controle dos modos de substituição de óleo diesel por etanol. Os ensaios mostraram que o sistema respondeu às alterações de carga do motor, através da alteração do tempo de abertura dos eletro injetores.
- O modelo de substituição do óleo diesel por etanol se mostrou adequado para operação com até 15% de substituição do óleo diesel com o uso de misturas sem modificações no sistema de injeção de óleo diesel, exceto na carga máxima utilizada, 37,5 kW, e até 30% de substituição com a injeção indireta de etanol, em toda faixa de potência do motor. Não foram observados danos ao motor, mas é necessária a realização de ensaios de durabilidade para verificação dos efeitos estruturais causados pelo uso do etanol.
- O comportamento da pressão dos gases no interior do cilindro e da taxa líquida de liberação de calor se mostraram dependentes da carga de demanda do motor e da concentração do etanol nas misturas, e da quantidade de etanol atomizada na injeção indireta. As curvas permitiram a determinação do atraso de ignição, que aumentou conforme o aumento da quantidade de etanol utilizado, sendo que o valor máximo encontrado para operação com misturas foi de 26,8°C<sub>A</sub> (MB7E15), e, para injeção indireta, de 26,4°C<sub>A</sub> (IB7E30). No caso das misturas o motor se mostrou instável operando com o atraso de ignição, impossibilitando a realização de um ensaio completo nessas condições (carga de 37,5 kW). O atraso de ignição se mostrou dominante em alterar as características das curvas de pressão e da taxa de liberação de calor.
- Na operação sem carga para os dois modos de operação houve redução dos picos de pressão com utilização do etanol, em comparação com operação com somente óleo diesel, com

exceção do IB7E5, que causou leve aumento de pressão. Para cargas acima de 30 kW houve aumento dos picos de pressão e da taxa de liberação de calor com aumento do uso de etanol, nos dois modos de operação. Os maiores picos de pressão ocorreram na maior carga ensaiada, 37,5 kW, devido à maior quantidade de combustível queimada, sendo de 4012,2 kPa para o modo de injeção indireta com IB7E30 e de 3762,4 kPa com uso da mistura MB7E10, com aumento de 9,4 e 2,6% em relação ao óleo diesel padrão (3666,7 kPa), respectivamente. Para as mesmas condições foram encontrados os maiores picos de taxa líquida de liberação de calor: 86,1 J/°CA para IB7E30 e 59,7 J/°CA para MB7E10, com aumentos em relação ao óleo diesel padrão (49,1 J/°CA) de 75,4% e 21,6%, respectivamente. Esse comportamento foi associado à maior quantidade de combustível acumulada durante o atraso de ignição, aumentando a taxa de liberação de calor na fase pré-misturada da combustão.

- A utilização de misturas com a adição de etanol causou aumento do consumo mássico de combustível, devido ao menor PCI do etanol, com aumento de até 17,9% para a mistura MB7E15 na operação sem carga. Já com utilização da injeção indireta, como esperado, houve redução da vazão mássica de óleo diesel para todos os ensaios, evidenciando a substituição do óleo diesel por etanol. A maior redução de consumo de óleo diesel ocorreu na operação com IB7E30 em carga máxima, 40,9%.
- A tendência da curva de consumo específico equivalente não foi alterada, em relação à obtida com o uso de somente óleo diesel, para os dois modos de operação bicombustível. O maior aumento de consumo específico equivalente ocorreu na operação com IB7E30 na carga de 10 kW, sendo 11,7% maior que o consumo de óleo diesel padrão. A maior redução do consumo específico equivalente também ocorreu com IB7E30, operando na carga de 37,5 kW e apresentando consumo específico 9,5% menor em comparação com óleo diesel padrão, sendo esse o menor consumo específico apresentado pelo motor, 0,233 kg/kw.h.
- De um modo geral, não foram observadas diferenças significativas na eficiência térmica do motor com o uso de misturas contendo etanol, sendo que as diferenças ficaram dentro da faixa de incertezas. As maiores eficiências térmicas foram obtidas com o motor operando com injeção indireta de etanol, que alterou a tendência da curva de eficiência nas cargas de 35,0 kW e 37,5 kW, em que ocorre redução de eficiência na operação com somente óleo diesel, e aumento com a injeção indireta nos modos IB7E20, IB7E25 e IB7E30.

- De modo geral, a operação com IB7E5 apresentou redução ou manutenção da eficiência térmica em toda faixa de potência. Para os outros percentuais de injeção de etanol houve redução ou manutenção da eficiência em cargas até 25 kW e aumento a partir dessa carga. A maior redução ocorreu com IB7E30 operando com 5 kW, reduzindo a eficiência em 7,6%. O maior aumento também ocorreu na operação com IB7E30, operando com a carga de 37,5% com eficiência térmica 13,0% superior à operação com óleo diesel padrão. Essa condição apresentou a maior eficiência térmica dentre todos os modos de operação ensaiados, 34,2%.
- A temperatura de exaustão foi reduzida com a utilização de etanol nos dois modos bicomcombustível, sendo mais significativa em cargas altas. As maiores reduções ocorreram nas cargas máximas, sendo máximo de 5,3% para a mistura MB7E15 na carga de 35,0 kW e com redução de 11,9% operando com IB7E30 na carga de 37,5 kW. Temperaturas de exaustão mais baixas permitem a utilização de dutos de exaustão fabricados com materiais com menor resistência à alta temperatura, reduzindo custos de fabricação.
- Houve redução da emissão de CO<sub>2</sub> para os dois modos de operação com etanol em comparação com óleo diesel padrão em grande parte das cargas utilizadas. A maior redução com a utilização das misturas ocorreu com 15% de etanol, com redução de 8,6%. Já na injeção indireta, houve redução máxima com o uso de IB7E25 e IB7E30 na carga de 37,5 kW, com redução de 12% na emissão de CO<sub>2</sub>.
- A mistura MB7E10 apresentou os melhores resultados com relação às emissões de CO. Houve aumento entre as cargas de 0 kW e 20 kW, mas redução de até 22,7% na carga máxima. A mistura MB7E5 causou aumento de até 14,7% na carga de 10 kW e redução máxima de 17,3% na carga de 37,5 kW. Já para a mistura MB7E15 houve aumento em todas as cargas ensaiadas, chegando a 38,7% de aumento, com exceção da carga de 35 kW (redução de 9,8%). O uso de injeção indireta causou aumento da emissão de CO em todas as condições de operação, sendo o aumento mais significativo com o crescimento do percentual de etanol. A menor faixa de aumento nas emissões de CO foi de 15,4 a 74,2% para operação com IB7E5, e a maior faixa foi de 63,6 a 656,5% para operação com IB7E30.
- A emissão de oxigênio aumentou ou se manteve com a utilização do etanol nos dois modos, sendo o aumento máximo de 15,7% para o modo de misturas (MB7E10) e de 19,5% para injeção indireta (IB7E25), ocorrendo na carga de 37,5 kW.
- A emissão específica de THC com a utilização das misturas apresentou, de modo geral, aumento em cargas baixas e redução em cargas altas, sendo a maior faixa de redução

apresentada pelo combustível MB7E15. A redução máxima foi de 28,0% para carga de 35 kW (MB7E15) e o aumento máximo foi de 19,1% para operação do combustível MB7E10 com 5 kW. Com a injeção indireta de THC houve aumento nos índices de emissão para todas as condições de ensaio. Assim como nas emissões de CO, com o aumento da quantidade de etanol atomizado, houve aumento da emissão de THC. O maior aumento ocorreu na operação com IB7E30 na carga de 5 kW, com diferença de 555,3% em relação às emissões com óleo diesel padrão. Com o aumento das cargas houve redução das diferenças entre as emissões com uso de etanol e com uso somente de óleo diesel.

- A utilização das misturas com etanol apresentou redução nas emissões específicas de NO em toda faixa de potência, chegando a 10,5% na carga de 5 kW com uso de 10% de etanol. Já a utilização da injeção indireta se mostrou mais eficiente na redução da emissão de NO. Houve redução em todas as condições de ensaio, sendo, de modo geral, mais significativo com o aumento do percentual de etanol e nas cargas mais baixas. As maiores reduções foram encontradas para IB7E30, ficando entre 5,5 a 53,2%.
- Para as emissões de NO<sub>x</sub> o uso das misturas MB7E5 e MB7E10 não causou diferenças significativas com relação ao óleo diesel padrão. Já o combustível MB7E15 apresentou reduções significativas, com redução máxima de 10,4% na carga de 35,0 kW. A utilização da injeção indireta causou aumento das emissões específicas de NO<sub>x</sub>, ligada componente NO<sub>2</sub>, para todas as cargas ensaiadas. Dentre os percentuais utilizados o aumento máximo ocorreu na operação na carga de 5 kW com IB7E5 (87,6% de aumento).
- A formação de NO<sub>2</sub> se mostrou fortemente ligada à presença de etanol e a menores temperaturas, sendo a razão NO/NO<sub>x</sub> reduzida com o aumento do uso de etanol, principalmente em cargas baixas. A injeção indireta de etanol causou reduções significativas na razão NO/NO<sub>x</sub>, chegando a 24% na carga de 5 kW com IB7E30, sendo que, para a mesma carga e utilizando óleo diesel padrão, essa razão é de 85%.
- Conclui-se que a utilização do etanol em motores diesel sem a modificação do sistema de injeção de óleo diesel é limitada em relação ao percentual de substituição e faixa de potência utilizada, principalmente pelos índices de emissões. A alteração do sistema de injeção foi estudada por diversos autores, que mostraram avanços na redução dos efeitos negativos da utilização do etanol em motores diesel.

## 6.1 Sugestões para trabalhos futuros

Sugere-se como temas de trabalhos futuros:

- Desenvolvimento de um sistema de injeção direta de etanol para operação do motor no modo bicombustível óleo diesel/etanol;
- Avaliação da durabilidade do motor diesel utilizado no modo bicombustível continuamente;
- Avaliação da eficiência do sistema de arrefecimento do motor operando no modo bicombustível;
- Utilização de solventes ou misturadores para viabilizar o uso de maiores concentrações de etanol no óleo diesel;
- Simulação numérica do motor no modo bicombustível para obtenção de modelos de injeção otimizados em relação a consumo de combustível e emissões de poluentes;
- Alteração do momento de injeção do óleo diesel visando reduzir os índices de emissão do motor no modo bicombustível;
- Estudo de sistemas para redução dos índices de emissão de poluentes para viabilizar o uso de etanol em motores diesel, como sistema EGR e catalisadores.



## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABNT. NBR 6396:1976. **Motores Alternativos de Combustão Interna, Não Veiculares.** 1976.

ABNT. NBR 6601:2012. **Veículos rodoviários automotores leves — Determinação de hidrocarbonetos, monóxido de carbono, óxidos de nitrogênio, dióxido de carbono e material particulado no gás de escapamento.** 2012

ABU-QUDAIS, M.; HADDAD, O.; QUDAISAT, M. **The effect of alcohol fumigation on diesel engine performance and emissions.** Energy Conversion & Management, v. 41, p. 389-399, 2000.

ADRIANO, Gustavo. **Mecânica: Como Funciona a Injeção Direta de Combustível?**.2014 Disponível em: <<http://www.papoecarro.com.br/noticias/mecanica-como-funciona-a-injecao-direta-de-combustivel/>>. Acesso em: 15 fev. 2014

AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEIS. Resolução ANP Nº 7, de 9.2.2011 – DOU 10.2.2011 – Retificada DOU 14.4.2011. **Estabelece especificações do álcool etílico anidro combustível ou etanol anidro combustível e do álcool etílico hidratado combustível ou etanol hidratado combustível.** Disponível em: <[http://nxt.anp.gov.br/nxt/gateway.dll/leg/resolucoes\\_anp/2011/fevereiro/ranp%207%20-%202011.xml](http://nxt.anp.gov.br/nxt/gateway.dll/leg/resolucoes_anp/2011/fevereiro/ranp%207%20-%202011.xml)>. Acesso em: 15 ago. 2013

AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEIS. Resolução ANP Nº 50, de 23.12.2013 – DOU 24.12.2013. **Estabelece as especificações dos óleos diesel de uso rodoviário.** Disponível em: <[http://nxt.anp.gov.br/nxt/gateway.dll/leg/resolucoes\\_anp/2013/dezembro/ranp%2050%20-%202013.xml](http://nxt.anp.gov.br/nxt/gateway.dll/leg/resolucoes_anp/2013/dezembro/ranp%2050%20-%202013.xml)>. Acesso em: 29 jan. 2015

AHMED, Irshad. **Oxygenated Diesel: Emissions and Performance Characteristics of Ethanol-Diesel Blends in CI Engines.** SAE Technical Paper Series. v. 2001-01-2475. 2001.

AJAV, E.A.; SINGH, Bachchan; BHATTACHARYA, T. K.. **Experimental study of some performance parameters of a constant speed stationary diesel engine using ethanol-diesel blends as fuel.** Biomass and Bioenergy, v. 17, p. 357-365, 1999.

ARMAS, Octavio; GARCÍA-CONTRERAS, Reyes; RAMOS, Ángel. **Pollutant emissions from New European Driving Cycle with ethanol and butanol diesel blends.** Fuel Processing Technology, v. 122, p. 64-71, 2014

BALLI, Ozgur; HAYDAR, Aras; ARIF, Hepbasli. **Thermodynamic and Thermo-economic analyses of a trigeneration (TRIGEN) system with a gas-diesel engine: Part II An application.** Energy Conversion and Management, v. 51, p. 2260-2271, 2010.

BECHTOLD, Richard L. **Alternative Fuels – Transportation Fuels for Today and Tomorrow.** SAE International. 2002

BEM, Armando José Dal. **Análise de desempenho de um motor ciclo Otto alimentado com álcool de 75 INPM.** 2008. 231p. Tese (Doutorado) –

Engenharia Mecânica, São Carlos, SP. Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo.

BODISCO, Timothy; BROWN, Richard J. **Inter-cycle variability of in-cylinder pressure parameters in an ethanol fumigated common rail diesel engine**. Energy, v. 52, p. 55-65, 2013.

BORETTI, Alberto. **Advantages of converting Diesel engines to run as dual fuel ethanol-Diesel**. Applied Thermal Engineering, v. 47, p. 1-9, 2012.

BORGES, José Luiz Bernardo. **Avaliação de desempenho de um motor de ciclo diesel alimentado por misturas ternárias de biocombustíveis contendo biodiesel, etanol e óleo vegetal**. Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Agronomia. Universidade Estadual de Londrina, 2009.

BRASIL. **Matriz Energética e Biocombustíveis. 2013**. Disponível em: <<http://www.brasil.gov.br/sobre/economia/energia/matriz-energetica/biocombustiveis>>. Acesso em: 19 ago. 2013.

BRASIL. Lei nº 13.033, de 24 de Setembro de 2014. **Dispõe sobre a adição obrigatória de biodiesel ao óleo diesel comercializado com o consumidor final; altera as Leis nos 9.478, de 6 de agosto de 1997, e 8.723, de 28 de outubro de 1993; revoga dispositivos da Lei no 11.097, de 13 de janeiro de 2005; e dá outras providências**. Disponível em: <[http://www.planalto.gov.br/ccivil\\_03/\\_Ato2011-2014/2014/Lei/L13033.htm](http://www.planalto.gov.br/ccivil_03/_Ato2011-2014/2014/Lei/L13033.htm)>. Acesso em: 29 jan. 2015.

BRITO JR., Roberto Freitas. **Experimental analysis of a diesel engine operating in Diesel-Ethanol Dual-Fuel mode**. Fuel, v. 134, p. 140-150, 2014.

CAPELLI, Alexandre. **Eletrônica Automotiva: Injeção Eletrônica, Arquitetura do Motor e Sistemas Embarcados**. 1ª ed.. São Paulo: Érica, 2010.

CETESB. **Ficha de Informação de Produto Químico. Óleo diesel**. Disponível: <[http://sistemasinter.cetesb.sp.gov.br/produtos/ficha\\_completa1.asp?consulta=%D3LEO%20DIESEL](http://sistemasinter.cetesb.sp.gov.br/produtos/ficha_completa1.asp?consulta=%D3LEO%20DIESEL)>. Acesso em: 18 out. 2013.

CHALLEN, Bernard. BARANESCU, Rodico. **Diesel Engine Reference Book**. Second Edition. Butterworth-Heinemann. 1999.

CHAUHAN, Bhupendra Singh; KUMAR, Naveen; PAL, Shyam Sunder; JUN, Yong Du. **Experimental studies on fumigation of ethanol in a small capacity Diesel engine**. Energy, v. 36, p. 1030-1038, 2011.

DE OLIVEIRA, Alex; SANTOS, Eduardo Chaves Moreira; BOTELHO, Gerson Castanheira; VALENTE, Osmano Souza; SODRÉ, José Ricardo. **Hydrogen electronic injection system for a diesel power generator**. International Journal of Hydrogen Energy, v. 38, n. 19, p. 1-8, 2013.

DIESELNET. **Water in Diesel Combustion**. 2013. Disponível em: <[http://www.dieselnet.com/tech/engine\\_water.php](http://www.dieselnet.com/tech/engine_water.php)> Acesso em: 18 ago. 2013.

FANG, Qiang; Fang, Junhua; Zhuang, Jian; Zhen, Huang. **Effects of ethanol-diesel-biodiesel blends on combustion emissions in premixed low temperature combustion.** Applied Thermal Engineering, v. 54, p. 541-548, 2013.

FERNANDEZ, Breno Ortega. **Considerações sobre outros empregos do sensor de detonação para o controle eletrônico de motores ciclo otto utilizando análise espectral.** Mestrado. Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo. São Carlos, 2006.

FRAIOLI, Valentina; MANCARUSO, Ezio; MIGLIACCIO, Marianna; VAGLIECO, Bianca Maria. **Ethanol effect as premixed fuel in dual-fuel CI engines: Experimental and Numerical investigations.** Applied Energy, v. 119, p. 397-404, 2014.

GIAKOUMIS, Evangelos G.; RAKOPOULOS, Constantine D.; DIMARATOS, Athanasios M.; RAKOPOULOS, Dimitrios C.. **Exhaust emissions with ethanol or n-butanol diesel fuel blends during transiente operation: A review.** Renewable and Sustainable Energy Reviews. v. 17, p. 170-190, 2013.

HANSDAH, Dulari; MURUGAN, S. **Bioethanol fumigation in a DI diesel engine.** Fuel, v. 130, p. 324-333, 2014.

HANSEN, Alan C.; ZHANG, Qin; LYNE, Peter W. L. **Ethanol-diesel fuel blends – a review.** Bioresource Technology, v. 96, p. 277-285, 2005.

HE, Bang-Quan; SHUAI, Shi-Jin; WANG, Jian-Xin; HE, Hong. **The effect of ethanol blended diesel fuels on emissions from a diesel engine.** Atmospheric Environment, v. 37, n. 55, p. 4965-4971, 2003.

HEBBAR, G. S.; BHAT, A. K. **Control of NO<sub>x</sub> from a DI diesel engine with hot EGR and ethanol fumigation: An experimental investigation.** International Journal of Automotive Technology, v. 14, n. 3, p. 333-341, 2013.

HEYWOOD, John B. **Internal combustion engine fundamentals.** New York, McGraw-Hill, xxxiv, 930p, 1988

HSU, Bertrand D. **Practical Diesel-Engine Combustion Analysis.** 2002 Society of Automotive Engineers, Inc.

HUANG, Jincheng; WANG, Yaodong; LI, Shuangding; ROSKILLY, Anthony P.; YU, Hongdong; LI, Huifen. **Experimental investigation on the performance and emissions of a diesel engine fuelled with ethanol-diesel blends.** Applied Engineering, v. 29, p. 2484-2490, 2009.

HULWAN, Dattatray Bapu; JOSHI, Satishchandra V. **Performance, emission and combustion characteristic of a multicylinder DI diesel engine running on diesel-ethanol-biodiesel blends of high ethanol content.** Applied Energy. v. 88, n. 12, p. 5042-5055, 2011.

IMRAN, A.; VARMAN, M.; MASJUKI, H.H.; KALAM, M.A. **Review on alcohol fumigation on diesel engine performance and reduction of environment concerning emission.** Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 26, p. 739-751, 2013.

INCROPERA, Frank P.; DEWITT, David P. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa.** 5ª Ed., 698 p., LTC Editora, 2003

INMETRO. **Expressão da Incerteza de Medição na Calibração. Versão Brasileira da Publicação EA-4/02.** ABNT. Rio de Janeiro, 1999

ISLAM, Rafiqul; SUBRAHMANYAM, J. P.; GAJENDRA Babu, M. K. **Computer Simulation Studies of na Alcohol Fueled Low Heat Rejection Direct Injection Diesel Engine.** SAE Technical Paper Series, v. 972976, 1997.

JUSTINO, M. **Desempenho de um Grupo Motor-gerador alimentado com óleo diesel, gás natural e hidrogênio.** Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, 2012.

KAWAMBWA, S.J. M.. **Performance and combustion of ethanol in a high-compression, direct-injection, compression-ignition engine.** University of Surrey. Department of Mechanical Engineering, Junho 1993.

KATRASNIK, T., TRENC, F., OPRESNIK, S.R., **A New Criterion to Determine the Start of Combustion in Diesel Engines,** Journal of Engineering for Gas and Turbines, v. 128, p. 928-933, 2006.

KIM, Hwanam; CHOI, Byungchul. **Effect of ethanol-diesel blends fuels on emission and particle size distribution in a common-rail direct injection diesel engine with warm-up catalytic converter.** Renewable Energy, v. 33, p. 2222-2228, 2008.

KISTLER. **Charge Amplifier for Industrial Use. Type 5037B.** 2008.

KISTLER. **ThermoCOMP – Quartz Pressure – Cylinder Pressure Sensor for Combustion Engines. Type 6061B.** 2013.

KLINE, S. J.; McClintock, F. A. **Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments.** Mech. Eng., p.3, 1953.

KOWALEWICZ A. **Eco-diesel engine fuelled with rapeseed oil methyl ester and ethanol Part 3: Combustion processes.** Transportation Science & Technology, v. 21, 2006.

KOWALEWICZ, Andrzej; PAJACZEK, Zbigniew. **Dual Fuel Engine Fuelled With Ethanol and Diesel Fuel.** Journal of KONES Internal Combustion Engine, v. 10, n. 1-2, 2003.

KWANCHAREON, P.; LUENGNARUEMITCHAI, A.; JAI-IN, Samai. **Solubility of a diesel-biodiesel-ethanol blend, its fuel properties, and its emission characteristics from diesel engine.** Fuel, v. 86, p. 1053-1061, 2007.

LAFAYETTE, Charles. **Diesel Engine**. 2013. Disponível em:<  
<http://global.britannica.com/EBchecked/topic/162716/diesel-engine>>. Acesso em: 08 fev.  
2014

LAPUERTA, Magín; ARMAS, Octavio; GARCÍA-CONTRERAS, Reyes. **Stability of diesel-bioethanol blends for use in diesel engines**. Fuel, v. 86, p. 1351-1357, 2007.

LAWRENCE, P.; DEEPANRAJ, B.; MATHEWS, KOSHY P. **Effect of Ethanol on IC engine characteristics**. International Journal of Applied Environmental Sciences, v. 5, n. 1, p. 87-94, 2010

LI, Xiolu; QIAO, Xinqi, ZHANG, Liang, FANG, Junhua; HUANG, Zhen; XIA, Huimin. **Combustion and emission characteristics of a two stroke diesel engine operating on alcohol**. Renewable Energy, v. 30, p. 2075-2084, 2005.

MACEDO, Isaias C. **Situação atual e perspectivas do etanol**. Estudos Avançados, v. 21, n. 59, 2007.

MARTINS, Cristiane Aparecida; FERREIRA, Marco Aurélio. **Considerações Sobre a Formação de NO<sub>x</sub> na Combustão**. Associação Brasileira de Engenharia e Ciências Mecânicas. VI Congresso Nacional de Engenharia Mecânica. Brasil. 2010.

MEDONÇA, Jader Ferreira; JUNIOR, Ilton Curry Leal. **Comparação dos Custos de Produção e Transporte de Etanol entre Brasil e Estados Unidos**. VII Simpósio de Excelência em Gestão e Tecnologia. 2010.

MENDES, Luiz Augusto de Noronha. **Desempenho e emissões de um motor diesel operando com baixas vazões de hidrogênio**. Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, 2012.

MERRIT, Patrick M.; ULMET, Vlad; MCCORMICK, Robert L.; MITCHELL, William E.; BAUMGARD, Kirby J. **Regulated and Unregulated Exhaust Emissions Comparison for Three Tier II Non-Road Diesel Engine operating on Ethanol-Diesel Blends**. SAE Technical Paper Series, v. 2005-01-2193, 2005.

MICHELLON, Ednaldo; SANTOS, Ana Aracelly Lima, RODRIGUES, Juliano Ricardo Alves. **Breve Descrição do Proálcool e Perspectivas Futuras para o Etanol Produzido no Brasil**. UEM. XLVI Congresso da Sociedade Brasileira de Economia. Administração e Sociologia Rural. 2008.

MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE. **Inventário Nacional de Emissões Atmosféricas por Veículos Automotores Rodoviários 2013: Ano-Base 2012**. Secretaria de Mudanças Climáticas e Qualidade Ambiental. Janeiro, 2014.

MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE. **Qualidade do Ar**. Disponível em: <  
<http://www.mma.gov.br/cidades-sustentaveis/qualidade-do-ar>>. Acesso em 15 ago. 2013.

MOHAMMADI, Ali; ISHIYAMA, Takuji; KAKUTA, Takaaki; KEE, Sung-Sub. **Fuel Injection Strategy for Clean Diesel Engine Using Ethanol Blended Diesel Fuel**. SAE Technical Papers Series, v. 2005-01-1725, 2005.

MORAIS, André Marcelino. **Avaliação do Desempenho de um Motor Diesel Operando com Óleo Diesel e Hidrogênio**. Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, 2012.

MURTHY, Y.V.V.S. **Combustion Analysis and Knock Detection in Single Cylinder DI-Diesel Engine Using Vibration Signature Analysis**. International Journal of Engineering Science and Technology (IJEST), v. 3, n. 1 Jan. 2011.

NOGUCHI, Noboru; TERAOKA, Hideo; SAKATA, Chikanori. **Performance improvement by control of flow rates and diesel injection timing on dual-fuel engine with ethanol**. Bioresource Technology, v. 56, p. 35-39, 1996.

NORBYE, Jan. **Fuel-Injection and History, part I**. 2013. Disponível em: <<http://www.locaros.com/cars/earlyFuel-Injection.htm>>. Acesso em: 15 fev. 2014

OLSON, André Louis. **The Effect of Ethanol-Water Fumigation on the Performance and Emissions from a Direct-Injection Diesel Engine**. Tese Doutorado. School of The University of Minnesota. Setembro 2010.

PADALA, Srinivas; WOO, Changhwan; KOOK, Sanghoon; HAWKES, EVATT R. **Ethanol Utilization in a diesel engine using dual-fuelling technology**. Fuel, v. 109, p. 597-607, 2013.

PARK, S. H.; YOUNG, L. M., LEE, C.S. **Influence of ethanol blends on the combustion performance and exhaust emission characteristics on a four-cylinder diesel engine at various engine loads and injection timings**. Fuel, v. 90, p.748-755, 2011.

PAUL, Gaurav; DATTA, Ambarish; MANDAL, Bijan. **Numerical Investigation of the Performance and Emission Characteristics of a CI engine using Diesel and its blends with Ethanol and Jatropa Biodiesel**. International Journal of Current Engineering and Technology, n. 3, 2014.

PERTENCE JUNIOR, Antonio. **Eletrônica Analógica: amplificadores operacionais e filtros ativos: teoria, projetos, aplicações e laboratório**. Porto Alegre: Bookman, 2003.

PETROBRAS. **Ficha de Informação de Segurança de Produto Químico – FISPQ – Álcool Etilico Hidratado e Combustível**. 2014. Disponível em: <<http://www.br.com.br/wps/wcm/connect/3b33fe8043a79941b531bfec2d0136c/fispq-auto-alcool-alcool-etilico-hidratado-combustivel.pdf?MOD=AJPERES>>. Acesso em: 29 jan. 2015.

PETROBRAS. **Ficha de Informação de Segurança de Produto Químico – FISPQ – Álcool Etilico Anidro e Combustível**. 2014. Disponível em: <<http://www.br.com.br/wps/wcm/connect/f325d38043a79962b5a2bfec2d0136c/fispq-auto-alcool-alcool-etilico-anidro-combustivel.pdf?MOD=AJPERES>>. Acesso em: 29 jan. 2015.

PETROBRAS. **Ficha de Informação de Segurança de Produto Químico – FISPQ – Óleo Diesel S500**. 2014. Disponível em:

<<http://www.br.com.br/wps/wcm/connect/f69c2f0043a796c4b3f4bfecc2d0136c/fispq-oleodiesel-s500.pdf?MOD=AJPERES>>. Acesso em: 29 jan. 2015.

PETROBRAS. **Óleo Diesel**. 2013. Disponível em:

<<http://www.br.com.br/wps/portal/portalconteudo/produtos/paraembarcacoes/oleodiesel/>>. Acesso em: 18 nov. 2013

PIDOL, Ludivine; LECOINTE, Bertrand; STARCK, Laurie; JEULAND, Nicolas. **Ethanol-biodiesel-Diesel fuel blends: Performances and emissions in conventional Diesel and advanced Low Temperature Combustions**. *Fuel*, v. 93, p. 329-338, 2012.

PULKRABEK, Willard W. **Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine**. Prentice Hall. 2ª Edição. 2003.

RAMOS, Diego Berlezi. **Controlador Nebuloso para motor de ignição por compressão operando com gás natural e óleo diesel**. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal de Santa Maria. Centro de Tecnologia. Programa de Pós Graduação em Engenharia Elétrica. Santa Maria, RS. 2006.

ROGERS, David R. **Engine Combustion: Pressure Measurement and Analysis**. SAE International. 2010.

SAHIN, Z.; DURGUN, O. **Theoretical investigation of effects of light fuel fumigation on diesel engine performance and emissions**. *Energy Conversion and Management*, v. 48, p. 1952-1964, 2007.

SARJOVAARA, Teemu; ALANTIE, Jussie, LARMI, Martti. **Ethanol dual-fuel combustion concept on heavy duty engine**. *Energy*, 63, p. 76-85, 2003.

SAYIN, Cenk; USLU, Kadir; CANAKCI, Mustafa. **Influence of injection timing on the exhaust emissions of a dual-fuel CI engine**. *Renewable Energy*, v. 33, p. 1314-1323, 2008.

SENDIKA, Bronislaw; NOGA, Marcin. **Combustion Process in the Spark-Ignition Engine with Dual-Injection System**. *Advances in Internal Combustion Engine and Fuel Technologies*. ISBN 978-953-51-1048-4, 2013

SHI, Xiaoyan; PANG, Xiaobing; MU, Yujing; HE, Hong; SHUAI, Shijin; WANG, Jianxin; CHEN, Hu; LI, Rulong. **Emission reduction potential using ethanol-biodiesel-diesel fuel blend on a heavy-duty diesel engine**. *Atmospheric Environment*, v. 40, p. 2567-2574, 2006.

SILVA, Nerivaldo Rodrigues da. **Metodologia para determinação da potência indicada em motores de combustão interna**. 2006. 176p. Dissertação (Mestrado) – Engenharia Mecânica, Belo Horizonte. Universidade Estadual de Campinas. Departamento de Engenharia Térmica e Fluidos.

SONG, JH; CHEENKACHORN, K.; WANG, J. G.; PEREZ, J.; BOEHMAN, A. **Effect of oxygenated fuel on combustion and emissions in a light-duty turbo diesel engine**. *Energy Fuel*, v. 16, p. 294–301, 2002.

SURAWSKI, Nicholas C.; MILJEVIC, Branka; ROBERTS, Boyd A.; MODINI, Robin L.; SITU, Rong; BROWN, Richard J.; BOTTLE, Steven E.; RISTOVSKI, Zoran D. **Particle Emissions, Volatility, and toxicity from an ethanol fumigated compression ignition engine.** Environmental Science & Technology, v. 44, n. 1, 2010.

SURAWSKI, Nicholas C.; RISTOVSKI, Zorand D., BROWN, Richard J.; SITU, Rong. **Gaseous and particle emissions from an ethanol fumigated compression ignition engine.** Energy Conversion and Management, v. 54, p. 145-151, 2012.

SZKLO, Alexandre; ULLER, Victor Cohen. **Fundamentos do Refino de Petróleo: Tecnologia e Economia.** 2 ed. Rio de Janeiro: Interciência, 2008.

TOPINKA, Jennifer A. **Knock Behavior of a Lean-Burn, Hydrogen-Enhanced Engine Concept.** 2003. 116p. Dissertação (Mestrado) – Engenharia Mecânica, Massachusetts, EUA. Massachusetts Institute of Technology, Department of Mechanical Engineering.

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 Fuel, v. 24, p. 6156-6165, 2010.

TORRES-JIMENEZ, Eloisa; JERMAN, Marta Svoljsak; GREGORC, Andreja; IRENCA, Lisec; DORADO, M. Pilar; KEGL, Breda. **Physical and chemical properties of ethanol-diesel fuel blends.** Fuel, v. 90, p. 795-802, 2011.

TUTAK, Wojciech. **Bioethanol E85 as a fuel for dual fuel diesel engine.** Energy Conversion and Management, v. 86, p. 39-48, 2014.

UMWELT BUNDES AMT. **Measuring Procedure for the Determination of Nitrogen Dioxide Emissions from Diesel Engines Fitted with Particulate Reduction Systems.** Umwelt Bundes Amt. 2010. Disponível em: <<http://www.unece.org/fileadmin/DAM/trans/doc/2011/wp29grpe/REC-04-04e.pdf>>. Acesso em: 10 jan. 2014

ÚNICA. FAQ. **Maior Produtor Mundial de Cana-de-açúcar.** Disponível em: <<http://www.unica.com.br/faq/>>. Acesso em: 30 jan. 2015

VALE S.A. **VALE no mundo.** Disponível em: <<http://www.vale.com/PT/aboutvale/across-world/Paginas/default.aspx>>. Acesso em 10 fev. 2015.

VALE S.A. **Relatório de Sustentabilidade 2013.** Disponível em: <<http://saladeimprensa.vale.com/Lists/Acervo/Attachments/40/relatorio-de-sustentabilidade-2013.pdf>>. Acesso em 10 fev. 2015.

VALENTE, Osmano Souza. **Desempenho e emissões de um motor-gerador de energia elétrica operando com biodiesel.** 2008. 140p. Dissertação (Mestrado) – Engenharia Mecânica, Belo Horizonte. Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

VIVAS, Bruna Maria Marmentini. **Determinação experimental de limites de inflamabilidade e temperatura de auto-ignição de petro e biocombustíveis em tubo de combustão.** Dissertação (mestrado). Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química – Universidade Federal do Paraná. Curitiba. 2010

WANG, LJ; SONG, RZ; ZOU, HB; LIU SH; ZHOU, LB. **Study on combustion characteristics of a methanol–diesel dual-fuel compression ignition engine.** Journal of Automobile Engineering, v. 222, p. 619-627, 2008.

YAO, C.D.; ZHANG, Z.H.; CHEUNG, C.S., XU, G.L. **Experimental study on the effect of gaseous na particulate emission from an ethanol fumigated diesel engine.** Sci China Tech Sci, v. 53, p. 3294-3301, 2010.

YILMAZ, Nadir; VIGIL, Francisco M.; DONALDSON, A. Burl; DARABSEH, Tariq. **Investigation of CI engine emissions in biodiesel-ethanol-diesel blends as a function of ethanol concentration.** Fuel, v. 115, p. 790-793, 2014.

YING, Wang; LONGBAO, Zhao; HEWU, Wang. **Diesel emission improvements by the use of oxygenated DMW/diesel blend fuels.** Atmospheric Environment, v. 40, p. 2313-2320, 2006.

ZHANG, Z. H.; TSANG, K. S.; CHEUNG, C. S.; CHAN, T. I., YAO, C. D. **Effect of fumigation methanol and ethanol on the gaseous and particulate emissions of a direct-injection diesel engine.** Atmospheric Environment, v. 45, p. 2011-2008, 2011.

ZHANG, Z.H.; CHEUNG, C.S.; YAO, C.D. **Influence of fumigation methanol on the combustion and particulate emissions of a diesel engine.** Fuel, v. 111, p. 442-448, 2013.

ZHAO, Fuquan; HARRINGTON, David L.; LAI, Ming-Chia. **Automotive gasoline direct-injection engines.** Society of Automotive Engineers, Inc. 2002.

ZHU, L.; CHEUNG, C.S.; ZHANF, W.G.; HUANG, Zhen. **Emissions characteristics of a diesel engine operating on biodiesel and biodiesel blended with ethanol and methanol.** Science of the Total Environment, v. 408, n. 4, p. 941-921, 2010.

ZHU, Lei; CHEUNG, C. S.; ZHANG, W. G.; FANG, J.H.; HUANG, Zhen. **Effects of ethanol-biodiesel blends and diesel oxidation catalyst (DOC) on particulate and unregulated emissions.** Fuel, v. 113, p. 690-696, 2013.

ZHU, Lei; CHEUNG, C. S.; ZHANG, W. G. **Combustion, performance and emission characteristics of a DI diesel engine fueled with ethanol-biodiesel blends.** Fuel, v. 90, p. 1743-1750, 2011.



**APÊNDICE A – DETERMINAÇÃO DA VAZÃO MÁSSICA DE ETANOL PARA  
INJEÇÃO INDIRETA**

**Tabela A.1 – Vazão mássica de etanol para injeção indireta**

Modo de substituição	IB7E0		IB7E5		IB7E10	
Carga (kw)	Consumo Diesel (kg/h)	Energia (kJ/h)	Energia substituída (kJ/h)	Vazão Mássica de Etanol (kg/h)	Energia substituída (kJ/h)	Vazão Mássica de Etanol (kg/h)
0,0	1,938	83721,6	4186,08	0,168	8372,16	0,336
5,0	2,741	118411,2	5920,56	0,238	11841,12	0,475
10,0	3,607	155822,4	7791,12	0,313	15582,24	0,625
15,0	4,397	189950,4	9497,52	0,381	18995,04	0,762
20,0	5,136	221875,2	11093,76	0,445	22187,52	0,890
22,5	5,628	243129,6	12156,48	0,488	24312,96	0,976
25,0	6,123	264513,6	13225,68	0,531	26451,36	1,061
27,5	6,628	286329,6	14316,48	0,574	28632,96	1,149
30,0	7,164	309484,8	15474,24	0,621	30948,48	1,242
32,5	7,818	337737,6	16886,88	0,678	33773,76	1,355
35,0	8,549	369316,8	18465,84	0,741	36931,68	1,482
37,5	9,265	400248,0	20012,40	0,803	40024,80	1,606

**Tabela A.1 – vazão mássica de etanol para injeção indireta**

Modo de substituição	IB7E15		IB7E20		IB7E30	
Carga (kw)	Energia substituída (kJ/h)	Vazão Mássica de Etanol (kg/h)	Energia substituída (kJ/h)	Vazão Mássica de Etanol (kg/h)	Energia substituída (kJ/h)	Vazão Mássica de Etanol (kg/h)
0,0	12558,24	0,504	16744,32	0,672	25116,48	1,008
5,0	17761,68	0,713	23682,24	0,950	35523,36	1,425
10,0	23373,36	0,938	31164,48	1,251	46746,72	1,876
15,0	28492,56	1,143	37990,08	1,524	56985,12	2,287
20,0	33281,28	1,336	44375,04	1,781	66562,56	2,671
22,5	36469,44	1,463	48625,92	1,951	72938,88	2,927
25,0	39677,04	1,592	52902,72	2,123	79354,08	3,184
27,5	42949,44	1,723	57265,92	2,298	85898,88	3,447
30,0	46422,72	1,863	61896,96	2,484	92845,44	3,726
32,5	50660,64	2,033	67547,52	2,711	101321,28	4,066
35,0	55397,52	2,223	73863,36	2,964	110795,04	4,446
37,5	60037,20	2,409	80049,60	3,212	120074,40	4,818

## APÊNDICE B – PRESSÕES E TEMPOS DE INJEÇÃO PARA INJEÇÃO INDIRETA

**Tabela B.1 – Percentual de substituição: 5%**

Carga Nominal (kW)	Pressão de injeção (kPa)	Vazão mássica de etanol (kg/h)	Tempo de abertura (ms)
0,0	25	0,168	1,1
5,0	25	0,238	1,1
10,0	25	0,313	1,2
15,0	25	0,381	1,2
20,0	25	0,445	1,3
22,5	25	0,488	1,4
25,0	25	0,531	1,5
27,5	25	0,574	1,6
30,0	25	0,621	1,7
32,5	25	0,678	1,8
35,0	25	0,741	2,1
37,5	25	0,803	2,3

**Tabela B.2 – Percentual de substituição: 10%**

Carga Nominal(kW)	Pressão de injeção (kPa)	Vazão mássica de etanol (kg/h)	Tempo de abertura (ms)
0,0	50	0,336	1,1
5,0	50	0,475	1,3
10,0	50	0,625	1,5
15,0	50	0,762	1,9
20,0	50	0,890	2,2
22,5	50	0,976	2,4
25,0	50	1,061	3,0
27,5	50	1,149	3,3
30,0	50	1,242	3,8
32,5	50	1,355	4,3
35,0	50	1,482	4,9
37,5	50	1,606	5,4

**Tabela B.3 – Percentual de substituição: 15%**

Carga Nominal(kW)	Pressão de injeção (kPa)	Vazão mássica de etanol (kg/h)	Tempo de abertura (ms)
0,0	100	0,504	1,2
5,0	100	0,713	1,5
10,0	100	0,938	1,9
15,0	100	1,143	2,4
20,0	100	1,336	3,0
22,5	100	1,463	3,4
25,0	100	1,592	3,9
27,5	100	1,723	4,2
30,0	100	1,863	4,6
32,5	100	2,033	5,3
35,0	100	2,223	5,9
37,5	100	2,409	6,6

**Tabela B.4 – Percentual de substituição: 20%**

Carga Nominal(kW)	Pressão de injeção (kPa)	Vazão mássica de etanol (kg/h)	Tempo de abertura (ms)
0,0	150	0,672	1,3
5,0	150	0,950	1,6
10,0	150	1,251	2,2
15,0	150	1,524	3,0
20,0	150	1,781	3,7
22,5	150	1,951	4,1
25,0	150	2,123	4,6
27,5	150	2,298	5,2
30,0	150	2,484	5,7
32,5	150	2,711	6,3
35,0	150	2,964	7,1
37,5	150	3,212	7,8

**Tabela B.5 – Percentual de substituição: 25%**

Carga Nominal(kW)	Pressão de injeção (kPa)	Vazão mássica de etanol (kg/h)	Tempo de abertura (ms)
0,0	250	0,840	1,3
5,0	250	1,188	1,6
10,0	250	1,563	2,3
15,0	250	1,906	2,9
20,0	250	2,226	4,0
22,5	250	2,439	4,6
25,0	250	2,654	4,9
27,5	250	2,872	5,3
30,0	250	3,105	5,8
32,5	250	3,388	6,4
35,0	250	3,705	7,1
37,5	250	4,015	7,9

**Tabela B.6 – Percentual de substituição: 30%**

Carga Nominal(kW)	Pressão de injeção (kPa)	Vazão mássica de etanol (kg/h)	Tempo de abertura (ms)
0,0	250	1,008	1,4
5,0	250	1,425	2,0
10,0	250	1,876	2,8
15,0	250	2,287	4,2
20,0	250	2,671	4,9
22,5	250	2,927	5,4
25,0	250	3,184	6,0
27,5	250	3,447	6,5
30,0	250	3,726	7,2
32,5	250	4,066	8,0
35,0	250	4,446	8,7
37,5	250	4,818	9,7

## APÊNDICE C – GRANDEZAS MEDIDAS E CALCULADAS DURANTE OS ENSAIOS

A seguir são apresentadas as principais grandezas obtidas e calculadas durante os ensaios realizados nesse trabalho. As incertezas foram calculadas conforme mostrado no Apêndice D e são apresentadas na unidade da respectiva grandeza.

### C.1 Ensaio utilizando misturas de óleo diesel e etanol

**Tabela C.1 - Consumo de Combustível (kg/h)**

CARGA NOMINAL (kW)	MB7E0	I <sub>totmc</sub> (kg/h)	MB7E5	I <sub>totmc</sub> (kg/h)	MB7E10	I <sub>totmc</sub> (kg/h)	MB7E15	I <sub>totmc</sub> (kg/h)
37,5	9,34	0,13	9,40	0,12	9,52	0,13	MOTOR INSTÁVEL	
35,0	8,48	0,10	8,49	0,10	8,62	0,12	8,95	0,05
32,5	7,71	0,11	7,93	0,11	7,94	0,09	8,07	0,13
30,0	7,24	0,09	7,42	0,14	7,52	0,09	7,56	0,10
27,5	6,66	0,08	6,68	0,08	6,82	0,12	6,99	0,09
25,0	6,17	0,08	6,35	0,10	6,35	0,07	6,57	0,09
22,5	5,59	0,06	5,68	0,06	5,74	0,08	5,98	0,07
20,0	5,22	0,06	5,24	0,06	5,34	0,06	5,44	0,06
15,0	4,37	0,05	4,40	0,05	4,49	0,05	4,59	0,07
10,0	3,47	0,04	3,61	0,03	3,69	0,05	3,70	0,06
5,0	2,74	0,02	2,73	0,02	2,88	0,03	2,88	0,04
0,0	1,84	0,03	2,04	0,02	2,07	0,04	2,17	0,03

**Tabela C.2 - Temperatura de exaustão (°C)**

CARGA NOMINAL (kW)	MB7E0	I <sub>tottp</sub> (°C)	MB7E5	I <sub>tottp</sub> (°C)	MB7E10	I <sub>tottp</sub> (°C)	MB7E15	I <sub>tottp</sub> (°C)
37,5	533	6	530	5	519	6	MOTOR INSTÁVEL	
35,0	514	6	505	5	501	5	486	6
32,5	481	6	477	6	473	5	467	6
30,0	448	6	444	5	441	5	438	6
27,5	418	5	412	5	411	5	409	5
25,0	387	5	381	5	383	4	380	5
22,5	357	5	352	4	352	5	351	5
20,0	329	5	324	4	325	4	324	5
15,0	285	7	281	5	282	5	281	7
10,0	239	6	236	5	237	5	237	7
5,0	196	6	194	5	194	6	195	6
0,0	157	5	155	4	155	5	156	6

**Tabela C.3 - Temperatura do óleo do cárter (°C)**

CARGA NOMINAL (kW)	MB7E0	I <sub>totp</sub> (°C)	MB7E5	I <sub>totp</sub> (°C)	MB7E10	I <sub>totp</sub> (°C)	MB7E15	I <sub>totp</sub> (°C)
37,5	78	3	58	2	71	3	MOTOR INSTÁVEL	
35,0	83	3	77	3	79	3	81	3
32,5	86	3	80	3	81	3	85	3
30,0	89	3	83	3	83	3	88	3
27,5	91	3	85	3	89	3	89	3
25,0	92	3	88	3	90	3	91	3
22,5	93	3	89	3	91	3	92	3
20,0	93	3	89	3	92	3	92	3
15,0	93	3	90	3	91	3	92	3
10,0	92	3	90	3	91	3	91	3
5,0	91	3	89	3	90	3	91	3
0,0	90	3	88	3	89	3	90	3

**Tabela C.4 – Temperatura das misturas de óleo diesel (°C)**

CARGA NOMINAL (kW)	MB7E0	I <sub>totp</sub> (°C)	MB7E5	I <sub>totp</sub> (°C)	MB7E10	I <sub>totp</sub> (°C)	MB7E15	I <sub>totp</sub> (°C)
37,5	34,8	0,3	25,0	0,2	31,2	0,2	OSCILAÇÃO DO MOTOR	
35,0	35,5	0,3	29,5	0,3	32,1	0,3	28,9	0,3
32,5	36,3	0,3	30,2	0,3	32,6	0,3	30,3	0,3
30,0	37,2	0,3	31,1	0,3	32,5	0,3	31,5	0,3
27,5	38,0	0,4	32,2	0,3	35,1	0,4	32,4	0,3
25,0	38,8	0,4	33,1	0,3	38,9	0,3	33,1	0,3
22,5	39,4	0,4	33,9	0,3	36,2	0,4	33,7	0,3
20,0	40,0	0,4	34,4	0,3	36,6	0,3	34,3	0,3
15,0	40,4	0,4	34,9	0,3	36,8	0,3	34,7	0,3
10,0	40,7	0,4	35,3	0,3	37,2	0,3	35,0	0,3
5,0	40,9	0,4	35,6	0,3	37,2	0,3	35,2	0,3
0,0	41,0	0,4	35,9	0,4	37,2	0,3	35,3	0,3

**Tabela C.5 – Temperatura Ambiente (°C)**

CARGA NOMINAL (kW)	MB7E0	I <sub>totp</sub> (°C)	MB7E5	I <sub>totp</sub> (°C)	MB7E10	I <sub>totp</sub> (°C)	MB7E15	I <sub>totp</sub> (°C)
37,5	29	2	27	1	29	2	OSCILAÇÃO DO MOTOR	
35,0	30	2	30	2	30	2	29	2
32,5	30	2	31	2	31	2	30	2
30,0	31	2	32	2	32	2	31	2
27,5	31	2	32	2	32	2	32	2
25,0	31	2	31	2	31	2	31	2
22,5	31	2	31	2	32	2	31	2
20,0	31	2	31	2	32	2	31	2
15,0	31	2	31	2	31	2	30	2
10,0	30	2	31	2	31	2	30	2
5,0	30	2	31	2	31	2	29	2
0,0	30	2	31	2	31	2	28	2

**Tabela C.6 – Temperatura do ar de admissão (°C)**

CARGA NOMINAL (kW)	MB7E0	I <sub>totp</sub> (°C)	MB7E5	I <sub>totp</sub> (°C)	MB7E10	I <sub>totp</sub> (°C)	MB7E15	I <sub>totp</sub> (°C)
37,5	23	1	19	1	21	1	OSCILAÇÃO DO MOTOR	
35,0	24	1	21	1	23	1	21	1
32,5	24	1	22	1	24	1	22	1
30,0	25	1	22	1	23	1	22	1
27,5	25	1	22	1	24	1	22	1
25,0	25	1	22	1	24	1	22	1
22,5	25	1	22	1	24	1	22	1
20,0	24	1	22	1	23	1	22	1
15,0	24	1	22	1	24	1	22	1
10,0	24	1	22	1	23	1	21	1
5,0	24	1	22	1	22	1	21	1
0,0	23	1	21	1	22	1	21	1

**Tabela C.7 – Temperatura do ar de entrada (°C)**

CARGA NOMINAL (kW)	MB7E0	I <sub>totear</sub> (°C)	MB7E5	I <sub>totear</sub> (°C)	MB7E10	I <sub>totear</sub> (°C)	MB7E15	I <sub>totear</sub> (°C)
37,5	28,8	0,4	26,3	0,4	28,9	0,4	OSCILAÇÃO DO MOTOR	
35,0	29,5	0,4	28,7	0,4	29,9	0,4	23,8	0,4
32,5	30,1	0,4	29,1	0,4	30,7	0,4	24,6	0,4
30,0	30,2	0,4	29,5	0,4	30,7	0,4	24,7	0,4
27,5	30,5	0,4	29,6	0,4	31,1	0,4	24,7	0,4
25,0	30,4	0,4	29,5	0,4	31,1	0,4	24,7	0,4
22,5	30,4	0,4	29,7	0,4	30,9	0,4	24,5	0,4
20,0	30,1	0,4	29,3	0,4	30,7	0,4	24,4	0,4
15,0	30,0	0,4	29,0	0,4	30,9	0,4	24,2	0,4
10,0	29,6	0,4	28,9	0,4	30,3	0,4	23,9	0,4
5,0	29,3	0,4	28,4	0,4	29,7	0,4	23,6	0,4
0,0	28,9	0,4	28,2	0,4	29,2	0,4	23,4	0,4

**Tabela C.8 – Temperatura de entrada do sistema de arrefecimento (°C)**

CARGA NOMINAL (kW)	MB7E0	I <sub>tottr</sub> (°C)	MB7E5	I <sub>tottr</sub> (°C)	MB7E10	I <sub>tottr</sub> (°C)	MB7E15	I <sub>tottr</sub> (°C)
37,5	79,5	1,0	75,9	0,6	77,0	1,7	OSCILAÇÃO DO MOTOR	
35,0	81,9	0,6	79,6	1,6	79,7	1,2	76,3	1,7
32,5	81,7	0,6	79,9	0,6	80,1	1,2	77,6	1,3
30,0	80,9	0,6	79,1	0,6	78,7	0,7	77,3	1,3
27,5	79,5	0,6	77,6	0,6	78,2	1,1	76,3	1,3
25,0	78,0	0,6	76,2	0,6	77,9	0,9	75,1	1,2
22,5	76,4	0,6	74,7	0,6	75,6	1,0	73,8	0,6
20,0	74,9	0,6	73,4	0,6	74,2	0,6	72,5	0,6
15,0	73,0	0,7	71,7	0,6	72,5	0,6	70,9	0,6
10,0	70,6	0,8	69,7	0,7	70,2	0,6	69,3	0,7
5,0	68,8	0,8	68,2	0,6	68,5	0,7	68,0	0,7
0,0	67,6	0,8	67,2	0,7	67,4	0,8	67,1	0,7

**Tabela C.9 – Temperatura de saída do sistema de arrefecimento (°C)**

CARGA NOMINAL (kW)	MB7E0	I <sub>totr</sub> (°C)	MB7E5	I <sub>totr</sub> (°C)	MB7E10	I <sub>totr</sub> (°C)	MB7E15	I <sub>totr</sub> (°C)
37,5	74,4	1,3	69,2	0,9	71,1	1,3	OSCILAÇÃO DO MOTOR	
35,0	77,9	0,6	75,4	1,5	75,4	1,1	69,8	1,5
32,5	78,0	0,6	75,7	0,6	76,3	1,1	73,0	1,3
30,0	77,3	0,6	75,1	0,6	74,9	0,7	73,0	1,3
27,5	76,0	0,6	73,7	0,6	74,6	1,0	72,1	1,2
25,0	74,5	0,6	72,2	0,6	74,6	0,9	70,7	1,1
22,5	72,8	0,6	70,4	0,6	71,7	1,0	68,9	0,6
20,0	71,0	0,6	68,6	0,6	70,0	0,6	66,9	0,6
15,0	68,6	0,7	65,9	0,6	67,8	0,6	63,8	0,6
10,0	64,9	0,7	61,7	0,6	63,9	0,6	58,9	0,6
5,0	59,9	0,7	56,7	0,6	58,3	0,6	53,7	0,5
0,0	54,8	0,6	52,0	0,5	53,5	0,6	48,9	0,5

**Tabela C.10 – Umidade relativa do ar de entrada (%)**

CARGA NOMINAL (kW)	MB7E0	I <sub>totr</sub> (%)	MB7E5	I <sub>totr</sub> (%)	MB7E10	I <sub>totr</sub> (%)	MB7E15	I <sub>totr</sub> (%)
37,5	43	3	43	3	32	3	OSCILAÇÃO DO MOTOR	
35,0	41	3	35	3	30	3	63	3
32,5	40	3	35	3	29	3	60	3
30,0	40	3	34	3	29	3	59	3
27,5	40	3	34	3	28	3	60	3
25,0	40	3	34	3	29	3	59	3
22,5	40	3	34	3	29	3	60	3
20,0	40	3	35	3	29	3	60	3
15,0	40	3	35	3	29	3	61	3
10,0	41	3	35	3	30	3	63	3
5,0	41	3	36	3	30	3	64	3
0,0	42	3	36	3	31	3	65	3

**Tabela C.11 – Vazão mássica de ar (kg/h)**

CARGA NOMINAL (kW)	MIB7E0	I <sub>totmar</sub> (kg/h)	MB7E5	I <sub>totmar</sub> (kg/h)	MB7E10	I <sub>totmar</sub> (kg/h)	MB7E15	I <sub>totmar</sub> (kg/h)
37,5	148	3	148	3	148	3	OSCILAÇÃO DO MOTOR	
35,0	147	3	148	3	149	3	144	3
32,5	147	3	148	3	149	3	144	3
30,0	147	3	148	3	149	3	143	3
27,5	147	3	148	3	149	3	142	3
25,0	148	3	148	3	149	3	143	3
22,5	148	3	148	3	149	3	142	3
20,0	148	3	148	3	149	3	143	3
15,0	148	3	148	3	149	3	144	3
10,0	148	3	148	3	149	3	144	3
5,0	149	3	149	3	150	3	144	3
0,0	149	3	149	3	150	3	144	3

**Tabela C.12 – Potência real (kW)**

CARGA NOMINAL (kW)	MB7E0	I <sub>totpud</sub> (kW)	MB7E5	I <sub>totpud</sub> (kW)	MB7E10	I <sub>totpud</sub> (kW)	MB7E15	I <sub>totpud</sub> (kW)
37,5	35,9	0,4	36,0	0,4	35,4	0,5	OSCILAÇÃO DO MOTOR	
35,0	33,4	0,3	33,5	0,3	33,4	0,3	33,4	0,3
32,5	31,0	0,3	31,0	0,3	31,0	0,3	31,0	0,3
30,0	28,6	0,3	28,6	0,3	28,6	0,3	28,6	0,3
27,5	26,3	0,3	26,3	0,3	26,3	0,3	26,3	0,3
25,0	24,4	0,3	23,9	0,2	23,9	0,2	23,9	0,2
22,5	21,5	0,2	21,5	0,2	21,5	0,2	21,5	0,2
20,0	19,2	0,2	19,1	0,2	19,1	0,2	19,2	0,2
15,0	14,4	0,1	14,4	0,1	14,4	0,1	14,4	0,1
10,0	9,6	0,1	9,6	0,1	9,6	0,1	9,6	0,1
5,0	4,8	0,0	4,8	0,0	4,8	0,1	4,8	0,1
0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0

**Tabela C.13 – Pressão barométrica**

MÉDIA DA PRESSÃO BAROMÉTRICA DOS ENSAIOS COM MISTURAS (mmHg)
692

**Tabela C.14 – Fator de correção  $\alpha$  (adimensional)**

CARGA NOMINAL (kW)	MB7E0	MB7E5	MB7E10	MB7E15
37,5	0,92	0,93	0,87	OSCILAÇÃO DO MOTOR
35,0	0,92	0,93	0,92	0,92
32,5	0,92	0,93	0,92	0,92
30,0	0,91	0,93	0,91	0,92
27,5	0,91	0,92	0,91	0,92
25,0	0,91	0,92	0,91	0,92
22,5	0,91	0,92	0,91	0,92
20,0	0,92	0,92	0,92	0,92
15,0	0,92	0,93	0,92	0,92
10,0	0,92	0,93	0,92	0,92
5,0	0,92	0,93	0,92	0,92
0,0	0,92	0,93	0,92	0,92

**Tabela C.15 – Fator de correção  $\beta$  (adimensional)**

CARGA NOMINAL (kW)	MB7E0	MB7E5	MB7E10	MB7E15
37,5	1,01	0,94	1,01	OSCILAÇÃO DO MOTOR
35,0	1,01	0,94	1,01	1,01
32,5	1,01	0,93	1,01	1,01
30,0	1,01	0,93	1,01	1,01
27,5	1,01	0,93	1,01	1,01
25,0	1,01	0,93	1,01	1,01
22,5	1,01	0,93	1,01	1,01
20,0	1,01	0,93	1,01	1,01
15,0	1,01	0,93	1,01	1,01
10,0	1,01	0,93	1,01	1,01
5,0	1,01	0,93	1,01	1,01
0,0	1,01	0,94	1,01	1,01

**Tabela C.16 – Consumo específico normalizado (kg/kw.h)**

CARGA NOMINAL (kW)	MB7E0	I <sub>totSFC,n</sub> (kg/kw.h)	MB7E5	I <sub>totSFC,n</sub> (kg/kw.h)	MB7E10	I <sub>totSFC,n</sub> (kg/kw.h)	MB7E15	I <sub>totSFC,n</sub> (kg/kw.h)
37,5	0,258	0,005	0,259	0,004	0,267	0,009	OSCILAÇÃO DO MOTOR	
35,0	0,251	0,004	0,252	0,004	0,256	0,005	0,265	0,004
32,5	0,246	0,005	0,253	0,006	0,254	0,004	0,258	0,008
30,0	0,251	0,004	0,257	0,011	0,260	0,004	0,262	0,006
27,5	0,250	0,004	0,251	0,004	0,257	0,009	0,263	0,005
25,0	0,250	0,006	0,263	0,007	0,263	0,004	0,272	0,006
22,5	0,257	0,004	0,262	0,004	0,264	0,006	0,275	0,005
20,0	0,270	0,004	0,271	0,004	0,276	0,005	0,282	0,005
15,0	0,300	0,005	0,303	0,005	0,309	0,006	0,315	0,011
10,0	0,357	0,006	0,373	0,005	0,380	0,009	0,382	0,014
5,0	0,565	0,008	0,563	0,007	0,592	0,010	0,594	0,032

**Tabela C.17 – Eficiência térmica normalizada (%)**

CARGA NOMINAL (kW)	MB7E0	I <sub>totη,n</sub> (%)	MB7E5	I <sub>totη,n</sub> (%)	MB7E10	I <sub>totη,n</sub> (%)	MB7E15	I <sub>totη,n</sub> (%)
37,5	30,3	0,6	30,7	0,5	30,6	1,0	OSCILAÇÃO DO MOTOR	
35,0	31,1	0,5	31,7	0,5	32,0	0,7	31,5	0,5
32,5	31,7	0,7	31,5	0,7	32,2	0,5	32,4	1,0
30,0	31,1	0,5	31,1	1,3	31,4	0,5	32,0	0,7
27,5	31,1	0,6	31,7	0,5	31,9	1,2	31,8	0,6
25,0	31,1	0,8	30,4	0,8	31,1	0,5	30,8	0,7
22,5	30,3	0,5	30,5	0,5	30,9	0,7	30,4	0,6
20,0	28,9	0,4	29,4	0,5	29,5	0,6	29,7	0,6
15,0	26,0	0,5	26,4	0,5	26,5	0,5	26,6	0,9
10,0	21,8	0,4	21,4	0,3	21,5	0,5	21,9	0,8
5,0	13,8	0,2	14,2	0,2	13,8	0,2	14,1	0,8

**Tabela C.18 – Razão A/C dos ensaios com misturas (adimensional)**

CARGA NOMINAL (kW)	MB7E0	I <sub>totAC</sub>	MB7E5	I <sub>totAC</sub>	MB7E10	I <sub>totAC</sub>	MB7E15	I <sub>totAC</sub>
37,5	16	1	16	1	16	1	OSCILAÇÃO DO MOTOR	
35,0	17	1	17	1	17	1	16	1
32,5	19	1	19	1	19	1	18	1
30,0	20	1	20	1	20	1	19	1
27,5	22	1	22	1	22	1	20	1
25,0	24	1	23	1	23	1	22	1
22,5	27	1	26	1	26	1	24	1
20,0	28	1	28	1	28	1	26	1
15,0	34	1	34	1	33	1	31	1
10,0	43	1	41	1	40	1	39	1
5,0	55	1	55	1	52	1	50	1
0,0	81	2	73	2	72	2	66	2

**Tabela C.19 – Atraso de ignição utilizando misturas de óleo diesel e etanol**

CARGA NOMINAL (kW)	ATRASO DE IGNIÇÃO (°CA)			
	MB7E0	MB7E5	MB7E10	MB7E15
0,0	23,4	24,0	25,3	26,3
10,0	24,0	24,3	24,6	26,3
20,0	24,3	24,4	24,6	26,5
30,0	22,9	24,0	24,6	25,0
32,5	21,7	23,4	24,0	25,5
37,5	21,9	24,0	24,3	26,8

**Tabela C.20 – Comparação da eficiência térmica do motor operando com misturas de óleo diesel e etanol**

CARGA NOMINAL (kW)	MB7E0	MB7E5		MB7E10		MB7E15	
	$\eta_t$ (%)	$\eta_t$ (%)	DIFERENÇA (%)	$\eta_t$ (%)	DIFERENÇA (%)	$\eta_t$ (%)	DIFERENÇA (%)
37,5	30,3	30,7	+1,6	30,6	+1,2	Oscilação do motor	
35,0	31,1	31,7	+2,1	32,0	+2,9	31,5	+1,6
32,5	31,7	31,5	-0,6	32,2	+1,7	32,4	+2,5
30,0	31,1	31,1	-0,1	31,4	+1,0	32,0	+2,8
27,5	31,1	31,7	+1,9	31,9	+2,3	31,8	+2,2
25,0	31,1	30,4	-2,5	31,1	-0,2	30,8	-1,1
22,5	30,3	30,5	+0,5	30,9	+1,9	30,4	+0,3
20,0	28,9	29,4	+1,8	29,5	+2,4	29,7	+3,0
15,0	26,0	26,4	+1,5	26,5	+2,0	26,6	+2,3
10,0	21,8	21,4	-1,9	21,5	-1,5	21,9	+0,6
5,0	13,8	14,2	+2,8	13,8	+1,0	14,1	+2,2

**Tabela C.21 – Emissão de CO<sub>2</sub> (%)**

CARGA NOMINAL (kW)	MB7E0	I <sub>totgas</sub> (%)	MB7E5	I <sub>totgas</sub> (%)	MB7E10	I <sub>totgas</sub> (%)	MB7E15	I <sub>totgas</sub> (%)
37,5	9,9	0,5	9,2	0,1	9,2	0,1	OSCILAÇÃO DO MOTOR	
35,0	9,2	0,4	8,5	0,1	8,5	0,1	8,6	0,2
32,5	8,5	0,4	7,8	0,1	7,8	0,1	8,0	0,3
30,0	7,7	0,3	7,3	0,2	7,2	0,1	7,4	0,2
27,5	7,1	0,3	6,5	0,2	6,6	0,1	6,9	0,2
25,0	6,5	0,2	6,1	0,1	6,1	0,1	6,3	0,2
22,5	5,9	0,2	5,5	0,1	5,6	0,1	5,8	0,2
20,0	5,3	0,2	5,0	0,1	5,0	0,1	5,2	0,2
15,0	4,4	0,1	4,3	0,1	4,1	0,1	4,3	0,2
10,0	3,5	0,1	3,3	0,1	3,3	0,1	3,5	0,1
5,0	2,6	0,1	2,5	0,1	2,5	0,1	2,6	0,1
0,0	1,8	0,1	1,8	0,1	1,7	0,1	1,9	0,1

**Tabela C.22 – Emissão de CO (ppm)**

CARGA NOMINAL (kW)	MB7E0	I <sub>totgas</sub> (ppm)	MB7E5	I <sub>totgas</sub> (ppm)	MB7E10	I <sub>totgas</sub> (ppm)	MB7E15	I <sub>totgas</sub> (ppm)
37,5	651	27	539	38	495	26	OSCILAÇÃO DO MOTOR	
35,0	346	19	325	13	313	14	317	11
32,5	236	6	228	3	218	12	254	10
30,0	205	7	223	21	196	7	229	9
27,5	202	5	220	15	195	8	231	7
25,0	217	9	236	18	210	9	251	9
22,5	246	10	259	15	238	8	283	12
20,0	273	7	299	22	277	10	320	3
15,0	336	8	366	26	362	12	418	9
10,0	404	9	462	26	471	19	559	11
5,0	462	13	530	26	561	28	666	15
0,0	470	18	550	37	587	33	722	31

**Tabela C.23 – Emissão de O<sub>2</sub> (%)**

CARGA NOMINAL (kW)	MB7E0	I <sub>totgas</sub> (%)	MB7E5	I <sub>totgas</sub> (%)	MB7E10	I <sub>totgas</sub> (%)	MB7E15	I <sub>totgas</sub> (%)
37,5	6,5	0,6	7,3	0,2	7,4	0,2	OSCILAÇÃO DO MOTOR	
35,0	7,4	0,5	8,2	0,2	8,2	0,1	8,2	0,2
32,5	8,4	0,4	9,1	0,2	9,2	0,2	9,0	0,4
30,0	9,4	0,4	9,9	0,3	10,0	0,2	9,8	0,4
27,5	10,2	0,4	10,7	0,2	10,8	0,2	10,6	0,4
25,0	11,1	0,3	11,5	0,2	11,6	0,2	11,4	0,4
22,5	11,9	0,3	12,2	0,2	12,3	0,2	12,2	0,4
20,0	12,7	0,3	12,9	0,2	13,0	0,2	12,9	0,4
15,0	13,9	0,3	14,1	0,2	14,2	0,2	14,1	0,4
10,0	15,2	0,3	15,3	0,3	15,4	0,2	15,4	0,3
5,0	16,4	0,3	16,5	0,3	16,6	0,2	16,6	0,3
0,0	17,6	0,3	17,5	0,3	17,7	0,2	17,7	0,3

**Tabela C.24 – Emissão de THC (ppm)**

CARGA NOMINAL (kW)	MB7E0	I <sub>totgas</sub> (ppm)	MB7E5	I <sub>totgas</sub> (ppm)	MB7E10	I <sub>totgas</sub> (ppm)	MB7E15	I <sub>totgas</sub> (ppm)
37,5	596	8	520	6	529	9	OSCILAÇÃO DO MOTOR	
35,0	536	14	491	15	516	15	392	6
32,5	480	12	446	5	480	5	378	8
30,0	444	5	416	8	460	5	371	7
27,5	423	5	413	10	456	9	374	10
25,0	418	5	407	5	441	8	380	11
22,5	410	6	407	7	431	6	384	11
20,0	402	7	409	4	433	6	393	10
15,0	397	8	402	4	431	5	386	5
10,0	392	5	409	5	449	5	418	5
5,0	407	4	435	5	485	6	478	14
0,0	431	5	474	7	544	10	586	14

**Tabela C.25 – Emissão de NO (ppm)**

CARGA NOMINAL (kW)	MB7E0	I <sub>totgas</sub> (ppm)	MB7E5	I <sub>totgas</sub> (ppm)	MB7E10	I <sub>totgas</sub> (ppm)	MB7E15	I <sub>totgas</sub> (ppm)
37,5	761	13	710	15	728	12	OSCILAÇÃO DO MOTOR	
35,0	763	11	706	16	727	12	722	10
32,5	738	11	697	10	705	11	703	11
30,0	691	10	651	13	671	11	668	11
27,5	630	9	602	14	623	12	629	11
25,0	567	8	545	13	563	11	576	10
22,5	508	7	488	12	503	10	516	9
20,0	446	7	425	11	435	10	450	7
15,0	334	5	319	12	322	5	333	6
10,0	230	3	213	10	215	4	230	6
5,0	143	3	134	9	128	4	154	7
0,0	77	2	70	5	68	3	101	7

**Tabela C.26 – Emissão de NO<sub>x</sub> (ppm)**

CARGA NOMINAL (kW)	MB7E0	I <sub>totgas</sub> (ppm)	MB7E5	I <sub>totgas</sub> (ppm)	MB7E10	I <sub>totgas</sub> (ppm)	MB7E15	I <sub>totgas</sub> (ppm)
37,5	786	16	750	24	748	17	OSCILAÇÃO DO MOTOR	
35,0	791	14	749	25	750	17	729	22
32,5	769	14	740	16	733	14	719	14
30,0	723	13	685	25	699	15	691	13
27,5	661	13	631	29	654	12	652	12
25,0	597	12	571	31	595	10	599	11
22,5	536	10	513	28	535	8	539	10
20,0	472	10	450	26	467	7	474	9
15,0	357	8	335	30	351	6	353	8
10,0	250	7	243	23	244	8	248	7
5,0	160	7	159	21	156	11	171	9
0,0	90	6	97	21	94	12	117	9

**Tabela C.27 – Emissão de CO<sub>2</sub> (g/kW.h)**

CARGA NOMINAL (kW)	MB7E0	I <sub>totgas</sub> (g/kW.h)	MB7E5	I <sub>totgas</sub> (g/kW.h)	MB7E10	I <sub>totgas</sub> (g/kW.h)	MB7E15	I <sub>totgas</sub> (g/kW.h)
37,5	614	28	571	9	579	8	OSCILAÇÃO DO MOTOR	
35,0	609	28	566	9	569	9	556	12
32,5	598	25	557	8	559	9	557	18
30,0	590	23	564	15	557	8	554	18
27,5	587	22	545	13	555	8	557	18
25,0	582	22	556	9	560	8	559	19
22,5	599	21	561	8	564	8	563	19
20,0	607	23	572	9	574	8	574	21
15,0	663	21	646	15	624	9	633	24
10,0	780	25	742	14	738	12	752	30
5,0	1185	47	1122	25	1123	46	1133	60

**Tabela C.28 – Emissão de CO (g/kW.h)**

CARGA NOMINAL (kW)	MB7E0	I <sub>totgas</sub> (g/kW.h)	MB7E5	I <sub>totgas</sub> (g/kW.h)	MB7E10	I <sub>totgas</sub> (g/kW.h)	MB7E15	I <sub>totgas</sub> (g/kW.h)
37,5	2,58	0,11	2,13	0,15	1,99	0,10	OSCILAÇÃO DO MOTOR	
35,0	1,45	0,08	1,38	0,06	1,33	0,06	1,31	0,05
32,5	1,06	0,03	1,04	0,01	0,99	0,05	1,12	0,04
30,0	1,00	0,03	1,10	0,10	0,97	0,03	1,09	0,04
27,5	1,06	0,03	1,17	0,08	1,04	0,04	1,18	0,04
25,0	1,24	0,05	1,38	0,11	1,23	0,05	1,41	0,05
22,5	1,58	0,06	1,67	0,10	1,54	0,05	1,76	0,07
20,0	1,97	0,05	2,17	0,16	2,01	0,07	2,23	0,02
15,0	3,21	0,08	3,51	0,25	3,47	0,12	3,88	0,08
10,0	5,76	0,13	6,60	0,37	6,74	0,27	7,75	0,15
5,0	13,21	0,37	15,14	0,74	16,03	0,80	18,32	0,41

**Tabela C.29 – Emissão de O<sub>2</sub> (g/kW.h)**

CARGA NOMINAL (kW)	MB7E0	I <sub>totgas</sub> (g/kW.h)	MB7E5	I <sub>totgas</sub> (g/kW.h)	MB7E10	I <sub>totgas</sub> (g/kW.h)	MB7E15	I <sub>totgas</sub> (g/kW.h)
37,5	289	27	325	9	335	8	OSCILAÇÃO DO MOTOR	
35,0	348	24	390	9	391	4	380	8
32,5	424	20	465	10	471	9	448	18
30,0	513	22	547	16	553	10	522	19
27,5	603	24	639	12	647	11	610	21
25,0	712	19	755	13	762	11	720	23
22,5	861	22	886	15	894	13	852	26
20,0	1031	24	1050	16	1060	15	1010	29
15,0	1493	32	1518	22	1529	19	1471	38
10,0	2434	49	2458	49	2476	30	2398	44
5,0	5269	104	5295	104	5330	70	5131	119

**Tabela C.30 – Emissão de THC (g/kW.h)**

CARGA NOMINAL (kW)	MB7E0	I <sub>totgas</sub> (g/kW.h)	MB7E5	I <sub>totgas</sub> (g/kW.h)	MB7E10	I <sub>totgas</sub> (g/kW.h)	MB7E15	I <sub>totgas</sub> (g/kW.h)
37,5	1,17	0,02	1,02	0,02	1,06	0,04	OSCILAÇÃO DO MOTOR	
35,0	1,11	0,03	1,03	0,03	1,08	0,06	0,80	0,03
32,5	1,07	0,03	1,01	0,03	1,08	0,02	0,83	0,04
30,0	1,07	0,01	1,01	0,01	1,12	0,02	0,87	0,03
27,5	1,10	0,01	1,09	0,01	1,20	0,05	0,95	0,05
25,0	1,18	0,01	1,18	0,01	1,28	0,05	1,06	0,06
22,5	1,31	0,02	1,30	0,02	1,38	0,04	1,18	0,07
20,0	1,44	0,03	1,47	0,03	1,56	0,04	1,36	0,07
15,0	1,88	0,04	1,91	0,04	2,05	0,05	1,78	0,05
10,0	2,77	0,04	2,90	0,04	3,18	0,07	2,87	0,07
5,0	5,77	0,06	6,16	0,06	6,87	0,17	6,52	0,40

**Tabela C.31 – Emissão de NO (g/kW.h)**

CARGA NOMINAL (kW)	MB7E0	I <sub>totgas</sub> (g/kW.h)	MB7E5	I <sub>totgas</sub> (g/kW.h)	MB7E10	I <sub>totgas</sub> (g/kW.h)	MB7E15	I <sub>totgas</sub> (g/kW.h)
37,5	3,47	0,06	3,23	0,06	3,37	0,05	OSCILAÇÃO DO MOTOR	
35,0	3,68	0,05	3,44	0,05	3,55	0,05	3,43	0,04
32,5	3,82	0,06	3,65	0,06	3,70	0,05	3,58	0,05
30,0	3,87	0,06	3,69	0,06	3,80	0,05	3,64	0,06
27,5	3,81	0,06	3,68	0,06	3,82	0,06	3,71	0,06
25,0	3,73	0,05	3,66	0,05	3,79	0,06	3,73	0,06
22,5	3,77	0,05	3,63	0,05	3,74	0,07	3,69	0,06
20,0	3,71	0,06	3,54	0,06	3,63	0,07	3,61	0,05
15,0	3,67	0,05	3,52	0,05	3,55	0,05	3,56	0,06
10,0	3,77	0,05	3,51	0,05	3,54	0,05	3,67	0,08
5,0	4,71	0,09	4,41	0,09	4,21	0,10	4,88	0,19

**Tabela C.32 – Emissão de NO<sub>x</sub> (g/kW.h)**

CARGA NOMINAL (kW)	MB7E0	I <sub>totgas</sub> (g/kW.h)	MB7E5	I <sub>totgas</sub> (g/kW.h)	MB7E10	I <sub>totgas</sub> (g/kW.h)	MB7E15	I <sub>totgas</sub> (g/kW.h)
37,5	3,6	0,1	3,5	0,1	3,6	0,1	OSCILAÇÃO DO MOTOR	
35,0	3,9	0,1	3,8	0,1	3,8	0,1	3,5	0,1
32,5	4,1	0,1	4,0	0,1	4,0	0,1	3,7	0,1
30,0	4,1	0,1	4,0	0,1	4,1	0,1	3,8	0,1
27,5	4,1	0,1	4,0	0,2	4,2	0,1	3,9	0,1
25,0	4,0	0,1	3,9	0,2	4,2	0,1	4,0	0,1
22,5	4,1	0,1	3,9	0,2	4,1	0,1	3,9	0,1
20,0	4,0	0,1	3,9	0,2	4,0	0,1	3,9	0,1
15,0	4,1	0,1	3,8	0,3	4,0	0,1	3,9	0,1
10,0	4,3	0,1	4,3	0,4	4,2	0,2	4,1	0,1
5,0	5,5	0,2	5,7	0,8	5,3	0,3	5,7	0,3

**Tabela C.33- Razão NO/NO<sub>x</sub> nas emissões de misturas de óleo diesel e etanol**

CARGA NOMINAL (kW)	MB7E0	I <sub>totgas</sub> (%)	MB7E5	I <sub>totgas</sub> (%)	MB7E10	I <sub>totgas</sub> (%)	MB7E15	I <sub>totgas</sub> (%)
37,5	95	3	92	3	94	2	Oscilação do motor	
35,0	95	2	91	2	94	2	98	3
32,5	94	2	91	2	93	2	97	2
30,0	93	2	93	2	92	2	95	2
27,5	93	2	93	2	92	2	95	2
25,0	93	2	93	2	91	2	94	2
22,5	92	2	93	2	91	2	94	2
20,0	92	2	92	2	90	2	93	2
15,0	90	2	93	2	88	2	92	3
10,0	89	3	82	3	84	3	89	3
5,0	85	4	78	4	79	5	85	6

## C.2 Ensaios de injeção indireta de etanol

**Tabela C.34 – Consumo de óleo diesel B7 (kg/h)**

CARGA NOMINAL (kW)	IB7E5	I <sub>totmc</sub> (kg/h)	IB7E10	I <sub>totmc</sub> (kg/h)	IB7E15	I <sub>totmc</sub> (kg/h)	IB7E20	I <sub>totmc</sub> (kg/h)	IB7E25	I <sub>totmc</sub> (kg/h)	IB7E30	I <sub>totmc</sub> (kg/h)
37,5	8,63	0,15	7,75	0,10	7,37	0,09	6,64	0,08	6,23	0,07	5,52	0,06
35,0	8,03	0,11	7,10	0,08	6,80	0,08	6,35	0,07	5,84	0,06	5,33	0,06
32,5	7,64	0,09	6,68	0,08	6,26	0,11	5,92	0,06	5,65	0,09	5,06	0,05
30,0	7,07	0,08	6,19	0,07	5,98	0,07	5,65	0,06	5,34	0,07	4,78	0,06
27,5	6,61	0,07	5,89	0,08	5,66	0,06	5,26	0,07	4,99	0,10	4,66	0,06
25,0	6,13	0,06	5,45	0,06	5,17	0,06	4,92	0,05	4,74	0,05	4,23	0,04
22,5	5,58	0,10	5,08	0,06	4,85	0,06	4,79	0,07	4,34	0,06	4,11	0,05
20,0	5,11	0,10	4,80	0,05	4,48	0,06	4,23	0,04	3,96	0,05	3,83	0,05
15,0	4,24	0,04	3,88	0,03	3,78	0,04	3,60	0,04	3,50	0,04	3,26	0,02
10,0	3,44	0,08	3,22	0,03	3,13	0,04	3,09	0,04	2,88	0,03	2,90	0,03
5,0	2,63	0,02	2,56	0,02	2,51	0,04	2,44	0,03	2,44	0,02	2,30	0,04
0,0	1,93	0,01	2,02	0,03	1,87	0,01	1,87	0,01	1,89	0,01	2,12	0,07

**Tabela C.35 – Consumo de etanol hidratado (kg/h)**

CARGA NOMINAL (kW)	IB7E5	I <sub>totmc</sub> (kg/h)	IB7E10	I <sub>totmc</sub> (kg/h)	IB7E15	I <sub>totmc</sub> (kg/h)	IB7E20	I <sub>totmc</sub> (kg/h)	IB7E25	I <sub>totmc</sub> (kg/h)	IB7E30	I <sub>totmc</sub> (kg/h)
37,5	0,88	0,02	1,90	0,01	2,51	0,03	3,45	0,05	4,12	0,06	5,10	0,05
35,0	0,80	0,02	1,71	0,01	2,23	0,04	3,08	0,03	3,69	0,04	4,48	0,07
32,5	0,72	0,00	1,44	0,03	2,05	0,04	2,73	0,02	3,33	0,03	4,12	0,06
30,0	0,52	0,00	1,33	0,03	1,76	0,03	2,46	0,02	3,00	0,03	3,68	0,05
27,5	0,48	0,00	1,19	0,01	1,63	0,02	2,25	0,02	2,79	0,04	3,43	0,05
25,0	0,50	0,00	1,08	0,01	1,52	0,03	2,04	0,01	2,60	0,03	3,13	0,04
22,5	0,48	0,01	0,90	0,00	1,39	0,03	1,86	0,03	2,43	0,02	2,87	0,04
20,0	0,44	0,00	0,84	0,01	1,31	0,02	1,70	0,01	2,19	0,02	2,65	0,04
15,0	0,30	0,00	0,73	0,01	1,08	0,02	1,42	0,01	1,75	0,01	2,27	0,03
10,0	0,29	0,01	0,56	0,02	0,86	0,02	1,16	0,02	1,41	0,01	1,68	0,03
5,0	0,10	0,00	0,40	0,00	0,62	0,01	0,79	0,01	0,91	0,01	1,25	0,02
0,0	0,08	0,00	0,03	0,00	0,23	0,01	0,50	0,00	0,48	0,00	0,74	0,01

**Tabela C.36 – Temperatura de exaustão (°C)**

CARGA NOMINAL (kW)	IB7E5	I <sub>totp</sub> (°C)	IB7E10	I <sub>totp</sub> (°C)	IB7E15	I <sub>totp</sub> (°C)	IB7E20	I <sub>totp</sub> (°C)	IB7E25	I <sub>totp</sub> (°C)	IB7E30	I <sub>totp</sub> (°C)
37,5	514	6	511	5	495	6	479	6	477	5	469	5
35,0	498	5	494	1	484	5	472	5	468	4	462	4
32,5	470	5	467	1	460	5	451	5	447	5	443	4
30,0	439	4	438	1	433	5	425	5	422	4	420	4
27,5	410	4	410	1	406	5	400	4	397	4	397	4
25,0	381	4	381	1	378	5	373	4	371	4	371	4
22,5	354	4	353	1	351	5	347	4	345	4	346	4
20,0	327	4	326	1	325	4	322	4	320	4	321	4
15,0	282	4	283	2	283	6	280	5	280	5	281	5
10,0	238	6	238	2	238	6	236	5	236	5	237	5
5,0	194	3	196	2	196	6	195	5	195	5	196	5
0,0	156	3	156	3	157	5	157	3	155	3	157	4

**Tabela C.37 – Temperatura do óleo do cárter (°C)**

CARGA NOMINAL (kW)	IB7E5	I <sub>tótp</sub> (°C)	IB7E10	I <sub>tótp</sub> (°C)	IB7E15	I <sub>tótp</sub> (°C)	IB7E20	I <sub>tótp</sub> (°C)	IB7E25	I <sub>tótp</sub> (°C)	IB7E30	I <sub>tótp</sub> (°C)
37,5	80	3	86	3	83	3	85	3	78	3	84	3
35,0	89	3	89	3	86	3	87	3	81	3	87	3
32,5	91	3	91	3	89	3	89	3	85	3	89	3
30,0	94	3	93	3	91	3	91	3	87	3	91	3
27,5	95	4	94	3	92	3	92	3	89	3	92	3
25,0	96	4	94	3	93	3	93	3	90	3	93	3
22,5	95	4	94	3	93	3	93	3	90	3	93	3
20,0	95	4	94	3	93	3	92	3	91	3	93	3
15,0	89	3	93	3	92	3	92	3	91	3	92	3
10,0	92	3	92	3	92	3	91	3	90	3	91	3
5,0	89	3	91	3	91	3	90	3	89	3	90	3
0,0	88	3	90	3	89	3	89	3	87	3	89	3

**Tabela C.38 – Temperatura do óleo diesel (°C)**

CARGA NOMINAL (kW)	IB7E5	I <sub>tótp</sub> (°C)	IB7E10	I <sub>tótp</sub> (°C)	IB7E15	I <sub>tótp</sub> (°C)	IB7E20	I <sub>tótp</sub> (°C)	IB7E25	I <sub>tótp</sub> (°C)	IB7E30	I <sub>tótp</sub> (°C)
37,5	36,5	0,3	37,5	0,3	35,2	0,3	36,1	0,3	33,3	0,2	40,0	0,3
35,0	41,0	0,3	38,3	0,3	35,9	0,3	36,5	0,3	33,7	0,3	40,1	0,3
32,5	41,4	0,3	39,1	0,3	36,8	0,3	37,0	0,3	34,2	0,3	40,3	0,3
30,0	41,9	0,3	39,9	0,3	37,5	0,3	37,4	0,3	34,7	0,3	40,7	0,3
27,5	42,4	0,3	40,7	0,3	38,0	0,3	37,9	0,3	35,2	0,3	41,0	0,3
25,0	42,8	0,3	41,3	0,3	38,6	0,3	38,3	0,3	35,7	0,3	41,4	0,3
22,5	43,1	0,3	41,8	0,3	39,0	0,3	38,8	0,3	36,2	0,3	41,6	0,3
20,0	43,4	0,3	42,1	0,3	39,3	0,3	39,1	0,3	36,7	0,3	41,9	0,3
15,0	37,8	0,5	42,4	0,3	39,5	0,3	39,5	0,3	37,1	0,3	42,1	0,3
10,0	41,8	0,5	42,6	0,3	39,8	0,3	39,7	0,3	37,5	0,3	42,3	0,3
5,0	38,3	0,5	42,7	0,3	39,9	0,4	40,0	0,3	37,8	0,3	42,4	0,3
0,0	38,4	0,5	42,6	0,3	40,0	0,4	41,3	0,3	33,1	0,3	42,4	0,3

**Tabela C.39 – Temperatura ambiente (°C)**

CARGA NOMINAL (kW)	IB7E5	I <sub>tótp</sub> (°C)	IB7E10	I <sub>tótp</sub> (°C)	IB7E15	I <sub>tótp</sub> (°C)	IB7E20	I <sub>tótp</sub> (°C)	IB7E25	I <sub>tótp</sub> (°C)	IB7E30	I <sub>tótp</sub> (°C)
37,5	28	2	29	2	28	2	29	2	28	2	29	2
35,0	30	2	29	2	29	2	29	2	29	2	30	2
32,5	31	2	29	2	29	2	30	2	29	2	30	2
30,0	31	2	29	2	30	2	30	2	30	2	30	2
27,5	31	2	30	2	30	2	30	2	30	2	30	2
25,0	31	2	29	2	30	2	30	2	30	2	30	2
22,5	31	2	29	2	30	2	30	2	30	2	30	2
20,0	31	2	29	2	30	2	30	2	30	2	30	2
15,0	27	1	29	2	29	2	30	2	30	2	30	2
10,0	30	2	29	2	29	2	30	2	30	2	30	2
5,0	27	1	29	2	29	2	29	2	30	2	30	2
0,0	27	1	28	2	29	2	29	2	29	2	30	2

**Tabela C.40 – Temperatura do ar de admissão (°C)**

CARGA NOMINAL (kW)	IB7E5	I <sub>tottp</sub> (°C)	IB7E10	I <sub>tottp</sub> (°C)	IB7E15	I <sub>tottp</sub> (°C)	IB7E20	I <sub>tottp</sub> (°C)	IB7E25	I <sub>tottp</sub> (°C)	IB7E30	I <sub>tottp</sub> (°C)
37,5	22	1	23	1	23	1	22	1	21	1	22	1
35,0	24	1	23	1	24	1	22	1	22	1	23	1
32,5	26	1	24	1	24	1	23	1	22	1	23	1
30,0	27	1	24	1	24	1	23	1	23	1	24	1
27,5	27	1	24	1	24	1	23	1	23	1	24	1
25,0	26	1	24	1	24	1	23	1	23	1	24	1
22,5	26	1	24	1	24	1	23	1	23	1	24	1
20,0	25	1	24	1	24	1	23	1	23	1	24	1
15,0	22	1	24	1	24	1	23	1	23	1	24	1
10,0	24	1	24	1	24	1	23	1	23	1	24	1
5,0	22	1	23	1	24	1	23	1	23	1	23	1
0,0	22	1	23	1	23	1	22	1	21	1	23	1

**Tabela C.41 – Temperatura do ar de entrada (°C)**

CARGA NOMINAL (kW)	IB7E5	I <sub>totear</sub> (°C)	IB7E10	I <sub>totear</sub> (°C)	IB7E15	I <sub>totear</sub> (°C)	IB7E20	I <sub>totear</sub> (°C)	IB7E25	I <sub>totear</sub> (°C)	IB7E30	I <sub>totear</sub> (°C)
37,5	25,9	0,5	26,2	0,4	26,1	0,4	26,0	0,4	24,9	0,4	26,4	0,4
35,0	28,3	0,4	26,9	0,4	27,0	0,4	26,6	0,4	25,7	0,4	27,0	0,4
32,5	29,5	0,4	27,1	0,4	27,4	0,4	27,0	0,4	26,5	0,4	27,3	0,4
30,0	29,4	0,4	27,5	0,4	27,4	0,4	27,1	0,4	26,7	0,4	27,7	0,4
27,5	29,5	0,4	27,4	0,4	27,5	0,4	27,0	0,4	27,0	0,4	27,7	0,4
25,0	29,6	0,4	27,1	0,4	27,5	0,4	27,2	0,4	26,9	0,4	27,8	0,4
22,5	29,0	0,4	27,0	0,4	27,5	0,4	27,0	0,4	26,6	0,4	27,6	0,4
20,0	28,8	0,4	26,9	0,4	27,4	0,4	26,9	0,4	26,8	0,4	27,3	0,4
15,0	25,2	0,4	26,6	0,4	27,4	0,4	26,7	0,4	26,6	0,4	27,0	0,4
10,0	27,1	0,4	26,4	0,4	27,1	0,4	26,4	0,4	26,3	0,4	26,6	0,4
5,0	24,9	0,4	25,9	0,4	26,5	0,4	25,9	0,4	25,8	0,4	26,4	0,4
0,0	24,9	0,4	25,4	0,4	26,1	0,4	25,7	0,4	25,4	0,4	26,1	0,4

**Tabela C.42 – Temperatura da entrada do sistema de arrefecimento (°C)**

CARGA NOMINAL (kW)	IB7E5	I <sub>tottr</sub> (°C)	IB7E10	I <sub>tottr</sub> (°C)	IB7E15	I <sub>tottr</sub> (°C)	IB7E20	I <sub>tottr</sub> (°C)	IB7E25	I <sub>tottr</sub> (°C)	IB7E30	I <sub>tottr</sub> (°C)
37,5	78,5	1,0	79,9	0,7	78,0	1,0	77,3	1,2	76,6	0,8	77,7	0,8
35,0	28,3	0,4	26,9	0,4	27,0	0,4	26,6	0,4	25,7	0,4	27,0	0,4
32,5	29,5	0,4	27,2	0,4	27,4	0,4	27,0	0,4	26,5	0,4	27,4	0,4
30,0	29,4	0,4	27,5	0,4	27,4	0,4	27,1	0,4	26,7	0,4	27,7	0,4
27,5	29,5	0,4	27,4	0,4	27,5	0,4	27,0	0,4	27,0	0,4	27,7	0,4
25,0	29,6	0,4	27,1	0,4	27,5	0,4	27,2	0,4	26,9	0,4	27,8	0,4
22,5	29,0	0,4	27,0	0,4	27,5	0,4	27,0	0,4	26,6	0,4	27,6	0,4
20,0	28,8	0,4	26,9	0,4	27,4	0,4	26,9	0,4	26,8	0,4	27,3	0,4
15,0	25,3	0,4	26,6	0,4	27,4	0,4	26,7	0,4	26,6	0,4	27,0	0,4
10,0	27,1	0,4	26,4	0,4	27,1	0,4	26,4	0,4	26,3	0,4	26,6	0,4
5,0	24,9	0,4	25,9	0,4	26,5	0,4	25,9	0,4	25,8	0,4	26,4	0,4
0,0	24,9	0,4	25,5	0,4	26,1	0,4	25,7	0,4	25,4	0,4	26,1	0,4

**Tabela C.43 – Temperatura de saída do sistema de arrefecimento (°C)**

CARGA NOMINAL (kW)	IB7E5	I <sub>tottr</sub> (°C)	IB7E10	I <sub>tottr</sub> (°C)	IB7E15	I <sub>tottr</sub> (°C)	IB7E20	I <sub>tottr</sub> (°C)	IB7E25	I <sub>tottr</sub> (°C)	IB7E30	I <sub>tottr</sub> (°C)
37,5	72,9	1,4	75,2	0,9	72,5	1,4	71,5	1,3	70,5	1,1	72,4	1,0
35,0	78,8	0,6	77,7	0,6	76,4	0,7	75,7	1,0	74,1	0,5	75,7	0,6
32,5	80,0	0,6	77,7	0,6	76,9	0,7	76,2	0,9	74,6	0,5	76,0	0,6
30,0	79,4	0,6	76,9	0,6	76,3	0,7	75,5	0,6	74,0	0,6	75,3	0,6
27,5	78,2	0,6	75,5	0,6	75,1	0,7	74,3	0,6	73,1	0,6	74,2	0,6
25,0	76,7	0,6	73,8	0,6	73,6	0,7	72,9	0,6	71,7	0,6	72,8	0,6
22,5	74,4	0,6	72,0	0,6	71,9	0,7	71,3	0,6	70,0	0,6	71,3	0,6
20,0	72,6	0,6	70,2	0,6	70,1	0,7	69,5	0,6	68,2	0,6	69,4	0,6
15,0	64,5	0,6	67,7	0,6	67,6	0,8	67,1	0,6	65,7	0,6	67,0	0,6
10,0	64,7	0,8	63,9	0,6	63,7	0,7	63,2	0,6	61,8	0,6	63,2	0,6
5,0	55,3	0,5	58,6	0,5	58,8	0,6	58,2	0,5	57,3	0,5	58,4	0,6
0,0	51,1	0,5	53,6	0,5	54,0	0,6	53,9	0,4	51,2	0,4	53,9	0,6

**Tabela C.44 – Umidade relativa do ar de entrada (%)**

CARGA NOMINAL (kW)	IB7E5	I <sub>tottr</sub> (%)	IB7E10	I <sub>tottr</sub> (%)	IB7E15	I <sub>tottr</sub> (%)	IB7E20	I <sub>tottr</sub> (%)	IB7E25	I <sub>tottr</sub> (%)	IB7E30	I <sub>tottr</sub> (%)
37,5	49,7	1,0	50,0	0,9	52,6	1,0	54,6	1,1	57,4	1,1	51,9	1,0
35,0	44,6	0,8	48,7	0,8	50,0	0,9	52,3	1,0	54,6	1,0	50,3	0,9
32,5	37,9	0,6	48,7	0,9	48,8	0,9	50,8	0,9	51,5	0,9	49,1	0,9
30,0	38,3	0,6	48,2	0,9	48,6	0,9	50,2	0,9	51,2	0,9	48,0	0,9
27,5	38,1	0,7	48,3	0,9	48,4	0,9	50,5	0,9	50,8	0,9	48,0	0,8
25,0	38,5	0,7	48,8	0,9	48,4	0,9	49,8	0,9	51,1	0,9	48,1	0,9
22,5	43,9	0,8	48,3	0,9	48,8	0,9	50,3	0,9	52,0	1,0	48,1	0,9
20,0	43,8	0,8	48,3	0,8	49,2	0,9	50,2	0,9	51,8	1,0	48,8	0,9
15,0	50,3	0,9	49,7	0,9	49,5	1,0	51,2	1,0	52,0	1,0	50,0	0,9
10,0	47,0	0,9	50,4	0,9	50,6	1,0	52,8	1,0	53,9	1,0	51,5	1,0
5,0	50,9	0,9	51,7	0,9	52,6	1,0	54,3	1,0	55,3	1,0	52,1	1,0
0,0	51,0	0,9	53,2	0,9	54,2	1,0	53,3	0,9	60,1	1,1	53,1	0,9

**Tabela C.45 – Pressão barométrica**

MÉDIA DA PRESSÃO BAROMÉTRICA DOS ENSAIOS COM INJEÇÃO INDIRETA (mmHg)
689

**Tabela C.46 – Vazão mássica de ar (kg/h)**

CARGA NOMINAL (kW)	IB7E5	I <sub>totmar</sub> (kg/h)	IB7E10	I <sub>totmar</sub> (kg/h)	IB7E15	I <sub>totmar</sub> (kg/h)	IB7E20	I <sub>totmar</sub> (kg/h)	IB7E25	I <sub>totmar</sub> (kg/h)	IB7E30	I <sub>totmar</sub> (kg/h)
37,5	147	3	148	3	147	3	147	3	148	3	148	3
35,0	147	3	146	3	146	3	147	3	148	3	148	3
32,5	146	3	146	3	146	3	148	3	148	3	148	3
30,0	146	3	147	3	146	3	148	3	148	3	148	3
27,5	148	3	147	3	146	3	148	3	148	3	148	3
25,0	148	3	146	3	146	3	148	3	148	3	148	3
22,5	149	3	147	3	146	3	148	3	148	3	148	3
20,0	150	3	147	3	147	3	148	3	148	3	148	3
15,0	148	3	148	3	148	3	148	3	148	3	148	3
10,0	149	3	149	3	150	3	148	3	149	3	148	3
5,0	148	3	150	3	150	3	149	3	149	3	148	3
0,0	150	3	151	3	151	3	150	3	149	3	150	3

**Tabela C.47 – Potência real (kW)**

CARGA NOMINAL (kW)	IB7E5	I <sub>totpud</sub> (kW)	IB7E10	I <sub>totpud</sub> (kW)	IB7E15	I <sub>totpud</sub> (kW)	IB7E20	I <sub>totpud</sub> (kW)	IB7E25	I <sub>totpud</sub> (kW)	IB7E30	I <sub>totpud</sub> (kW)
37,5	35,9	0,4	35,9	0,4	36,0	0,4	36,0	0,4	35,9	0,4	35,9	0,4
35,0	33,4	0,3	33,4	0,3	33,4	0,3	33,4	0,3	33,4	0,3	33,4	0,3
32,5	31,0	0,3	31,0	0,3	31,0	0,3	31,0	0,3	31,0	0,3	31,0	0,3
30,0	28,6	0,3	28,6	0,3	28,6	0,3	28,6	0,3	28,6	0,3	28,6	0,3
27,5	26,3	0,3	26,3	0,3	26,3	0,3	26,3	0,3	26,3	0,3	26,3	0,3
25,0	23,9	0,2	23,9	0,2	24,0	0,3	23,9	0,2	23,9	0,2	23,9	0,2
22,5	21,5	0,2	21,5	0,2	21,5	0,2	21,5	0,2	21,5	0,2	21,5	0,2
20,0	19,2	0,2	19,2	0,2	19,1	0,2	19,1	0,2	19,1	0,2	19,1	0,2
15,0	14,4	0,1	14,4	0,1	14,4	0,1	14,4	0,1	14,4	0,1	14,4	0,1
10,0	9,6	0,1	9,6	0,1	9,6	0,1	9,6	0,1	9,6	0,1	9,6	0,1
5,0	4,8	0,1	4,8	0,1	4,8	0,1	4,8	0,1	4,8	0,1	4,8	0,1
0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0

**Tabela C.48 – Fator de correção  $\alpha$  (adimensional)**

CARGA NOMINAL (kW)	IB7E5	IB7E10	IB7E15	IB7E20	IB7E25	IB7E30
37,5	0,92	0,92	0,92	0,92	0,91	0,92
35,0	0,91	0,91	0,91	0,92	0,92	0,91
32,5	0,91	0,91	0,91	0,91	0,92	0,91
30,0	0,91	0,91	0,91	0,91	0,92	0,91
27,5	0,91	0,91	0,91	0,91	0,91	0,91
25,0	0,91	0,91	0,91	0,91	0,91	0,91
22,5	0,91	0,91	0,91	0,91	0,91	0,91
20,0	0,91	0,91	0,91	0,91	0,91	0,91
15,0	0,92	0,91	0,91	0,91	0,91	0,91
10,0	0,91	0,91	0,91	0,91	0,91	0,91
5,0	0,92	0,91	0,91	0,91	0,92	0,91
0,0	0,92	0,92	0,91	0,92	0,92	0,91

**Tabela C.49 – Fator de correção  $\beta$  (adimensional)**

CARGA NOMINAL (kW)	IB7E5	IB7E10	IB7E15	IB7E20	IB7E25	IB7E30
37,5	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01
35,0	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01
32,5	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01
30,0	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01
27,5	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01
25,0	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01
22,5	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01
20,0	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01
15,0	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01
10,0	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01
5,0	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01
0,0	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01

**Tabela C.50 – Consumo específico normalizado (kg/kw.h)**

CARGA NOMINAL (kW)	IB7E5	$I_{\text{totSFC,n}}$ (kg/kw.h)	IB7E10	$I_{\text{totSFC,n}}$ (kg/kw.h)	IB7E15	$I_{\text{totSFC,n}}$ (kg/kw.h)
37,5	0,262	0,009	0,244	0,004	0,243	0,003
35,0	0,261	0,005	0,240	0,005	0,239	0,003
32,5	0,267	0,003	0,240	0,003	0,237	0,007
30,0	0,262	0,003	0,241	0,003	0,242	0,003
27,5	0,266	0,003	0,247	0,003	0,248	0,003
25,0	0,274	0,003	0,251	0,003	0,249	0,004
22,5	0,278	0,011	0,258	0,011	0,260	0,005
20,0	0,287	0,011	0,273	0,011	0,270	0,004
15,0	0,312	0,003	0,296	0,003	0,303	0,004
10,0	0,390	0,022	0,365	0,022	0,374	0,008
5,0	0,563	0,004	0,573	0,004	0,587	0,014

**Tabela C.51 – Consumo específico normalizado (kg/kw.h) (continuação)**

CARGA NOMINAL (kW)	IB7E20	$I_{\text{totSFC,n}}$ (kg/kw.h)	IB7E25	$I_{\text{totSFC,n}}$ (kg/kw.h)	IB7E30	$I_{\text{totSFC,n}}$ (kg/kw.h)
37,5	0,238	0,002	0,237	0,003	0,233	0,002
35,0	0,241	0,002	0,236	0,002	0,234	0,003
32,5	0,239	0,002	0,242	0,004	0,238	0,003
30,0	0,245	0,003	0,245	0,003	0,239	0,004
27,5	0,247	0,004	0,248	0,008	0,250	0,002
25,0	0,252	0,002	0,258	0,003	0,250	0,002
22,5	0,270	0,006	0,264	0,004	0,265	0,004
20,0	0,269	0,002	0,270	0,003	0,277	0,003
15,0	0,304	0,005	0,310	0,005	0,314	0,003
10,0	0,387	0,008	0,381	0,006	0,399	0,007
5,0	0,593	0,010	0,608	0,004	0,622	0,021

**Tabela C.52 – Eficiência térmica normalizada (%)**

CARGA NOMINAL (kW)	IB7E5	I <sub>tot,n</sub> (%)	IB7E10	I <sub>tot,n</sub> (%)	IB7E15	I <sub>tot,n</sub> (%)	IB7E20	I <sub>tot,n</sub> (%)	IB7E25	I <sub>tot,n</sub> (%)	IB7E30	I <sub>tot,n</sub> (%)
37,5	31,1	1,0	32,2	0,6	32,5	0,6	33,3	0,5	33,5	0,6	34,2	0,5
35,0	31,1	0,7	32,8	0,5	32,9	0,6	32,9	0,5	33,6	0,5	34,0	0,6
32,5	30,3	0,5	32,7	0,5	33,2	1,1	33,0	0,5	32,8	0,8	33,5	0,6
30,0	30,7	0,5	32,6	0,6	32,5	0,5	32,3	0,5	32,4	0,6	33,3	0,7
27,5	30,2	0,4	31,7	0,7	31,7	0,6	32,0	0,6	31,9	1,1	31,8	0,5
25,0	29,4	0,4	31,2	0,5	31,6	0,7	31,3	0,5	30,7	0,5	31,8	0,5
22,5	29,1	1,2	30,4	0,6	30,3	0,7	29,3	0,7	30,0	0,6	30,0	0,6
20,0	28,2	1,2	28,7	0,4	29,1	0,6	29,3	0,4	29,3	0,5	28,7	0,5
15,0	25,8	0,3	26,5	0,3	26,0	0,4	26,0	0,5	25,5	0,5	25,3	0,4
10,0	20,8	1,3	21,5	0,4	21,0	0,5	20,4	0,5	20,7	0,4	19,8	0,4
5,0	14,1	0,2	13,7	0,2	13,4	0,4	13,3	0,3	13,0	0,2	12,7	0,5

**Tabela C.53 – Razão A/C para operação do motor com injeção indireta de etanol**

CARGA NOMINAL (kW)	IB7E5	I <sub>totAR</sub>	IB7E10	I <sub>totAR</sub>	IB7E15	I <sub>totAR</sub>	IB7E20	I <sub>totAR</sub>	IB7E25	I <sub>totAR</sub>	IB7E30	I <sub>totAR</sub>
37,5	16	1	15	1	15	1	15	1	15	1	14	1
35,0	17	1	17	1	17	1	16	1	16	1	15	1
32,5	19	1	17	1	18	1	18	1	17	1	16	1
30,0	20	1	19	1	19	1	19	1	18	1	18	1
27,5	22	1	21	1	21	1	20	1	20	1	19	1
25,0	24	1	22	1	22	1	22	1	21	1	20	1
22,5	27	1	25	1	25	1	23	1	22	1	22	1
20,0	28	1	27	1	26	1	25	1	25	1	24	1
15,0	34	1	33	1	32	1	30	1	29	1	28	1
10,0	43	1	40	1	40	1	37	1	35	1	35	1
5,0	55	1	54	1	51	1	48	1	46	1	44	1
0,0	81	2	75	2	74	2	72	2	63	1	63	1

**Tabela C.54 - Atraso de ignição para operação do motor com injeção indireta de etanol**

CARGA Nominal (kW)	ATRASO DE IGNIÇÃO (°CA)						
	IB7E0	IB7E5	IB7E10	IB7E15	IB7E20	IB7E25	IB7E30
0,0	23,4	24,2	24,4	24,6	24,6	25,0	25,7
10,0	24,1	24,4	24,5	24,5	24,4	24,8	25,5
20,0	24,3	24,4	24,8	24,7	25,2	25,1	25,4
30,0	22,9	23,8	24,5	24,6	24,7	25,1	26,0
32,5	21,7	23,8	24,2	24,6	24,6	25,0	26,0
37,5	22,0	23,2	24,3	24,7	25,1	25,4	26,2

**Tabela C.55 – Comparação da eficiência térmica do motor operando com injeção indireta de etanol – Percentuais entre 5% e 15%**

CARGA NOMINAL (kW)	MB7E0	IB7E5		IB7E10		IB7E15	
	$\eta_t$ (%)	$\eta_t$ (%)	DIFERENÇA (%)	$\eta_t$ (%)	DIFERENÇA (%)	$\eta_t$ (%)	DIFERENÇA (%)
37,5	30,3	31,1	+2,8	32,2	+6,6	32,5	+7,3
35,0	31,1	31,1	+0,2	32,8	+5,6	32,9	+6,0
32,5	31,7	30,4	-4,1	32,7	+3,4	33,2	+4,8
30,0	31,1	30,7	-1,4	32,6	+4,9	32,5	+4,5
27,5	31,1	30,2	-2,9	31,7	+1,9	31,7	+1,9
25,0	31,1	29,5	-5,4	31,2	+0,3	31,6	+1,5
22,5	30,4	29,1	-4,0	30,4	+0,3	30,3	-0,3
20,0	28,9	28,2	-2,2	28,7	-0,5	29,1	+0,8
15,0	26,0	25,8	-0,7	26,5	+2,1	26,0	+0,2
10,0	21,8	20,8	-4,7	21,5	-1,6	21,0	-3,5
5,0	13,8	14,1	+2,0	13,7	-0,8	13,4	-2,9

**Tabela C.55 – Comparação da eficiência térmica do motor operando com injeção indireta de etanol – Percentuais entre 20% e 30% (continuação)**

CARGA NOMINAL (kW)	MB7E0	IB7E20		IB7E25		IB7E30	
	$\eta_t$ (%)	$\eta_t$ (%)	DIFERENÇA (%)	$\eta_t$ (%)	DIFERENÇA (%)	$\eta_t$ (%)	DIFERENÇA (%)
37,5	30,3	33,3	+10,0	33,5	+10,7	34,2	+13,0
35,0	31,1	32,9	+5,8	33,6	+8,2	34,0	+9,4
32,5	31,7	33,0	+4,3	32,8	+3,6	33,5	+5,8
30,0	31,1	32,3	+3,8	32,4	+4,1	33,3	+7,0
27,5	31,1	32,0	+2,8	31,9	+2,6	31,8	+2,2
25,0	31,1	31,3	+0,6	30,7	-1,5	31,8	+2,1
22,5	30,4	29,3	-3,6	30,0	-1,24	30,0	-1,3
20,0	28,9	29,3	+1,4	29,3	+1,6	28,7	-0,7
15,0	26,0	26,0	+0,1	25,5	-1,7	25,3	-2,5
10,0	21,8	20,4	-6,6	20,7	-4,9	19,8	-9,0
5,0	13,8	13,3	-3,7	13,0	-6,0	12,7	-7,6

**Tabela C.56 – Emissões de CO<sub>2</sub> (%)**

CARGA NOMINAL (kW)	IB7E5	I <sub>totgas</sub> (%)	IB7E10	I <sub>totgas</sub> (%)	IB7E15	I <sub>totgas</sub> (%)	IB7E20	I <sub>totgas</sub> (%)	IB7E25	I <sub>totgas</sub> (%)	IB7E30	I <sub>totgas</sub> (%)
37,5	1,86	0,07	1,81	0,03	1,78	0,03	1,81	0,04	1,81	0,06	1,75	0,04
35,0	2,65	0,09	2,56	0,04	2,52	0,04	2,56	0,06	2,55	0,07	2,50	0,05
32,5	3,43	0,11	3,38	0,05	3,33	0,05	3,35	0,06	3,32	0,07	3,27	0,06
30,0	4,33	0,13	4,25	0,06	4,19	0,08	4,21	0,08	4,17	0,08	4,12	0,06
27,5	5,18	0,12	5,11	0,07	5,05	0,10	5,06	0,11	5,00	0,09	4,95	0,08
25,0	5,68	0,14	5,63	0,09	5,53	0,08	5,58	0,11	5,49	0,09	5,47	0,09
22,5	6,25	0,14	6,20	0,09	6,08	0,11	6,11	0,12	6,03	0,10	5,97	0,09
20,0	6,81	0,14	6,79	0,10	6,65	0,10	6,64	0,14	6,57	0,11	6,53	0,10
15,0	7,38	0,17	7,35	0,11	7,14	0,12	7,18	0,15	7,13	0,12	7,04	0,11
10,0	7,99	0,18	7,92	0,14	7,76	0,12	7,77	0,16	7,65	0,11	7,61	0,12
5,0	8,62	0,21	8,57	0,16	8,34	0,13	8,36	0,19	8,20	0,13	8,19	0,14
0,0	9,12	0,18	9,14	0,17	8,85	0,13	8,87	0,22	8,65	0,15	8,67	0,14

**Tabela C.57 – Emissões de CO (ppm)**

CARGA NOMINAL (kW)	IB7E5	I <sub>totgas</sub> (%)	IB7E10	I <sub>totgas</sub> (%)	IB7E15	I <sub>totgas</sub> (%)	IB7E20	I <sub>totgas</sub> (%)	IB7E25	I <sub>totgas</sub> (%)	IB7E30	I <sub>totgas</sub> (%)
37,5	470	18	506	30	501	15	707	20	838	19	792	40
35,0	462	13	540	21	777	26	1005	41	1143	27	1263	18
32,5	404	9	609	25	863	25	1152	41	1382	41	1603	28
30,0	336	8	525	13	891	18	1166	31	1413	37	1633	24
27,5	273	7	470	7	771	16	1052	21	1301	31	1596	42
25,0	246	10	404	17	697	16	928	17	1186	31	1484	32
22,5	217	9	364	5	678	10	858	13	1076	27	1297	42
20,0	202	5	344	9	633	10	787	12	996	34	1174	44
15,0	205	7	347	9	629	10	749	13	950	30	1100	27
10,0	236	6	392	18	622	12	767	13	925	38	1049	18
5,0	346	19	501	7	665	15	765	15	919	36	1005	14
0,0	651	27	647	30	759	11	831	21	931	37	978	14

**Tabela C.58 – Emissões de O<sub>2</sub> (%)**

CARGA NOMINAL (kW)	IB7E5	I <sub>totgas</sub> (%)	IB7E10	I <sub>totgas</sub> (%)	IB7E15	I <sub>totgas</sub> (%)	IB7E20	I <sub>totgas</sub> (%)	IB7E25	I <sub>totgas</sub> (%)	IB7E30	I <sub>totgas</sub> (%)
37,5	17,3	0,4	17,4	0,3	17,5	0,3	17,4	0,3	17,3	0,3	17,4	0,3
35,0	16,2	0,4	16,3	0,3	16,4	0,3	16,3	0,3	16,2	0,3	16,3	0,3
32,5	15,0	0,4	15,1	0,3	15,3	0,3	15,1	0,3	15,1	0,3	15,1	0,2
30,0	13,8	0,4	13,9	0,2	14,1	0,3	13,9	0,2	13,9	0,2	13,9	0,2
27,5	12,6	0,3	12,7	0,2	12,8	0,2	12,7	0,2	12,7	0,2	12,7	0,2
25,0	11,9	0,4	12,0	0,2	12,2	0,2	12,1	0,2	12,0	0,2	12,0	0,2
22,5	11,1	0,3	11,2	0,2	11,3	0,3	11,4	0,2	11,3	0,2	11,3	0,2
20,0	10,4	0,3	10,4	0,2	10,6	0,2	10,6	0,2	10,6	0,2	10,6	0,2
15,0	9,6	0,3	9,7	0,2	9,9	0,2	9,9	0,2	9,9	0,2	9,9	0,2
10,0	8,7	0,3	8,9	0,2	9,0	0,3	9,0	0,3	9,1	0,2	9,1	0,2
5,0	8,0	0,4	8,1	0,2	8,3	0,2	8,3	0,3	8,3	0,2	8,4	0,2
0,0	7,3	0,3	7,3	0,2	7,6	0,3	7,7	0,3	7,8	0,2	7,7	0,2

**Tabela C.59 – Emissões de THC (ppm)**

CARGA NOMINAL (kW)	IB7E5	I <sub>totgas</sub> (%)	IB7E10	I <sub>totgas</sub> (%)	IB7E15	I <sub>totgas</sub> (%)	IB7E20	I <sub>totgas</sub> (%)	IB7E25	I <sub>totgas</sub> (%)	IB7E30	I <sub>totgas</sub> (%)
37,5	646	24	556	6	1095	78	1723	62	1580	17	2280	56
35,0	562	6	1130	29	1527	58	1845	39	2110	30	2685	62
32,5	700	18	1024	14	1381	52	1722	41	2145	27	2410	65
30,0	582	19	916	15	1160	42	1452	28	1702	38	2240	47
27,5	574	30	773	17	974	28	1237	13	1492	30	1723	46
25,0	547	41	743	10	899	22	1112	35	1389	46	1542	35
22,5	533	31	730	9	852	16	1039	26	1258	58	1410	34
20,0	520	20	696	10	790	11	971	34	1158	64	1269	32
15,0	519	23	671	18	738	10	913	34	1078	81	1159	35
10,0	546	36	653	24	719	13	861	34	1022	88	1075	30
5,0	612	33	666	33	710	16	833	35	987	94	994	24
0,0	660	30	695	38	735	21	841	40	979	111	959	22

**Tabela C.60 – Emissões de NO (ppm)**

CARGA NOMINAL (kW)	IB7E5	I <sub>totgas</sub> (%)	IB7E10	I <sub>totgas</sub> (%)	IB7E15	I <sub>totgas</sub> (%)	IB7E20	I <sub>totgas</sub> (%)	IB7E25	I <sub>totgas</sub> (%)	IB7E30	I <sub>totgas</sub> (%)
37,5	74	8	85	10	55	1	54	4	51	1	46	4
35,0	120	11	106	15	81	2	81	2	73	1	68	3
32,5	164	10	159	15	128	5	125	2	112	2	107	2
30,0	264	5	241	14	206	5	197	5	181	5	169	4
27,5	378	11	348	15	308	6	291	7	270	4	254	6
25,0	448	18	417	14	381	8	359	7	335	6	318	9
22,5	522	23	488	15	457	9	434	8	413	7	359	20
20,0	590	27	555	16	535	8	509	11	488	7	460	10
15,0	645	31	614	13	604	9	577	10	563	8	530	9
10,0	685	31	668	13	662	10	639	12	630	9	602	12
5,0	710	29	714	11	711	10	687	11	687	10	669	14
0,0	709	30	725	12	729	11	712	12	727	11	716	17

**Tabela C.61 – Emissões de NO<sub>x</sub> (ppm)**

CARGA NOMINAL (kW)	IB7E5	I <sub>totgas</sub> (%)	IB7E10	I <sub>totgas</sub> (%)	IB7E15	I <sub>totgas</sub> (%)	IB7E20	I <sub>totgas</sub> (%)	IB7E25	I <sub>totgas</sub> (%)	IB7E30	I <sub>totgas</sub> (%)
37,5	185	3	188	9	170	9	154	11	167	7	164	3
35,0	251	5	232	15	217	8	201	17	209	9	207	8
32,5	309	5	304	18	283	9	260	25	264	15	265	14
30,0	417	9	400	23	372	9	344	29	347	22	341	20
27,5	537	20	518	30	482	11	445	33	440	25	440	21
25,0	609	27	590	33	554	9	512	34	509	26	511	18
22,5	684	32	667	41	633	12	584	35	591	23	587	13
20,0	754	37	739	45	709	16	658	39	673	14	670	10
15,0	809	39	799	43	779	20	723	38	750	12	746	15
10,0	847	38	853	43	836	20	783	41	818	13	824	19
5,0	867	36	895	38	884	18	829	40	877	13	889	18
0,0	862	37	904	38	900	20	855	41	911	13	934	15

**Tabela C.62 – Emissões de CO<sub>2</sub> (g/kW.h)**

CARGA NOMINAL (kW)	IB7E5	I <sub>totgas</sub> (g/kW.h)	IB7E10	I <sub>totgas</sub> (g/kW.h)	IB7E15	I <sub>totgas</sub> (g/kW.h)	IB7E20	I <sub>totgas</sub> (g/kW.h)	IB7E25	I <sub>totgas</sub> (g/kW.h)	IB7E30	I <sub>totgas</sub> (g/kW.h)
37,5	564	11	568	11	548	8	548	13	539	9	542	9
35,0	569	14	563	11	549	8	554	13	546	9	547	9
32,5	566	13	558	10	547	9	555	11	548	8	547	9
30,0	562	13	561	9	545	9	555	12	552	9	546	8
27,5	568	12	563	8	551	8	556	12	550	9	549	8
25,0	573	13	560	8	550	10	560	11	554	9	550	9
22,5	580	14	566	9	557	8	568	12	560	9	559	9
20,0	596	14	577	9	573	12	577	12	570	10	566	9
15,0	649	19	637	10	630	12	633	12	628	13	622	10
10,0	774	26	764	12	755	13	752	15	751	17	737	14
5,0	1175	44	1151	23	1138	24	1139	30	1139	35	1115	26

**Tabela C.63 – Emissões de CO (g/kW.h)**

CARGA NOMINAL (kW)	IB7E5	I <sub>totgas</sub> (g/kW.h)	IB7E10	I <sub>totgas</sub> (g/kW.h)	IB7E15	I <sub>totgas</sub> (g/kW.h)	IB7E20	I <sub>totgas</sub> (g/kW.h)	IB7E25	I <sub>totgas</sub> (g/kW.h)	IB7E30	I <sub>totgas</sub> (g/kW.h)
37,5	2.54	0.12	3.00	0.04	3.27	0.08	3.66	0.15	3.88	0.06	4.22	0.07
35,0	2.11	0.03	2.78	0.06	3.20	0.06	3.87	0.15	4.26	0.06	4.83	0.11
32,5	1.76	0.08	2.79	0.05	3.44	0.06	4.21	0.17	4.78	0.08	5.64	0.11
30,0	1.68	0.04	3.06	0.05	3.64	0.06	4.67	0.15	5.41	0.13	6.52	0.15
27,5	1.83	0.05	3.34	0.05	4.15	0.06	5.30	0.18	6.26	0.24	7.71	0.23
25,0	2.12	0.03	3.90	0.06	4.94	0.07	6.28	0.16	7.58	0.24	9.35	0.28
22,5	2.62	0.11	4.46	0.10	5.94	0.11	7.67	0.20	9.62	0.21	11.38	0.32
20,0	3.44	0.05	5.54	0.11	7.59	0.15	9.43	0.23	11.58	0.30	13.73	0.39
15,0	5.00	0.12	8.50	0.17	11.15	0.30	13.52	0.36	15.65	0.23	19.67	0.50
10,0	8.75	0.35	12.43	0.36	16.64	0.59	19.73	0.58	23.03	0.40	26.15	0.45
5,0	15.24	0.58	22.22	0.76	28.84	1.17	32.39	0.76	35.89	0.52	42.77	0.61

**Tabela C.64 – Emissões de O<sub>2</sub> (g/kW.h)**

CARGA NOMINAL (kW)	IB7E5	I <sub>totgas</sub> (g/kW.h)	IB7E10	I <sub>totgas</sub> (g/kW.h)	IB7E15	I <sub>totgas</sub> (g/kW.h)	IB7E20	I <sub>totgas</sub> (g/kW.h)	IB7E25	I <sub>totgas</sub> (g/kW.h)	IB7E30	I <sub>totgas</sub> (g/kW.h)
37,5	324	11	324	11	336	12	338	13	347	8	344	8
35,0	376	17	378	10	392	9	391	14	397	8	400	8
32,5	442	17	448	10	455	13	460	13	466	8	468	9
30,0	523	19	527	12	541	13	544	13	546	10	547	10
27,5	618	18	616	12	629	13	631	14	635	11	635	11
25,0	730	21	724	12	733	17	744	16	743	12	746	13
22,5	867	26	860	18	875	16	876	18	876	15	876	14
20,0	1039	27	1025	19	1041	20	1035	19	1038	17	1042	17
15,0	1479	42	1485	24	1512	28	1495	26	1497	24	1501	24
10,0	2428	61	2444	42	2482	42	2424	42	2433	42	2435	40
5,0	5128	130	5237	100	5298	104	5177	95	5183	90	5185	95

**Tabela C.65 – Emissões de THC (g/kW.h)**

CARGA NOMINAL (kW)	IB7E5	I <sub>totgas</sub> (g/kW.h)	IB7E10	I <sub>totgas</sub> (g/kW.h)	IB7E15	I <sub>totgas</sub> (g/kW.h)	IB7E20	I <sub>totgas</sub> (g/kW.h)	IB7E25	I <sub>totgas</sub> (g/kW.h)	IB7E30	I <sub>totgas</sub> (g/kW.h)
37,5	1,28	0,06	1,36	0,07	1,43	0,04	1,64	0,08	1,92	0,22	1,89	0,04
35,0	1,27	0,07	1,38	0,07	1,47	0,03	1,74	0,07	2,07	0,20	2,09	0,05
32,5	1,22	0,08	1,45	0,05	1,60	0,03	1,94	0,08	2,31	0,20	2,44	0,07
30,0	1,25	0,06	1,62	0,04	1,78	0,02	2,22	0,08	2,63	0,20	2,83	0,09
27,5	1,37	0,05	1,82	0,03	2,06	0,03	2,56	0,09	3,06	0,17	3,36	0,09
25,0	1,54	0,09	2,08	0,03	2,43	0,05	3,00	0,07	3,65	0,17	4,09	0,10
22,5	1,76	0,13	2,36	0,03	2,85	0,07	3,57	0,11	4,46	0,15	4,96	0,11
20,0	2,08	0,11	2,75	0,06	3,48	0,10	4,44	0,05	5,36	0,11	6,21	0,17
15,0	2,75	0,09	4,33	0,07	5,50	0,20	6,89	0,13	8,08	0,18	10,66	0,22
10,0	4,99	0,13	7,30	0,10	9,88	0,37	12,19	0,29	15,27	0,19	17,10	0,46
5,0	7,86	0,08	16,01	0,41	21,71	0,82	25,91	0,54	29,71	0,42	37,74	0,87

**Tabela C.66 – Emissões de NO (g/kW.h)**

CARGA NOMINAL (kW)	IB7E5	I <sub>totgas</sub> (g/kW.h)	IB7E10	I <sub>totgas</sub> (g/kW.h)	IB7E15	I <sub>totgas</sub> (g/kW.h)	IB7E20	I <sub>totgas</sub> (g/kW.h)	IB7E25	I <sub>totgas</sub> (g/kW.h)	IB7E30	I <sub>totgas</sub> (g/kW.h)
37,5	3,21	0,13	3,30	0,06	3,31	0,05	3,22	0,05	3,32	0,05	3,28	0,08
35,0	3,44	0,14	3,43	0,06	3,43	0,05	3,33	0,05	3,35	0,05	3,27	0,07
32,5	3,55	0,16	3,44	0,07	3,42	0,05	3,34	0,06	3,30	0,05	3,17	0,06
30,0	3,60	0,17	3,44	0,07	3,38	0,05	3,27	0,06	3,19	0,05	3,01	0,05
27,5	3,60	0,16	3,37	0,09	3,24	0,05	3,12	0,07	2,99	0,04	2,83	0,06
25,0	3,50	0,15	3,23	0,10	3,03	0,06	2,91	0,06	2,78	0,05	2,42	0,14
22,5	3,35	0,14	3,07	0,10	2,80	0,06	2,67	0,06	2,50	0,04	2,37	0,07
20,0	3,18	0,09	2,88	0,12	2,56	0,05	2,42	0,06	2,26	0,03	2,13	0,05
15,0	2,89	0,06	2,65	0,16	2,27	0,05	2,17	0,05	2,00	0,05	1,87	0,04
10,0	2,71	0,16	2,64	0,25	2,12	0,08	2,05	0,04	1,85	0,03	1,76	0,02
5,0	3,90	0,36	3,47	0,48	2,66	0,06	2,64	0,08	2,37	0,04	2,20	0,09

**Tabela C.67 – Emissões de NO<sub>x</sub> (g/kW.h)**

CARGA NOMINAL (kW)	IB7E5	I <sub>totgas</sub> (g/kW.h)	IB7E10	I <sub>totgas</sub> (g/kW.h)	IB7E15	I <sub>totgas</sub> (g/kW.h)	IB7E20	I <sub>totgas</sub> (g/kW.h)	IB7E25	I <sub>totgas</sub> (g/kW.h)	IB7E30	I <sub>totgas</sub> (g/kW.h)
37,5	4,3	0,2	4,5	0,2	4,5	0,1	4,2	0,2	4,6	0,1	4,8	0,1
35,0	4,6	0,2	4,8	0,2	4,7	0,1	4,4	0,2	4,8	0,1	4,9	0,1
32,5	4,8	0,2	4,9	0,2	4,8	0,1	4,5	0,2	4,8	0,1	5,0	0,1
30,0	5,0	0,2	5,0	0,3	4,9	0,1	4,5	0,2	4,8	0,1	4,9	0,1
27,5	5,1	0,3	5,1	0,3	4,9	0,1	4,5	0,3	4,7	0,1	4,8	0,1
25,0	5,2	0,2	5,0	0,3	4,8	0,1	4,5	0,3	4,6	0,2	4,8	0,1
22,5	5,2	0,2	5,0	0,3	4,8	0,1	4,4	0,3	4,5	0,2	4,6	0,2
20,0	5,2	0,2	5,0	0,3	4,8	0,1	4,4	0,3	4,4	0,3	4,5	0,2
15,0	5,5	0,1	5,3	0,3	5,1	0,1	4,6	0,4	4,8	0,3	4,8	0,3
10,0	6,4	0,1	6,3	0,4	6,1	0,2	5,5	0,5	5,7	0,3	5,7	0,3
5,0	10,4	0,2	9,8	0,6	9,5	0,4	8,6	0,7	9,2	0,4	9,2	0,3

**Tabela C.68- Razão NO/NO<sub>x</sub> nas emissões com injeção indireta de etanol (%)**

CARGA NOMINAL (kW)	IB7E5	I <sub>totgas</sub> (%)	IB7E10	I <sub>totgas</sub> (%)	IB7E15	I <sub>totgas</sub> (%)	IB7E20	I <sub>totgas</sub> (%)	IB7E25	I <sub>totgas</sub> (%)	IB7E30	I <sub>totgas</sub> (%)
5,0	75	4	73	3	74	2	77	4	72	2	68	75
10,0	75	4	72	3	73	2	76	4	70	1	67	75
15,0	73	5	70	4	71	2	74	4	69	1	64	73
20,0	72	5	69	4	69	2	72	4	66	1	62	72
22,5	70	5	66	4	67	2	69	4	63	2	59	70
25,0	68	4	64	4	63	2	65	4	60	3	51	68
27,5	65	4	61	4	59	2	60	4	56	3	52	65
30,0	61	3	57	4	54	2	55	4	51	3	47	61
32,5	53	2	50	4	45	2	47	4	42	3	39	53
35,0	42	3	42	5	35	2	38	4	33	2	31	42
37,5	38	4	35	5	28	1	31	3	26	1	24	38



## APÊNDICE D – ANÁLISE DE INCERTEZAS DE MEDIÇÕES

O Inmetro (1999) descreve a incerteza de medição como o parâmetro associado ao resultado de uma medição, que caracteriza a dispersão dos valores que podem ser razoavelmente atribuídos ao mensurando. Mensurandos são as grandezas particulares submetidas à medição. Neste trabalho, para cada condição de operação do motor foram executados três ensaios (variação da carga e do combustível). Os resultados foram trabalhados com valores médios e incertezas das leituras das grandezas estudadas. O valor médio das medições é determinado por (HOMAN, 1944):

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \quad \therefore \quad \bar{x} = \frac{x_1 + x_2 + x_3}{3} \quad (\text{D. 1})$$

onde:

$\bar{x}$  = média dos resultados;

$x_i$  = resultado do teste  $i$ ;

$n$  = número de testes realizados (neste trabalho foram realizados três para cada condição).

Kline e McClintok (1953) afirmam que a incerteza de um resultado é influenciada pelas incertezas das variáveis independentes que compõe esse resultado. A incerteza relacionada com os desvios padrão de cada um dos testes realizados é determinada pela associação desses desvios, conforme:

$$\sigma_{\text{média}} = \sqrt{\left(\frac{1}{3}\sigma_1\right)^2 + \left(\frac{1}{3}\sigma_2\right)^2 + \left(\frac{1}{3}\sigma_3\right)^2} \quad (\text{D. 2})$$

onde:

$\sigma_1$  = desvio padrão do teste 1 (%);

$\sigma_2$  = desvio padrão do teste 2 (%);

$\sigma_3$  = desvio padrão do teste 3 (%);

$\sigma_{\text{média}}$  = desvio padrão médio (%).

### Incerteza das medidas dos termopares

Para determinar a temperatura a partir dos termopares, a seguinte equação foi utilizada (JUSTINO, 2012):

$$T_{tp} = 100V_{tp} \quad (D.3)$$

onde:

$T_{tp}$  = temperatura medida pelo termopar (°C);

$V_{tp}$  = tensão gerada pelo sistema de medição de temperatura (mV).

A incerteza total do sistema de medição de temperatura por termopares é dada por:

$$I_{tottp} = \sqrt{\left(\frac{\partial T_{tp}}{\partial V_{tp}} I_{Vtp}\right)^2 + (I_{cal})^2 + (I_{média})^2} \quad (D.4)$$

onde:

$I_{tottp}$  = incerteza total do sistema de medição de temperatura por termopares (%);

$I_{Vtp}$  = incerteza da tensão do sistema de medição de temperatura (%);

$I_{cal}$  = incerteza da calibração (%);

$I_{média}$  = incertezas dos testes (%).

Desenvolvendo o termo  $\frac{\partial T_{tp}}{\partial V_{tp}} I_{Vtp}$ :

$$I_{tottp} = \sqrt{(100I_{Vtp})^2 + (I_{cal})^2 + (I_{média})^2} \quad (D.5)$$

O sistema de medição de temperaturas por termopares é constituído pelos componentes mostrados pela Figura D.1. O termo  $I_{Vtp}$  está relacionado com as incertezas do termopar, do filtro analógico passa-baixas, do condicionador de sinais e da placa de aquisição de dados, logo:

$$I_{Vtp} = \sqrt{(I_{termopar})^2 + (I_{cond})^2 + (I_{filtro})^2 + (I_{A/D})^2} \quad (D.6)$$

onde:

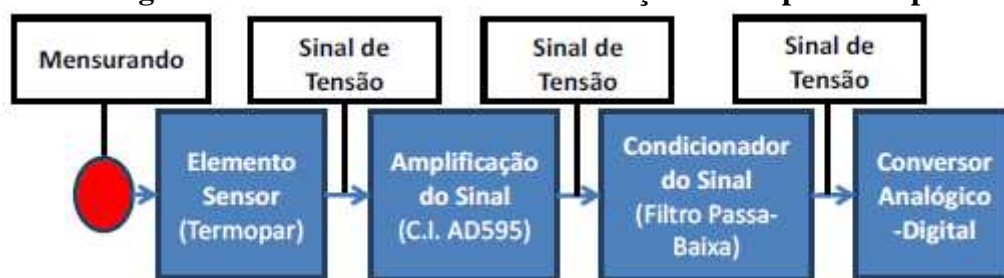
$I_{termopar}$  = incerteza do termopar (%);

$I_{filtro}$  = incerteza do filtro passa-baixas (%);

$I_{cond}$  = incerteza do condicionador de sinais (%);

$I_{A/D}$  = incerteza da placa de aquisição de dados (%).

**Figura D.1 - Diagrama em blocos do sistema de medição de temperatura por termopares**



Fonte: JUSTINO, 2012

A Tabela D.1 mostra os valores dos termos para cada termopar utilizado:

**Tabela D.1 - Parâmetro de cálculo das incertezas dos termopares**

Parâmetro	Termopar 1 (Admissão)	Termopar 2 (Entrada de ar)	Termopar 3 (Exaustão)	Termopar 4 (óleo do cárter)
$I_{cal}$ (%)	3,2750	1,4000	0,8000	4,2000
$I_{termopar}$ (%)	0,0125	0,0125	0,0125	0,0125
$I_{filtro}$ (%)	0,0100	0,0100	0,0100	0,0100
$I_{cond}$ (%)	0,0300	0,0300	0,0300	0,0300
$I_{A/D}$ (%)	0,0050	0,0050	0,0050	0,0050

Fonte: Própria do Autor

### Incerteza das medidas dos termorresistores

Para determinar a temperatura a partir dos termorresistores, a seguinte equação foi utilizada (JUSTINO, 2012):

$$T_{tr} = 33,48V_{tr} - 37,5 \quad (D.7)$$

onde:

$T_{tr}$  = temperatura medida pelo termorresistor (°C);

$V_{tr}$  = tensão gerada pelo sistema de medição de temperatura (mV).

A incerteza total do sistema de medição de temperatura por termorresistores é dada por:

$$I_{tottr} = \sqrt{\left(\frac{\partial T_{tr}}{\partial V_{tr}} I_{Vtr}\right)^2 + (I_{cal})^2 + (\sigma_{média})^2} \quad (D.8)$$

Onde:

$I_{tottr}$  = incerteza total do sistema de medição de temperatura termorresistores (%);

$I_{Vtr}$  = incerteza da tensão do sistema de medição de temperatura (%).

Desenvolvendo o termo  $\frac{\partial T_{tr}}{\partial V_{tr}} I_{Vtr}$ :

$$I_{tottr} = \sqrt{(100I_{Vtr})^2 + (I_{cal})^2 + (\sigma_{média})^2} \quad (D.9)$$

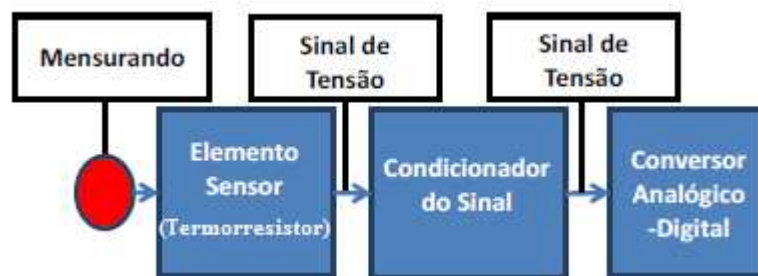
O sistema de medição de temperaturas por termorresistores é constituído pelos componentes mostrados na Figura D.2. O termo  $I_{Vtr}$  está relacionado com as incertezas do termorresistor, do condicionador de sinais e da placa de aquisição de dados, logo:

$$I_{Vtr} = \sqrt{(I_{termor})^2 + (I_{cond})^2 + (I_{A/D})^2} \quad (D.10)$$

onde:

$I_{termor}$  = incerteza do termorresistor (%).

**Figura D.2 - Diagrama em blocos do sistema de medição de temperatura por termorresistores**



Fonte: Adaptado JUSTINO, 2012

A Tabela D.2 mostra os valores dos termos para cada termorresistor utilizado:

**Tabela D.2 - Parâmetro de cálculo das incertezas dos termorresistores**

Parâmetro	Termorresistor 1 (Óleo diesel)	Termorresistor 2 (Entrada sistema de arrefecimento)	Termorresistor 3 (Saída sistema arrefecimento)
$I_{cal}$ (%)	0,72000	0,68000	0,79000
$I_{termor}$ (%)	0,00125	0,00125	0,00125
$I_{cond}$ (%)	0,00250	0,00250	0,00250
$I_{A/D}$ (%)	0,00500	0,00500	0,00500

Fonte: Própria do Autor

### Incerteza das medidas de potência

A incerteza total para as medidas de potência é dada por:

$$I_{totpot} = \sqrt{(I_{pot})^2 + (\sigma_{média})^2} \quad (D.11)$$

Onde:

$I_{totpot}$  = incerteza total das medidas de potência (%);

$I_{tpupd}$  = incerteza da potência medida pelo UPD-200 (%).

A Tabela D.3 mostra os valores dos termos utilizados para cálculo das incertezas das medidas de potência:

**Tabela D.3 - Parâmetro de cálculo das incertezas das medidas de potência**

Parâmetro	UPD - 200
$I_{tpupd}$ (%)	1

Fonte: Própria do Autor

### Incerteza das medidas do termohigrômetro

A incerteza total para as medidas de umidade relativa é dada por:

$$I_{totur} = \sqrt{(I_{thur})^2 + (\sigma_{média})^2} \quad (D.12)$$

Onde:

$I_{totur}$  = incerteza total das medidas de umidade relativa (%);

$I_{thur}$  = incerteza da medida de umidade relativa pelo termohigrômetro (%).

A incerteza total para as medidas de temperatura de entrada de ar pelo termohigrômetro é dada por:

$$I_{totear} = \sqrt{(I_{tht})^2 + (\sigma_{média})^2} \quad (D.13)$$

onde:

$I_{totear}$  = incerteza total das medidas de entrada de ar (%);

$I_{tht}$  = incerteza da medida de temperatura pelo termohigrômetro (%).

A Tabela D.4 mostra os valores dos termos utilizados para cálculo das incertezas das medidas de potência:

**Tabela D.4 - Parâmetros de cálculo das incertezas das medidas umidade relativa do ar**

Parâmetro	Valor
$I_{thur}$ (%)	2,5
$I_{tht}$ (°C)	0,35

Fonte: Própria do Autor

### **Incerteza das medidas de vazão mássica de ar**

A vazão mássica do ar admitido pelo motor é obtida por uma placa de orifício, através de:

$$\dot{m}_{ar} = \alpha_1 \varepsilon \frac{\pi}{4} d_2^2 \sqrt{2\rho_1(p_1 - p_2)} \quad (D.14)$$

Onde:

$d_2$  = diâmetro do orifício (m);

$p_1$  = pressão do fluido na entrada do orifício (Pa);

$p_2$  = pressão do fluido na saída do orifício (Pa);

$\alpha_1$  - coeficiente de descarga da placa de orifício (adimensional);

$\varepsilon$  - fator de expansão do escoamento (adimensional);

$\rho_1$  - massa específica do fluido na entrada do orifício ( $\text{kg/m}^3$ ).

A incerteza total para as medidas de vazão mássica de ar é dada por:

$$I_{totmar} = \sqrt{(I_{\dot{m}_{ar}})^2 + (\sigma_{média})^2} \quad (\text{D.15})$$

onde:

$I_{totmar}$  = incerteza total da vazão mássica de ar (%);

$I_{\dot{m}_{ar}}$  = incerteza da vazão mássica de ar (%).

O termo  $I_{\dot{m}_{ar}}$  é influenciado pelas incertezas da massa específica e das leituras de pressão (JUSTINO, 2012), logo:

$$I_{\dot{m}_{ar}} = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{m}_{ar}}{\partial \rho_1} I_{\rho_1}\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}_{ar}}{\partial (P_1 - P_2)} I_{(P_1 - P_2)}\right)^2} \quad (\text{D.16})$$

onde:

$I_{\rho_1}$  = Incerteza da medida de massa específica à montante da placa de orifício (%)

$I_{(P_1 - P_2)}$  = incerteza da medida da diferença das pressões à montante e à jusante da placa de orifício (%)

A incerteza  $I_{\rho_1}$  é influenciada pelas incertezas da temperatura de entrada e da diferença das pressões à montante e à jusante da placa de orifício, conforme:

$$I_{\rho_1} = \sqrt{(I_{(P_1 - P_2)})^2 + (I_{T_{entar}})^2} \quad (\text{D.17})$$

Onde:

$I_{T_{entar}}$  = incerteza da medida da temperatura de entrada de ar (%).

Derivando  $\dot{m}_{ar}$  em relação à  $\rho_1$  e  $(P_1 - P_2)$  obtém-se:

$$I_{\dot{m}_{ar}} = \sqrt{[(2\rho_1(P1 - P2))^{1/2}(P1 - P2)I_{\rho_1}]^2 + [(2\rho_1(P1 - P2))^{1/2}\rho_1 I_{P1-P2}]^2} \quad (D.18)$$

### **Incerteza das medidas de consumo de combustível**

Os consumos de óleo diesel, etanol e das misturas de óleo diesel e etanol foram medidos por balanças e determinados por:

$$\dot{m}_f = \frac{3600(m_i - m_f)}{(t_f - t_i)} \quad (D.19)$$

onde:

$\dot{m}_f$  = vazão mássica de combustível (kg/h);

$m_i$  = massa inicial de combustível no tanque (kg);

$m_f$  = massa final de combustível no tanque (kg);

$t_i$  = tempo inicial (s);

$t_f$  = tempo final (s).

A incerteza total para as medidas de vazão mássica de combustível por:

$$I_{totmf} = \sqrt{(I_{\dot{m}_f})^2 + (\sigma_{média})^2} \quad (D.20)$$

onde:

$I_{totmf}$  = incerteza total da vazão mássica de combustível (%);

$I_{\dot{m}_f}$  = incerteza associada à equação da vazão mássica de combustível (%).

A incerteza  $I_{\dot{m}_f}$  é influenciada pelas incertezas dos valores de  $m_i$ ,  $m_f$ ,  $t_i$  e  $t_f$  obtidos,

logo:

$$I_{\dot{m}_c} = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{m}_f}{\partial m_i} I_{m_i}\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}_f}{\partial m_f} I_{m_f}\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}_f}{\partial t_f} I_{t_f}\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}_f}{\partial t_i} I_{t_i}\right)^2} \quad (D.21)$$

onde:

$I_{m_i}$  = incerteza da medida de massa inicial (%);

$I_{m_f}$  = incerteza da medida de massa final (%);

$I_{t_i}$  = incerteza da medida de tempo inicial (%);

$I_{t_f}$  = incerteza da medida de tempo final (%).

Resultando em:

$$I_{\dot{m}_c} = \sqrt{\left(\frac{3600}{(t_f - t_i)} I_{m_i}\right)^2 + \left(\frac{3600}{(t_f - t_i)} I_{m_f}\right)^2 + \left(\frac{3600 t_i (m_i - m_f)}{(t_f - t_i)} I_{t_i}\right)^2 + \left(\frac{3600 t_f (m_i - m_f)}{(t_f - t_i)} I_{t_f}\right)^2} \quad (\text{D.22})$$

### **Incerteza das medidas de consumo específico de combustível**

A equação que determina o valor do consumo específico de combustível normalizado é dada por:

$$sfc = \frac{\dot{m}_f}{P_b} \quad (\text{D.23})$$

A incerteza total para as medidas do consumo específico é dada conforme:

$$I_{totSFC} = \sqrt{(I_{sfc})^2 + (\sigma_{média})^2} \quad (\text{D.24})$$

onde:

$I_{totSFC}$  = incerteza total do consumo específico de combustível (%);

$I_{sfc}$  = incerteza associada à equação do consumo específico de combustível (%).

A incerteza do consumo específico é influenciada pelas incertezas do consumo de combustível e pela potência, conforme:

$$I_{sfc_n} = \sqrt{\left(\frac{\partial sfc_r}{\partial m_f} I_{totmf}\right)^2 + \left(\frac{\partial sfc_r}{\partial P_B} I_{totpot}\right)^2} \quad (\text{D.25})$$

Chegando em:

$$I_{sfc} = \sqrt{\left(\frac{1}{P_B} I_{totmf}\right)^2 + \left(\frac{m_f}{P_B^2} I_{totpot}\right)^2} \quad (D.26)$$

### **Incerteza das medidas eficiência térmica do motor**

A equação que determina o valor da eficiência térmica é dada por:

$$\eta_t = \frac{3600 \cdot P_b}{\dot{m}_f \cdot PCI} \quad (D.27)$$

A incerteza total para as medidas da eficiência térmica é dada conforme:

$$I_{tot\eta_t} = \sqrt{(I_{\eta_t})^2 + (\sigma_{média})^2} \quad (D.28)$$

onde:

$I_{tot\eta_t}$  = incerteza total da eficiência térmica (%);

$I_{\eta_t}$  = incerteza associada à equação da eficiência térmica (%).

A incerteza da eficiência térmica é influenciada pelas incertezas do consumo de combustível e pela potência, conforme:

$$I_{\eta_{t,r}} = \sqrt{\left(\frac{\partial \eta_{t,r}}{\partial m_f} I_{totmf}\right)^2 + \left(\frac{\partial \eta_{t,r}}{\partial P_B} I_{totpot}\right)^2} \quad (D.29)$$

Chegando em:

$$I_{\eta_{t,r}} = \sqrt{\left(\frac{3600 \cdot P_B}{\dot{m}_f^2 \cdot PCI} I_{totmf}\right)^2 + \left(\frac{3600}{\dot{m}_f \cdot PCI} I_{totpot}\right)^2} \quad (D.30)$$

### **Incerteza das medidas gases de exaustão**

A incerteza total para as medidas dos gases de exaustão é dada por:

$$I_{totgas} = \sqrt{(I_{gas})^2 + (\sigma_{media})^2} \quad (D.31)$$

onde:

$I_{totgas}$  = incerteza total das medidas do componente do gás de exaustão (%);

$I_{gas}$  = incerteza do equipamento para o gás de exaustão medido (%).

A incerteza do analisador de gases *California Analytical Models (CAI) Model 600* para cada componente do gás de exaustão analisado é calculada conforme:

$$I_{gas} = \sqrt{(I_{res.})^2 + (I_{lin.})^2 + (I_{rep.})^2} \quad (D.32)$$

$I_{res.}$  = incerteza relacionada à resolução do equipamento (%);

$I_{lin.}$  = incerteza relacionada à linearidade de leitura do equipamento (%);

$I_{rep.}$  = incerteza relacionada à repetibilidade de leitura do equipamento (%).

A Tabela D.5 mostra os dados utilizados para cada componente:

**Tabela D.5 - Parâmetro de cálculo das incertezas das medidas umidade relativa do ar**

Componente	Resolução	Linearidade (%)	Repetibilidade (%)
CO <sub>2</sub>	0,01 %	1,00	1,00
CO	1,00 ppm	1,00	1,00
O <sub>2</sub>	0,10 %	1,00	1,00
THC	1,00 ppm	1,00	0,50
NO	1,00 ppm	1,00	1,00
NO <sub>x</sub>	1,00 ppm	1,00	1,00

Fonte: Dados de Pesquisa

Foram apresentados, também, resultados de emissões específicas, calculadas conforme:

$$C_c(g/kW.h) = C_c(ppm) \cdot (\dot{m}_{ar} + \dot{m}_f) \cdot \frac{\rho_{C_c}}{\rho_e} \cdot \frac{1}{P_b} \quad (D.33)$$

A incerteza total para as medidas de emissão específica é dada por:

$$I_{C_c} = \sqrt{\left(\frac{\partial C_c}{\partial C_{c(ppm)}} I_{totgas}\right)^2 + \left(\frac{\partial C_c}{\partial \dot{m}_{ar}} I_{totmar}\right)^2 + \left(\frac{\partial C_c}{\partial \dot{m}_f} I_{totmf}\right)^2 + \left(\frac{\partial C_c}{\partial P_b} I_{totpot}\right)^2} \quad (D.34)$$

onde:

$I_{C_c}$  = incerteza total das emissões específicas (%).

Sendo, as derivadas parciais dadas por:

$$\frac{\partial C_c}{\partial I_{totgas}} = (\dot{m}_{ar} + \dot{m}_f) \cdot \frac{\rho_{C_c}}{\rho_e} \cdot \frac{1}{P_b} \quad (D.35)$$

$$\frac{\partial C_c}{\partial \dot{m}_{ar}} = C_c(ppm) \cdot \frac{\rho_{C_c}}{\rho_e} \cdot \frac{1}{P_b} \quad (D.36)$$

$$\frac{\partial C_c}{\partial \dot{m}_f} = C_c(ppm) \cdot \frac{\rho_{C_c}}{\rho_e} \cdot \frac{1}{P_b} \quad (D.37)$$

$$\frac{\partial C_c}{\partial P_b} = C_c(ppm) \cdot (\dot{m}_{ar} + \dot{m}_f) \cdot \frac{\rho_{C_c}}{\rho_e} \cdot \frac{1}{P_b^2} \times 10^{-6} \quad (D.38)$$

### **Incerteza das medidas da pressão na câmara de combustão**

Para determinar a pressão na câmara de combustão, a seguinte equação foi utilizada:

$$P_C = V_P \quad (D.39)$$

onde:

$P_C$  = pressão medida pelo sensor de pressão (bar);

$V_P$  = tensão gerada pelo sistema de medição de pressão (V).

A incerteza total do sistema de medição de pressão é dada por:

$$I_{tottp} = \sqrt{\left(\frac{\partial P_C}{\partial V_P} I_{VP}\right)^2 + (\sigma_{media})^2} \quad (D.40)$$

onde:

$I_{totP}$  = incerteza total do sistema de medição de pressão (%);

$I_{VP}$  = incerteza da tensão do sistema de medição de pressão (%);

Desenvolvendo o termo  $\frac{\partial P_C}{\partial V_P} I_{VP}$ :

$$I_{totP} = \sqrt{(I_{VP})^2 + (\sigma_{média})^2} \quad (D.41)$$

O termo  $I_{Vtp}$  está relacionado com as incertezas do sensor de pressão, do condicionador de sinais e da placa de aquisição de dados, logo:

$$I_{Vtp} = \sqrt{(I_{transdutorP})^2 + (I_{condP})^2 + (I_{A/D})^2} \quad (D.42)$$

onde:

$I_{transdutorP}$  = incerteza do transdutor de pressão (%);

$I_{condP}$  = incerteza do condicionador de sinais do transdutor de pressão (%).

A Tabela D.6 mostra os valores dos termos para determinar a incerteza do transdutor de pressão.

**Tabela D.6 - Parâmetro de cálculo das incertezas do transdutor de pressão**

Parâmetro	Valor (%)
$I_{transdutorP}$	0,5
$I_{condP}$	0,2
$I_{A/D}$	0,005

**Fonte: Própria do Autor**