

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

AVALIAÇÃO DO USO DE ETANOL HIDRATADO E ALTAMENTE HIDRATADO
PELO MÉTODO DA FUMIGAÇÃO COMO COMBUSTÍVEL EM MOTORES DE
IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO MONOCILÍNDRICOS

por

Josimar Souza Rosa

Tese para obtenção do Título de
Doutor em Engenharia Mecânica

Porto Alegre, Junho de 2019

AVALIAÇÃO DO USO DE ETANOL HIDRATADO E ALTAMENTE HIDRATADO
PELO MÉTODO DA FUMIGAÇÃO COMO COMBUSTÍVEL EM MOTORES DE
IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO MONOCILÍNDRICOS

por

Josimar Souza Rosa
Mestre em Engenharia Mecânica

Tese submetida ao Corpo Docente do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica,
PROMEC, da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como
parte dos requisitos necessários para a obtenção do Título de

Doutor em Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Fenômenos de Transporte

Orientador: Prof. Dr. Luiz Alberto Oliveira Rocha

Aprovada por:

Prof. Dr. Carlos Roberto Altafini..... Universidade de Caxias do Sul

Prof. Dr. Paulo Roberto Wander.....Universidade do Vale do Rio dos Sinos

Prof. Dr. Mario Eduardo Santos Martins.....Universidade Federal de Santa Maria

Prof. Dr. Fernando Marcelo Pereira.....PROMEC/UFRGS

Prof. Dr. Fernando Marcelo Pereira
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 14 de Junho de 2019

RESUMO

Os motores de combustão interna são equipamentos aplicados em diversas áreas, tendo destaque no setor de transporte e na geração de energia elétrica. Desta forma, é necessário que seu uso seja racionalizado e que seu desempenho seja continuamente melhorado, tanto nos aspectos técnicos como ambientais. Neste contexto, esta tese visa contribuir com a literatura na área, avaliando os efeitos do uso do etanol e do etanol com maiores frações de água (até 30% em volume), no comportamento de pequenos motores de ignição por compressão. Neste estudo, para aplicação do etanol, foi empregada a técnica da fumigação, que consiste na injeção do mesmo no coletor de admissão de ar, havendo, desta forma, a pré-mistura com o ar e substituição parcial do óleo diesel que é injetado dentro da câmara de combustão. Dois diferentes motores monocilíndricos foram ensaiados: Agrale M93ID, acoplado a um gerador, e Ricardo Proteus, acoplado a um dinamômetro. Os principais parâmetros utilizados para avaliação foram as eficiências, os consumos de combustíveis, emissões e características do processo de combustão. Os resultados mostraram que há viabilidade técnica do uso do etanol com elevada fração de água pelo método da fumigação, por vezes com eficiências menores do que aquelas apresentadas nos ensaios em condição testemunha. No caso do motor Agrale, para a carga de 5,6 kW (no alternador) a máxima eficiência obtida foi próxima a 24,4% enquanto que para a carga de 7,2 kW foi 24,9%, ambas em condições de substituições intermediárias. Neste mesmo motor, quando usada carga de 7,2 kW, a pressão dentro do cilindro reduziu progressivamente com o aumento da substituição por etanol, chegando a cair 27,6% na condição de maior substituição. Como resultado do aumento da substituição, também foi constatado maior atraso na ignição. No caso do motor Ricardo Proteus, a máxima eficiência indicada obtida foi 44,2% para a condição de menor substituição, quando usado etanol com 15% de água adicional, e o aumento progressivo da substituição proporcionou redução das eficiências. O comportamento da curva de pressão dentro do cilindro mostrou-se afetado pelo ponto de injeção direta, sendo que em elevada substituição, na condição em que o etanol possuía 30% de água adicional e ponto de injeção direta em 326°, chegou ao pico 93,1 bar, enquanto para condição de substituição semelhantes no ponto de injeção direta de 346°, chegou a 76,3 bar.

Palavras-chave: Etanol hidratado; Fumigação; Redução de emissões; Motor de ignição por compressão; Bicombustível.

ABSTRACT

The internal combustion engines are application equipment in several areas, having ample prominence in the transportation sector and electric power generation. In this way, it is necessary that its use is rationalized and that its performance is continuously improved, both in technical and environmental aspects. In this context, this thesis aims to contribute with the literature in the area, evaluating the effects of the use of ethanol and ethanol with higher water fractions (up to 30% by volume), in the behavior of small compression ignition engines. In this study for ethanol application the fumigation technique was employed, which consists of injecting it into the air intake manifold, thus pre-mixing with the air and partially replacing the diesel oil that is injected into the chamber combustion. Two different single-cylinder engines were tested: Agrale M93ID, coupled to a generator, and Ricardo Proteus, coupled to a dynamometer. The main parameters used for evaluation were the efficiencies, the fuel consumptions, emissions and characteristics of the combustion process. The results showed that there is a technical feasibility of the use of ethanol with high fraction of water by the fumigation method, sometimes with smaller efficiencies than those presented in the tests in the control condition. In the case of the Agrale engine, the maximum efficiency obtained was about 24.4% for the load of 5.6 kW (in the alternator), while for the load of 7.2 kW it was 24.9%, both under substitution conditions intermediaries. In this same engine, when the 7.2 kW load was used, the pressure inside the cylinder decreased progressively with the increase of the substitution with ethanol, falling 27.6% in the condition of greater substitution. As a result of increased substitution, a longer ignition delay was also observed. In the case of the Ricardo Proteus engine, the maximum indicated efficiency was 44.2% for the condition in which the ethanol has 15% of additional water (less substitution), and the progressive increase of the substitution provided a reduction of the efficiencies. The behavior of the pressure curve inside the cylinder was affected by the direct injection point, and at high replacement, in the condition that the ethanol had 30% of additional water and direct injection point in 326°, reached the peak 93.1 bar, while for similar replacement condition at the direct injection point of 346°, it reached 76.3 bar.

Keywords: Hydrous ethanol; Fumigation; Emissions reduction; Compression ignition engine; Dual fuel.

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO.....	1
1.1	Motivação.....	1
1.2	Objeto e delimitação de estudo	2
1.3	Objetivos da tese	3
1.4	Organização da tese.....	4
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	6
2.1	Caracterização da combustão em motores de ignição por compressão	6
2.2	Propriedades dos combustíveis	8
2.3	Formação da mistura entre ar e combustível.....	11
2.4	Formação de poluentes durante a combustão	13
2.4.1	Monóxido de carbono	13
2.4.2	Óxidos de nitrogênio	15
2.4.3	Material particulado	16
3	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	18
3.1	Fumigação de etanol hidratado em motores de ignição por compressão.....	18
3.1.1	Eficiência e consumo de combustível.....	28
3.1.2	Características dos produtos da combustão.....	29
3.2	Fumigação de etanol hidratado com elevada parcela de água em motores de ignição por compressão	32
3.2.1	Eficiência e consumo de combustível.....	34
3.2.2	Características dos produtos da combustão.....	34
3.3	A combustão em motores de ignição por compressão bicomcombustível diesel/etanol	35
4	METODOLOGIA GERAL	41
4.1	Grupo Motor-Gerador Agrale	41
4.2	Conjunto motor-dinamômetro.....	42
4.3	Equacionamento para eficiências, consumo específico de combustíveis, frações de substituição, relação ar combustível e estequiometria	44
4.4	Caracterização dos combustíveis utilizados.....	46
4.5	Análise de incerteza experimental	47
4.6	Simbologia para identificação dos ensaios	49
4.7	Condições de testes	49

5	ANÁLISE PRELIMINAR DO USO DO ETANOL COM ELEVADA FRAÇÃO DE ÁGUA	51
5.1	Montagem experimental e instrumentação	51
5.2	Procedimento dos ensaios	54
5.3	Equacionamento	55
5.3.1	Estimativa do consumo de ar	55
5.3.2	Estimativa da temperatura de chama adiabática	56
5.4	Resultados e discussões parciais	57
5.4.1	Eficiência de conversão termoelétrica	58
5.4.2	Consumo específico de combustível.....	60
5.4.3	Opacidade dos gases de exaustão.....	61
5.4.4	Temperatura dos gases na exaustão e excesso de ar	62
5.5	Conclusões parciais	65
6	FUMIGAÇÃO DE ETANOL COM ELEVADA CONCENTRAÇÃO DE ÁGUA EM MOTOR DE IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO: EFEITOS DA RESTRIÇÃO DE AR	67
6.1	Montagem experimental e instrumentação	67
6.2	Procedimento de ensaios	70
6.3	Equacionamento	72
6.3.1	Eficiência volumétrica	72
6.3.2	Emissões específicas de CO e de NO _x	72
6.4	Resultados e discussões parciais	73
6.4.1	Vazão de ar no coletor de admissão.....	74
6.4.2	Temperatura da carga de admissão	78
6.4.3	Eficiência de conversão termoelétrica e consumo específico de combustível.....	80
6.4.4	Temperatura dos gases de exaustão	83
6.4.5	Opacidade dos gases de exaustão.....	85
6.4.6	Emissões de monóxido de carbono	87
6.4.7	Emissões de óxidos de nitrogênio	90
6.5	Conclusões parciais	92
7	ANÁLISE DA COMBUSTÃO EM MOTOR DE IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO OPERANDO COM FUMIGAÇÃO DE ETANOL (MOTOR AGRALE).....	94
7.1	Montagem experimental, instrumentação, aquisição e tratamento de dados.....	94

7.1.1	Tratamento dos dados obtidos através do microcontrolador Arduino	97
7.1.2	Aquisição de dados da curva de pressão dentro do cilindro	99
7.1.3	Tratamento dos dados obtidos para montagem das curvas de pressão	100
7.2	Procedimento dos ensaios e etapas de preparação	103
7.3	Análise dos parâmetros da combustão	104
7.3.1	Taxa de liberação de calor e liberação de calor acumulada	104
7.3.2	Determinação do início e final da combustão, da duração e do atraso da ignição.....	105
7.3.3	Fração mássica queimada de combustível	107
7.4	Análises de parâmetros de desempenho: trabalho líquido, pressão média do ciclo, potência e eficiência indicada	108
7.5	Resultados e discussões parciais	109
7.5.1	Consumo de ar do motor e excesso de ar	110
7.5.2	Análise da pressão durante o ciclo e do trabalho produzido	111
7.5.3	Análise do calor liberado e duração total da combustão.....	116
7.5.4	Análise da fração mássica de combustível queimada e parâmetros correlacionados ...	120
7.5.5	Desempenho do ciclo	123
7.5.6	Desempenho do conjunto motor-gerador.....	126
7.6	Conclusões parciais	128
8	ANÁLISE DA COMBUSTÃO EM MOTOR DE IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO OPERANDO COM FUMIGAÇÃO DE ETANOL E MISTURAS DE ETANOL COM ÁGUA (MOTOR RICARDO).....	130
8.1	Montagem experimental, instrumentação, aquisição e tratamento de dados	130
8.1.1	Aquisição de dados da curva de pressão dentro do cilindro	132
8.2	Procedimento dos ensaios e etapas de preparação	134
8.3	Análise dos parâmetros da combustão	135
8.4	Resultados e discussões para os ângulos de injeção de 341° e 356°.....	136
8.4.1	Análise da pressão durante os ciclos.....	138
8.4.2	Análise do calor liberado e duração total da combustão.....	142
8.4.3	Análise da fração mássica de combustível queimada e parâmetros correlacionados ...	150
8.4.4	Desempenho do motor	153
8.4.5	Emissões de CO e NO _x	155
8.5	Resultados e discussões para os ângulos de injeção de 333° e 326°.....	157
8.5.1	Análise da pressão durante os ciclos.....	158

8.5.2	Análise do calor liberado e duração total da combustão.....	160
8.5.3	Análise da fração mássica de combustível queimada e parâmetros correlacionados ...	163
8.5.4	Desempenho do motor	165
8.5.5	Emissões de CO e NO _x	167
8.6	Conclusões parciais	168
9	CONCLUSÕES GERAIS.....	170
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	174
APÊNDICE A	Equações de incerteza experimental combinada	182
APÊNDICE B	Análise da vazão mássica proporcionada pelo bico injetor de fumigação.....	183
APÊNDICE C	Programa elaborado no EES para estimativa das temperaturas de chamas adiabáticas	186
APÊNDICE D	Calibração do sensor de fluxo mássico de ar (MAF).....	188
APÊNDICE E	Curvas de consumo de combustível.....	191
APÊNDICE F	Calibração do transdutor de pressão Kulite.....	194
APÊNDICE G	Incerteza nas curvas de pressão dentro do cilindro	196
APÊNDICE H	Curvas de liberação de calor acumulada	197
ANEXO I	Laudo de combustíveis	198
ANEXO II	Dados técnicos do transdutor de pressão Kulite	200

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1	Relação entre a energia consumida na desidratação e PCI por volume de destilação [Frias et al., 2007].	2
Figura 1.2	Esquema fundamental da operação por fumigação proposta nesta tese.	3
Figura 2.1	– Curvas demonstrando as fases da combustão em motores de ignição por compressão: (a) taxa de liberação de calor [Adaptado de Heywood, 1988]; (b) pressão em função da posição do pistão [Martins, 2011].	6
Figura 2.2	Comportamento da taxa de liberação de calor: (a) com segundo pico [Adaptado de López et al., 2015]; (b) sem segundo pico [Adaptado de Tsang et al., 2010].	8
Figura 3.1	Diagramas de pressão e liberação de calor coletados na bibliografia: (a) Nour et al., 2017; (b) Jamuwa et al., 2017; (c) Tsang et al., 2010; (d) Jamuwa et al., 2016; (e) Hansdah e Murugan, 2014; (f) Wei et al., 2015; (g) Sahin et al., 2015; (h) Padala et al., 2014.	37
Figura 3.2	Comportamento do atraso da ignição e da duração da combustão observado por alguns autores: (a) Jamuwa et al., 2017; (b) Jamuwa et al., 2016; (c) Nour et al., 2017; (d) Tsang et al., 2010; (e) Wei et al., 2015.	39
Figura 3.3	Fração mássica queimada: (a) Jamuwa et al., 2017; (b) Hansdah e Murugan, 2014; (c) Jamrozik et al., 2018.	40
Figura 4.1	Conjunto motor-gerador Agrale.	41
Figura 4.2	Conjunto motor-dinamômetro.	43
Figura 4.3	Descrição da identificação dos ensaios.	49
Figura 5.1	Esquema do aparato experimental.	51
Figura 5.2	Montagem do coletor de admissão.	52
Figura 5.3	Eficiência de conversão termoelétrica.	59
Figura 5.4	Consumo específico de combustível.	60
Figura 5.5	Opacidade dos gases de exaustão.	61
Figura 5.6	Temperatura dos gases na exaustão.	62
Figura 5.7	Excesso de ar.	63
Figura 5.8	Estimativa das temperaturas de chamas adiabáticas: (a) pressão constante; (b) volume constante.	64
Figura 6.1	Esquema do aparato experimental.	67

Figura 6.2	Montagem do coletor de admissão.	69
Figura 6.3	Montagem experimental das balanças.	70
Figura 6.4	Planejamento dos ensaios realizados: BA - borboleta aberta; BF- borboleta parcialmente fechada.	71
Figura 6.5	Vazão mássica de ar medida para as condições: (a) borboleta aberta; (b) borboleta parcialmente fechada (b). Incerteza = 1,5%.	75
Figura 6.6	Vazão mássica de ar: medida x calculada.	76
Figura 6.7	Excesso de ar.	77
Figura 6.8	Variação de temperatura no fluxo na admissão, antes e depois da injeção de etanol: (a) E100W0; (b) E90W10; (c) E80W20; (d) E70W30.	78
Figura 6.9	Eficiência de conversão termoelétrica: (a) E100W0; (b) E90W10; (c) E80W20; (d) E70W30.	80
Figura 6.10	Consumo específico total de combustível: (a) E100W0; (b) E90W10; (c) E80W20; (d) E70W30.	82
Figura 6.11	Temperatura dos gases de exaustão: (a) E100W0; (b) E90W10; (c) E80W20; (d) E70W30.	84
Figura 6.12	Eficiência de conversão em função da temperatura dos gases de exaustão.	85
Figura 6.13	Opacidade dos gases de exaustão: (a) E100W0; (b) E90W10; (c) E80W20; (d) E70W30.	86
Figura 6.14	Emissões específicas de monóxido de carbono em função da temperatura dos gases de exaustão.	88
Figura 6.15	Emissões específicas de monóxido de carbono: (a) E100W0; (b) E90W10; (c) E80W20; (d) E70W30.	88
Figura 6.16	Emissões específicas de óxidos de nitrogênio em função da temperatura dos gases de exaustão.	90
Figura 6.17	Emissões específicas de óxidos de nitrogênio: (a) E100W0; (b) E90W10; (c) E80W20; (d) E70W30.	91
Figura 7.1	Esquema do aparato experimental.	94
Figura 7.2	Aquisição de dados pelo microcontrolador Arduino UNO R3.	96
Figura 7.3	Montagem da balança – vista superior.	97
Figura 7.4	Curva de consumo de combustíveis no ensaio E100W0_7.0 ms: (a) óleo diesel; (b) etanol.	98
Figura 7.5	Montagem do sensor de pressão do cilindro no cabeçote.	99

Figura 7.6	Montagem do <i>encoder</i> incremental.	100
Figura 7.7	Curva média de pressão sobre as curvas aleatórias.	101
Figura 7.8	Diferença entre as curvas média, limite superior e limite inferior.....	102
Figura 7.9	Etapas do pós-processamento de dados da combustão.....	104
Figura 7.10	Diagrama indicando a duração da combustão [Dhole et al., 2016].	106
Figura 7.11	Vazão de ar medida: (a) vazão mássica de ar; (b) <i>lambda</i>	110
Figura 7.12	Curvas de Pressão dentro do cilindro (sem filtro de dados).	111
Figura 7.13	Diagrama p x V dos ensaios testemunha e E100W0_2.0 sobrepostas.....	113
Figura 7.14	Detalhe da redução de pressão durante a compressão, quando aumentada a fração de etanol.	114
Figura 7.15	Temperatura da carga admitida.....	115
Figura 7.16	Curvas de taxa liberação de calor (filtro: 2° média móvel).	116
Figura 7.17	Detalhe da taxa de liberação de calor durante a injeção de óleo diesel.	118
Figura 7.18	Calor liberado acumulado: (a) curvas completas (b) ampliação da região de mínimos; (c) ampliação da região de máximos.	119
Figura 7.19	Curvas de fração mássica de combustível queimada: (a) curvas gerais; (b) aproximação na região CA10; (c) aproximação na região CA90.....	121
Figura 7.20	Fases da combustão: (a) atraso na ignição; (b) intervalo CA10-90; (c) intervalo de combustão de pré mistura – CA10-50; (d) intervalo de combustão difusiva – CA50-90.....	122
Figura 7.21	Fração energética contida no combustível, liberada durante a combustão e convertida em trabalho: (a) ensaio testemunha; (b) ensaio E100W0_2.0; (c) ensaio E100W0_3.0; (d) ensaio E100W0_4.0; (e) ensaio E100W0_5.0; (f) ensaio E100W0_6.0; (g) ensaio E100W0_7.0.....	124
Figura 7.22	Comportamento das eficiências: (a) da combustão; (b) indicada.	125
Figura 7.23	Parâmetros do desempenho do grupo gerador: (a) eficiência na conversão termoelétrica; (b) consumo específico de combustíveis.	127
Figura 8.1	Esquema do aparato experimental.	131
Figura 8.3	Tela do sistema de aquisição de dados.	134
Figura 8.4	Ponto real de início da injeção do óleo diesel: (a) curva de liberação de calor; (b) aproximação da região do ponto de injeção.	136

Figura 8.5	Curvas de pressão dentro do cilindro entre 320° e 400°: (a) E100W0 – 351°; (b) E100W0 – 346°; (c) E85W15 – 351°; (d) E85W15 – 346°; (e) E70W30 – 351°; (f) E70W30 – 346°.....	139
Figura 8.6	Curvas de taxa de liberação de calor para a condição E100W0 – 351°.....	142
Figura 8.7	Curvas de taxa de liberação de calor para a condição E100W0 – 346°.....	143
Figura 8.8	Comparativo entre as curvas de pressão e de liberação de calor, E100W0 – 346°.....	144
Figura 8.9	Curvas de taxa de liberação de calor para a condição E85W15 – 351°.....	145
Figura 8.10	Curvas de taxa de liberação de calor para a condição E85W15 – 346°.....	145
Figura 8.11	Curvas de taxa de liberação de calor para a condição E70W30 – 351°.....	146
Figura 8.12	Curvas de taxa de liberação de calor para a condição E70W30 – 346°.....	147
Figura 8.13	Comparativo entre curvas obtidas neste trabalho e pela literatura para operação de motores RCCI. (a) curvas obtidas por Li et al., 2017; (b) curvas obtidas por Liu et al., 2018; (c) curvas obtidas neste trabalho.	148
Figura 8.14	Curva de liberação de calor acumulada nas condições E100W0: (a) motor Agrale; (b) motor Ricardo.....	149
Figura 8.15	Fração mássica queimada de combustível.	150
Figura 8.16	Atraso na ignição em função da fração energética de etanol.....	151
Figura 8.17	Posição CA50 em função da fração energética de etanol.....	152
Figura 8.18	Eficiência indicada e no freio.	153
Figura 8.19	Consumo específico de combustível.....	155
Figura 8.20	Emissões específicas de CO e de NO _x	156
Figura 8.21	Curvas de pressão dentro do cilindro entre 320° e 400°.....	159
Figura 8.22	Curvas de taxa de liberação de calor.....	161
Figura 8.23	Calor liberado acumulado.	162
Figura 8.24	Fração mássica de combustível queimada.	164
Figura 8.25	Eficiência: (a) indicada; (b) no freio.....	165
Figura 8.26	Consumo específico de combustível: (a) com base na potência indicada; (b) com base na potência no freio.....	166
Figura 8.27	Emissões específicas: (a) monóxido de carbono; (b) óxidos de nitrogênio....	167

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1	Requisitos do diesel BX a B30. [ANP, 2016].....	10
Tabela 2.2	Requisitos do etanol combustível. [ANP, 2015].....	11
Tabela 4.1	Dados técnicos do conjunto motor-gerador. [Agrale, 2016].....	42
Tabela 4.2	Dados técnicos do conjunto motor-dinamômetro.	43
Tabela 4.3	Análise elementar e <i>PCI</i> do óleo diesel e do etanol.....	47
Tabela 4.4	Condições de testes.	49
Tabela 5.1	Características técnicas do opacímetro.	53
Tabela 5.2	Consumo de combustíveis, substituição e excesso de ar obtido nos diversos ensaios realizados.....	58
Tabela 6.1	Dados técnicos das balanças para medição do consumo de combustível.	69
Tabela 6.2	Consumo de combustíveis e fração de substituição obtidos nos diversos ensaios realizados.	74
Tabela 7.1	Número de ciclos registrados em cada ensaio.	101
Tabela 7.2	Consumo de combustíveis e substituições obtidas nos diversos ensaios realizados.	109
Tabela 7.3	Alguns dados referentes à pressão dentro do cilindro.	112
Tabela 7.4	Trabalho durante o ciclo.	113
Tabela 7.5	Ângulos de início e fim da combustão com base no diagrama de calor liberado acumulado.	120
Tabela 7.6	Ângulos de início e fim da combustão com base no diagrama de calor liberado acumulado.	122
Tabela 8.1	Consumo de combustíveis e substituições obtidas nos diversos ensaios realizados.	137
Tabela 8.2	Dados obtidos através das curvas de pressão dentro do cilindro.	140
Tabela 8.3	Intervalos totais de combustão.....	149
Tabela 8.4	Parâmetros obtidos a partir das curvas de fração mássica de combustível queimada: CA10, CA50 e CA90.	151
Tabela 8.5	Consumo de combustíveis e substituições obtidas nos diversos ensaios realizados.	158
Tabela 8.6	Dados obtidos através das curvas de pressão dentro do cilindro.	159
Tabela 8.7	Intervalos totais de combustão.....	163

Tabela 8.8	Parâmetros obtidos a partir das curvas de fração mássica de combustível queimada: CA10, CA50 e CA90.	163
------------	---	-----

LISTA DE QUADROS

Quadro 3.1	Resultados apresentados pela literatura: eficiência, consumo de combustível e análise dos produtos da combustão.....	20
Quadro 3.2	Resultados apresentados pela literatura: eficiência, consumo de combustível e análise dos produtos da combustão.....	33
Quadro 3.3	Característica na ignição por compressão bicomcombustível diesel/etanol.....	36

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

AI	Atraso na ignição, °
ASTM	American Society for Testing and Materials
BA	Borboleta aberta
BF	Borboleta parcialmente fechada
CA	Posição angular do virabrequim (<i>Crank Angle</i>), °
CA _{ic}	Posição angular do virabrequim em que a combustão inicia, °
CA _{fc}	Posição angular do virabrequim em que a combustão termina, °
CHR	<i>Cumulative Heat Release</i> , J
EGR	<i>Exhaust Gas Recirculation</i>
FME	Fração mássica de etanol
FEE	Fração energética de etanol
GEE	Gases do efeito estufa
PCI	Poder calorífico inferior, MJ/kg
PCS	Poder calorífico superior, MJ/kg
CEC	Consumo específico de combustível, g/kWh
OGE	Opacidade dos gases de exaustão, %
<i>pmc</i>	Pressão média do ciclo, bar
<i>VAR_{pmc}</i>	Variabilidade, %
$(dp/d\theta)_{\max}$	Variação de pressão máxima, bar/°
MAF	<i>Mass air flow meter</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Latinos

C_{CO}	Concentração de monóxido de carbono, ppm
E_{CO}	Emissões específicas de monóxido de carbono, g/kWh
E_{NOx}	Emissões específicas de óxidos de nitrogênio, g/kWh
H_{reag}	Entalpia dos reagentes, kJ/kg
H_{prod}	Entalpia dos produtos, kJ/kg
I_R	Incerteza do parâmetro R
k	Coefficiente de expansão/compressão politrópicos, J/kgK
m_d	Massa de óleo diesel, g
m_e	Massa de etanol, g
\dot{m}_d	Vazão mássica de óleo diesel, g/s
\dot{m}_e	Vazo mássica de etanol, g/s
\dot{m}_c	Vazão mássica de combustível, g/s
\dot{m}_{ar}	Vazão mássica de ar, g/s
$(\dot{m}_{ar})_r$	Vazão mássica de ar real, g/s
$(\dot{m}_{ar})_t$	Vazão mássica de ar teórica, g/s
$m_{q(i)}$	Massa total queimada até o instante i, kg
$m_{q(total)}$	Massa total fornecida, kg
N	Velocidade angular, rpm
N_{reag}	Número de móis dos reagentes
N_{prod}	Número de móis dos produtos
P	Pressão, bar
P_i	Potência indicada, kW
P_{max}	Pressão de pico, bar
p_{mc}	Pressão média do ciclo, bar
PCI_d	Poder calorífico inferior do óleo diesel, MJ/kg
PCI_e	Poder calorífico inferior do etanol, MJ/kg
Q	Calor, J
Q_{ac}	Calor acumulado liberado durante a combustão, J
Q_e	Calor que entra por ciclo (com o combustível), J/ciclo
Q_l	Total de calor liberado durante a combustão, J/ciclo

$Q_{CA10-90}$	Calor liberado durante o período CA10-90, J/ciclo
R_{acR}	Relação ar/combustível real, adimensional
R_{acE}	Relação ar/combustível estequiométrica, adimensional
R	Constante do gás ideal, kJ/kg.K
R_u	Constante universal dos gases ideais, kJ/kmol.K
t	Tempo, s
T	Temperatura, K
T_{ad}	Temperatura de chama adiabática, K
T_{CA_P}	Temperatura de chama adiabática a pressão constante, °C
T_{CA_V}	Temperatura de chama adiabática a volume constante, °C
T_g	Temperatura dos gases de exaustão, °C
u	Fração mássica de umidade
U_{reag}	Energia interna dos reagentes, kJ/kg
U_{prod}	Energia interna dos produtos, kJ/kg
V	Volume, m ³
VAR_{pmc}	Variância da pressão média do ciclo, %
V_d	Vazão volumétrica de óleo diesel, cm ³ /s
\tilde{V}	Vazão volumétrica de ar, m ³ /s
\dot{W}_{ele}	Trabalho elétrico produzido, kW
W_{liq}	Trabalho líquido, J
W_{com}	Trabalho de compressão, J
W_{exp}	Trabalho da expansão, J
W_{adm}	Trabalho de admissão, J
W_{esc}	Trabalho de escape, J
y	Fração mássica, adimensional

Símbolos Gregos

ΔT_{in}	Varição da temperatura na admissão, K ou °C
η	Eficiência, %
η_v	Eficiência volumétrica, %
η_i	Eficiência indicada, %
η_b	Eficiência no freio, %
η_{TE}	Eficiência de conversão termoelétrica, %
λ	Excesso de ar, adimensional

ρ_d	Massa específica do óleo diesel, g/cm ³
ρ_e	Massa específica do etanol, g/cm ³
ρ_{CO}	Massa específica do monóxido de carbono, kg/m ³
ρ_{GE}	Massa específica dos gases de exaustão, kg/m ³
σ	Desvio padrão
θ	Posição angular do virabrequim, °

1 INTRODUÇÃO

A pesquisa e desenvolvimento na área de motores de combustão interna foi intensificada a partir do momento em que a questão ambiental passou a ser observada como relevante pela humanidade. Durante a década de 1970 começaram a surgir as primeiras regras para limites de emissões gasosas em motores e as técnicas empregadas para fabricação, operação e controle dos motores já não eram suficientes para fazê-los atender aos novos padrões estabelecidos. Portanto, novas tecnologias passaram a ser desenvolvidas.

Um dos pontos deste desenvolvimento trata da substituição de combustíveis fósseis por combustíveis renováveis, tema sobre o qual as pesquisas veem crescendo em todo mundo. Neste contexto, o uso de combustíveis alternativos de modo mais intenso, com conseqüente redução do uso dos combustíveis fósseis, pode contribuir diretamente para a redução das emissões características dos motores de combustão interna. O equilíbrio entre a eficiência de conversão da energia do combustível e as emissões de poluentes, como hidrocarbonetos não queimados, monóxido de carbono, óxidos de nitrogênio e material particulado, tem sido uma questão importante para a pesquisa neste campo.

Uma alternativa viável em alguns países é o etanol, que despontou no Brasil em função do Proálcool, programa criado pelo governo federal com objetivo de incentivar a produção deste combustível. Esta alternativa se mostrou tão viável que ainda hoje boa parte dos veículos, os chamados *flex*, são fabricados com características específicas para operar com misturas de gasolina e etanol em diferentes proporções. Além disso, por sua origem renovável, contribui para redução do uso de combustíveis fósseis e conseqüentemente dos gases do efeito estufa.

1.1 Motivação

O etanol comercializado nos postos de combustíveis brasileiros passa por um processo de desidratação, o qual representa significativa parcela do custo de produção e impacta diretamente no preço final do combustível, além de necessitar de equipamentos específicos para sua execução. Mesmo depois deste processo, para ser comercializado nos postos, tem-se ainda 96% em volume de álcool e 4% de água residual.

Neste sentido, estudos vêm sendo realizados nos últimos anos, buscando viabilizar o uso do etanol com maior percentual de água em motores de combustão interna, com vistas a

possível redução do custo de produção [Fagundez et al., 2017; Sari et al., 2018]. Verifica-se, ainda, que a energia consumida para realizar a desidratação do etanol aumenta de forma linear até aproximadamente 70% de etanol e, exponencialmente, após este percentual, como mostra a Figura 1.1.

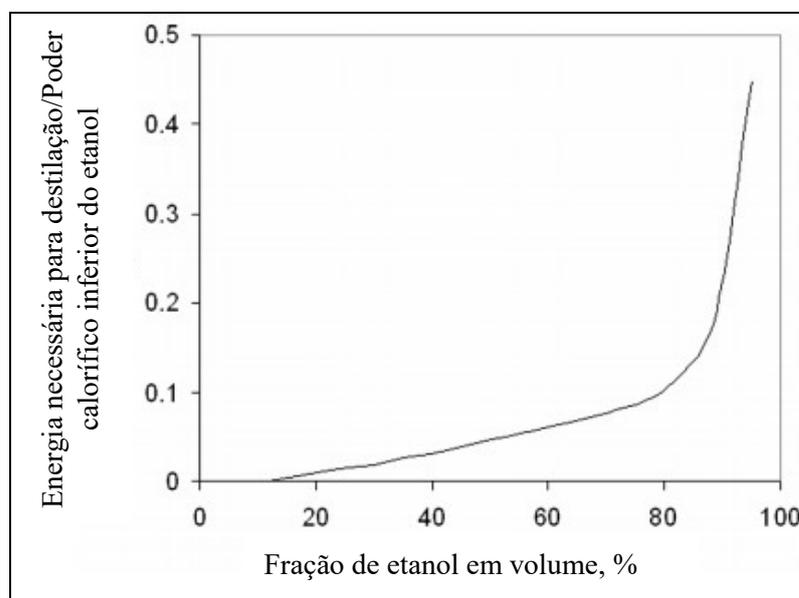


Figura 1.1 – Relação entre a energia consumida na desidratação e PCI por volume de destilação [Frias et al., 2007].

Portanto, o uso do etanol com elevadas frações de água possibilitaria a redução do custo de produção e possivelmente do seu preço final para o consumidor, além de contribuir para a redução das emissões dos gases do efeito estufa (GEE). Na literatura, verificou-se um número maior de artigos que apresentam resultados de estudos referentes ao uso de etanol com elevada fração de água em motores de ignição por centelha, e poucos artigos que relatam sobre o seu uso em motores de ignição por compressão. Este aspecto também foi considerado pelo autor como motivador para o estudo, dada a possibilidade de contribuir para a expansão dos dados existentes na literatura sobre o tema, que é pouco explorado.

1.2 Objeto e delimitação de estudo

Para realização do estudo da substituição parcial do óleo diesel por etanol hidratado utilizou-se dois diferentes pequenos motores de ignição por compressão monocilíndricos. Ambos motores operaram pelo método da fumigação, ou seja, um dos combustíveis injetado

fora da câmara de combustão (etanol) e o outro (óleo diesel) dentro da câmara de combustão. A Figura 1.2 mostra o método de operação dos motores. Como combustível para pré injeção (fumigação), foram testadas situações distintas: etanol hidratado como vendido em posto de combustível e etanol hidratado com maiores frações de água (até 30%).

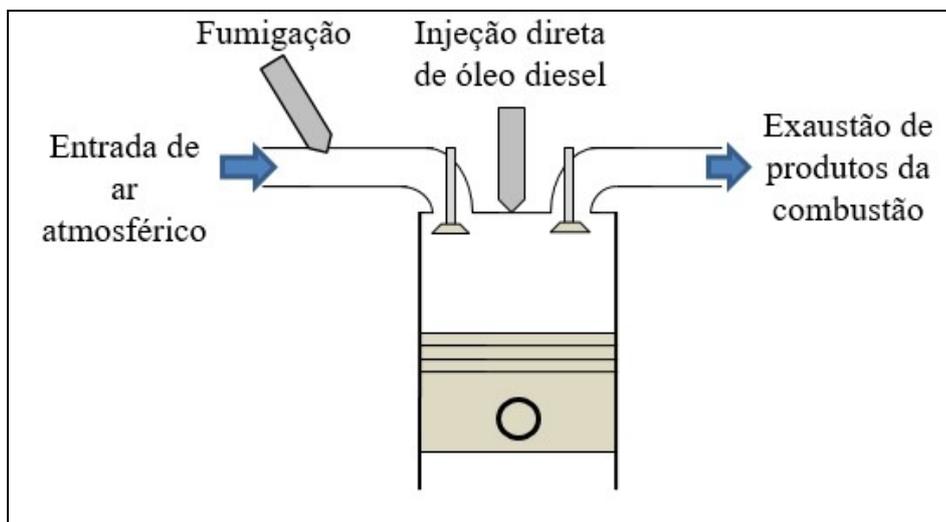


Figura 1.2 – Esquema fundamental da operação por fumigação proposta nesta tese.

Ao executar o tempo de admissão, ocorre sucção de carga de ar misturada com combustível para dentro do cilindro, da mesma forma que ocorre nos motores de ciclo Otto. Durante o tempo de compressão esta carga é comprimida, elevando sua temperatura e pressão de tal modo que, quando injetado o óleo diesel, esse entra em combustão espontânea, propagando a chama também para a carga pré misturada. Os tempos seguintes, de expansão e de exaustão, ocorrem da mesma forma que nos motores convencionais Otto e Diesel.

Dada a operação do motor em modo bicomcombustível, da forma explicada anteriormente, o objeto de estudo delimita-se aos fenômenos que envolvem os processos de combustão, o desempenho do motor (eficiência e consumo) e as emissões gasosas durante a operação. Não fazem parte do escopo desta pesquisa estudos de durabilidade ou de desgaste do motor e de seus componentes de forma individual. Este assunto requer a elaboração de revisão bibliográfica e metodologias específicas, podendo ser futuramente tema de outra tese.

1.3 Objetivos da tese

O objetivo geral desta tese é avaliar a viabilidade técnica, através do desempenho e das emissões, do uso do etanol hidratado pelo método da fumigação em motores de ignição

por compressão, sob diversas condições de substituições do óleo diesel e variando alguns parâmetros da operação.

Para atingir o objetivo geral, os seguintes objetivos específicos foram estabelecidos:

- a) Investigar os efeitos da fração de água contida no etanol nos parâmetros de desempenho e de emissões dos motores.
- b) Investigar os efeitos da restrição de ar admitido pelo motor nos parâmetros de desempenho e de emissões.
- c) Avaliar os efeitos do ponto de injeção de combustível dentro da câmara de combustão no processo de combustão.
- d) Estudar os efeitos relacionados com o escalonamento da fração de combustível por fumigação.
- e) Estabelecer condições paramétricas nas quais o uso da fumigação seja viável.

Durante a pesquisa bibliográfica prévia, notou-se que há na literatura poucos artigos que apresentam resultados do estudo da fumigação de etanol com elevada fração de água e aqueles que realizam fazem com poucos percentuais de substituição não escalonados. A expansão destes dados na literatura pode ser considerada como uma das contribuições deste trabalho. A investigação dos efeitos da restrição de ar também pode ser considerada como um estudo novo, não presente na literatura, pois as avaliações que são realizadas consideram a variação do excesso de ar em função da variação da carga, e não restringindo a passagem de ar na admissão do motor.

1.4 Organização da tese

A organização do texto desta tese está estruturada em 8 capítulos, observando uma sequência lógica e de aplicação do método científico. O capítulo 1, INTRODUÇÃO, apresenta a motivação para realização do trabalho, o objeto do estudo e a delimitação do tema, além de apresentar os objetivos estabelecidos para a tese.

O capítulo 2, FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA, apresenta os conceitos relacionados aos fundamentos de combustíveis, combustão e formação de poluentes, necessários para o desenvolvimento do trabalho e análise dos resultados. Tem por características apresentar conhecimentos mais genéricos e clássicos que são, normalmente, apresentados em livros, podendo, assim, conter referências mais antigas.

Já o capítulo 3, REVISÃO BIBLIOGRÁFICA, tem como característica uma compilação de resultados obtidos por outros autores em trabalhos que apresentam correlação com o realizado nesta tese, ou que podem servir como base para argumentação e justificativa da validação ou não das hipóteses. Possui como característica a apresentação de referências mais atuais, sendo que se buscou, sempre que possível, aquelas publicadas nos últimos 10 anos.

O capítulo 4, METODOLOGIA GERAL, trata da caracterização geral dos equipamentos/instrumentos utilizados para realizar os ensaios, e dos métodos de cálculos aplicados, que não são específicos para cada bateria de ensaios.

Os capítulos 5, 6 e 7 apresentam os resultados obtidos durante o período de trabalho na tese, iniciando pelos primeiros ensaios realizados e apresentados ainda no exame de qualificação (capítulo 5), já modificados conforme sugestões da banca na ocasião. Em seguida são apresentados os resultados dos ensaios com uso de restrição da vazão de ar (capítulo 6) e, na sequência, os ensaios avaliando as demais condições dentro da câmara de combustão para fumigação de etanol (capítulo 7). Em cada um destes capítulos são apresentadas as respectivas metodologias específicas utilizadas, equacionamento, e montagem experimental, bem como uma conclusão parcial dos resultados obtidos. Os testes realizados que resultaram nestes três capítulos foram executados no motor Agrale M93ID, acoplado a um alternador.

O capítulo 8 apresenta os resultados dos ensaios realizados no motor Ricardo Proteus, no qual pode-se realizar ensaios com etanol com concentrações de 92, 86 e 69%. Os resultados avaliados foram relativos à combustão, ao desempenho técnico e emissivo do motor, acoplado a um dinamômetro.

No último capítulo 9, CONCLUSÕES, é realizado um fechamento considerando as conclusões parciais dos capítulos 5, 6, 7 e 8 visando apresentar suas respectivas interconexões e conclusões sobre o uso do etanol hidratado em motores de ignição por compressão de baixa cilindrada, bem como uma avaliação do atendimento aos objetivos propostos pela tese.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo são abordados os aspectos relacionados à base pesquisada na literatura, como por exemplo livros e normas, servindo como referência para definições mais clássicas relacionadas ao tema da pesquisa realizado durante a elaboração da tese.

2.1 Caracterização da combustão em motores de ignição por compressão

Os processos que envolvem a combustão em motores de ignição por compressão são complexos, e dependem de diversos fatores como as características do combustível, o projeto da câmara de combustão, o tipo de sistema de injeção e as condições de operação. Além disto, o processo de combustão é instável, heterogêneo e tridimensional [Heywood, 1988]. A combustão neste tipo de motor desenvolve-se durante diversas fases, dependentes do tipo de preparação da mistura e da inflamação, podendo ser resumidas em 4 etapas distintas: atraso da inflamação (ou ignição); combustão explosiva; combustão progressiva; combustão por difusão [Martins, 2011]. As distintas fases podem ser visualizadas nos diagramas da Figura 2.1.

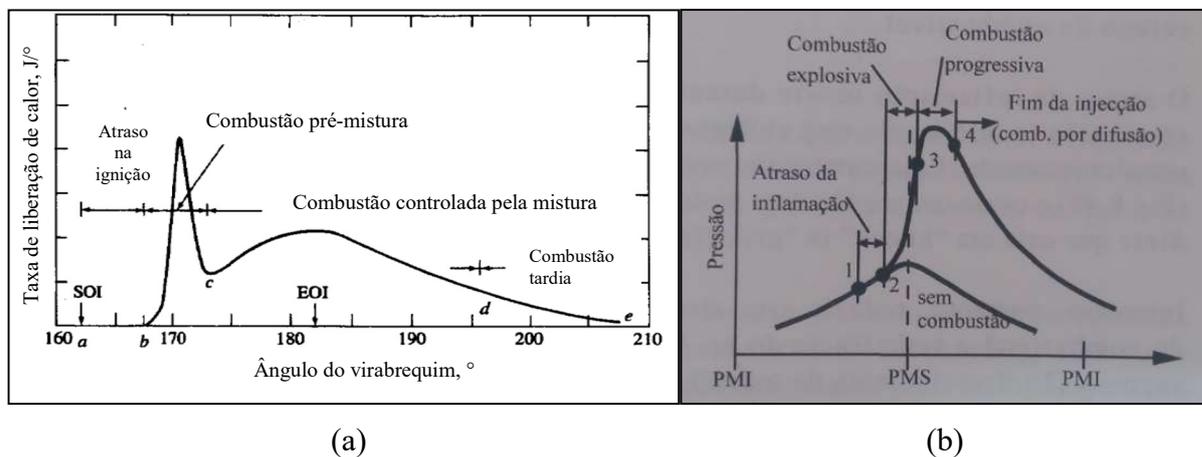


Figura 2.1 – Curvas demonstrando as fases da combustão em motores de ignição por compressão: (a) taxa de liberação de calor [Adaptado de Heywood, 1988]; (b) pressão em função da posição do pistão [Martins, 2011].

Para Jamrozik et al., 2018, o atraso da ignição consiste em atraso físico, referente a atomização, vaporização e mistura do combustível com o ar, e atraso químico, atribuído às reações de pré-combustão. A soma destes dois retardamentos, segundo Brunetti, 2012,

constitui o retardamento total, durante o qual o combustível vai sendo injetado sem que se observe aumento de pressão e temperatura na câmara de combustão. Para Hansdah e Murugan, 2014, o atraso da ignição é uma função da temperatura da mistura, da pressão, do excesso de ar, da cinética da oxidação, da homogeneidade da mistura e das propriedades dos combustíveis. Heywood, 1988, cita que o atraso da ignição consiste no período entre o início da injeção de combustível na câmara de combustão e o início da combustão, determinado a partir da mudança de inclinação da curva de pressão versus ângulo da manivela, de uma análise dos dados de liberação de calor ou ainda, por um detector de luminosidade.

A segunda fase do processo de combustão em motores de ignição por compressão é a combustão pré misturada, ou combustão explosiva, sendo que a característica mais marcante desta fase é a ocorrência do pico na curva da taxa de liberação de calor, como pode ser visualizado na Figura 2.1a. Durante esta fase, a combustão homogênea do combustível que se misturou com o ar durante o período de atraso da ignição, dentro dos limites de inflamabilidade, ocorre rapidamente em alguns graus do virabrequim [Heywood, 1988].

Há elevação rápida da pressão e da temperatura, sendo difícil controlar a combustão nesta fase, pois o controle é cinético. Para controlar externamente esta fase pode-se incidir sobre parâmetros iniciais, como a taxa de elevação de pressão, através da variação da vazão de combustível no início da injeção, do avanço da injeção, do tipo de injetor e da pressão de injeção. Esta fase também é importante para o controle da formação de poluentes, pois nela atinge-se a as maiores temperaturas do ciclo, influenciando na formação de NO_x e de partículas. Assim, os modernos sistemas de injeção eletrônicos de óleo diesel atuam principalmente nesta fase [Martins, 2011].

Na terceira fase ocorre a combustão controlada pela mistura ar/combustível, ou combustão progressiva. À medida que o combustível é injetado dentro da câmara de combustão, e encontra o ar em elevada temperatura em função da combustão já ocorrida até o momento, o atraso da ignição reduz cada vez mais. O controle nesta fase é difusivo, pois há necessidade de que o combustível se espalhe pela câmara ou que o ar encontre o *spray* de combustível [Martins, 2011]. Segundo Brunetti, 2012, nesta fase ocorre a queima mais uniforme do combustível, o que pode ser observado com base na curva de liberação de calor.

Heywood, 1988, cita que uma vez a mistura ar/combustível produzida durante o atraso na ignição foi consumida, a taxa de queima passa a ser controlada pela taxa na qual a mistura fica disponível para queima, isto é, pelo processo de mistura entre vapor de combustível e ar. Obviamente, antes da existência de vapor de combustível, outros fatores também estão envolvidos, como a atomização do combustível e sua vaporização. Nesta terceira fase a taxa

de liberação de calor pode ou não atingir um novo pico (ver Figura 2.2a), geralmente menor que o pico da fase de combustão de pré mistura, diminuindo à medida que a fase progride.

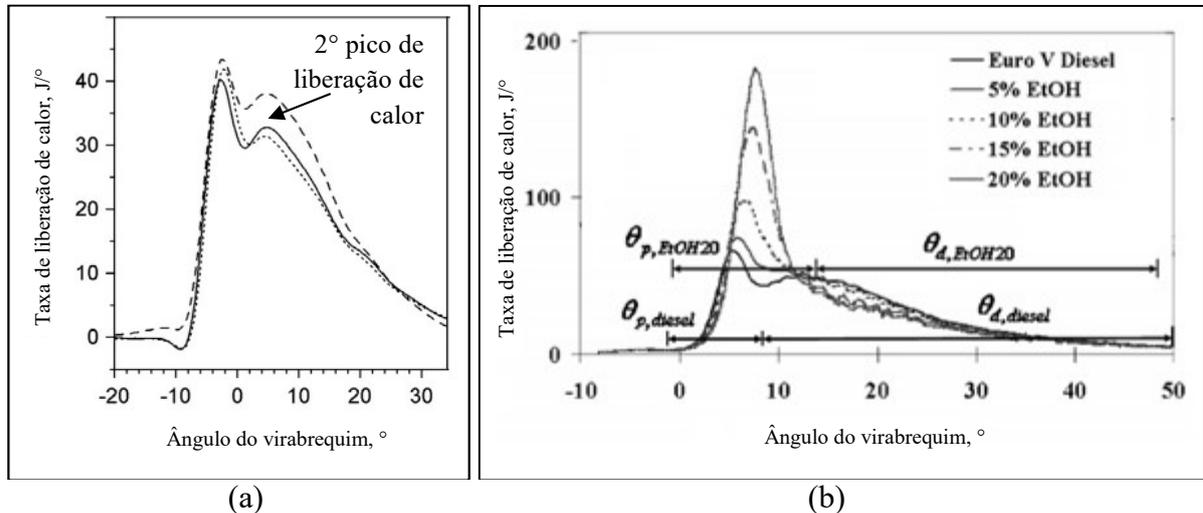


Figura 2.2 – Comportamento da taxa de liberação de calor: (a) com segundo pico [Adaptado de López et al., 2015]; (b) sem segundo pico [Adaptado de Tsang et al., 2010].

A última fase da combustão em um motor de ignição por compressão é a de combustão tardia. Durante o curso da expansão a liberação de calor continua a uma taxa menor, havendo diversas razões para isto. A carga dentro do cilindro torna-se menos uniforme, e a disponibilidade de oxigênio para a combustão é reduzida, enquanto a queima torna-se mais lenta à medida que a temperatura dos gases dentro do cilindro cai durante a expansão [Heywood, 1988].

2.2 Propriedades dos combustíveis

Para operação em motores de ignição por compressão na forma convencional, a qualidade na ignição de um combustível é medida através da propriedade chamada cetanagem, descrevendo assim, como este entrará em autoignição. A autoignição está relacionada com a fragmentação das moléculas, e no caso dos motores diesel, a fácil fragmentação é desejada porque intensifica a combustão do combustível injetado. Fisicamente, o número de cetano representa o tempo decorrido entre o início da injeção de combustível e o início da combustão, e é denominado atraso na ignição [Brunetti, 2012; Pulkrabek, 2004].

Quando o atraso é muito longo, há acúmulo de combustível já vaporizado e sem queimar dentro da câmara de combustão, que tende a queimar-se de uma vez só, provocando subida brusca de pressão na câmara. Como consequência, ocorre forte ruído característico, chamado de “batida diesel” [Brunetti, 2012]. Este ruído é semelhante a detonação nos motores de ignição por centelha.

Na operação dos motores de ignição por compressão em modo bicomcombustível, com uso de um segundo combustível pré-misturado com o ar, normalmente o combustível pré-misturado possui baixa cetanagem, como por exemplo o metano, a gasolina ou o etanol. Devido ao baixo índice de cetano desses combustíveis, a combustão apresenta como característica neste modo de operação, maiores atrasos na ignição [Dhole et al., 2016].

A cetanagem é medida por métodos normalizados, como o método previsto na norma ASTM D 613, que usa um motor de razão de compressão variável (motor *Cooperative Fuel Research* - CFR) a fim de comparar o atraso da ignição do combustível ensaiado com uma mistura de dois combustíveis de referência, os quais representam cetanagem de 0 e 100. Por este motivo a sua escala varia entre 0, combustível de referência com baixa cetanagem, e 100, combustível de referência de elevada cetanagem [Taylor, 1995].

Heywood, 1988, cita que as características físicas de um combustível como o óleo diesel não afetam significativamente o atraso a ignição em motores que estão totalmente ou parcialmente aquecidos. Testes com combustíveis de volatilidades diferentes, para o mesmo número de cetano, não mostraram diferenças discerníveis. A variação da viscosidade em um fator de 2,5 também foi testada e não mostrou efeito significativo. Assim, com o motor aquecido, variações na atomização do combustível, penetração do *spray*, e taxa de vaporização em faixas razoáveis parecem não influenciar a duração do período de atraso de forma significativa.

Além das características citadas anteriormente, os combustíveis produzidos em cada país apresentam propriedades pré-estabelecidas pelas normativas locais. No Brasil, a resolução 30 de 23 de junho de 2016, da ANP estabelece a especificação do óleo diesel comercial. A denominação BX a B30 refere-se ao percentual de biodiesel misturado ao diesel, na qual X e 30 significam de algum valor até 30%. Hoje o diesel comercializado possui 11% de biodiesel misturado. A resolução estabelece ainda uma classificação em função da quantidade de enxofre presente, subdividindo em três tipos: S10, S500 e S1800. Os dois primeiros são usados em aplicações rodoviárias e o terceiro para as demais aplicações. Os valores 10, 500 e 1800 referem-se a quantas partes por milhão de enxofre o óleo diesel pode conter.

A determinação das propriedades do diesel, assim como de qualquer combustível comercial, é realizada com emprego de normas da ABNT, ASTM e ISO. Alguns requisitos exigidos pela ANP para diesel BX até B30 são apresentados na Tabela 2.1.

Tabela 2.1 - Requisitos do diesel BX a B30. [ANP, 2016]

Característica	Unidade	S10	S500	S1800
Massa específica (20 °C)	kg/m ³	817,8 a 865,0	817,8 a 875,5	822,4 a 886
Viscosidade (40 °C)	mm ² /s	1,9 a 4,1	2,0 a 5,0	
Ponto de fulgor	°C		38	
Cinzas, máximo	% massa		0,01	
Número de cetano	-	48	42	42

O tipo de diesel mais utilizado atualmente é o S500, em veículos rodoviários, geradores de energia elétrica e embarcações de pequeno porte com motores de ignição por compressão. O tipo S10 é recomendado para veículos modernos, com sistema de gerenciamento eletrônico de combustível, fabricados a partir de 2012, os quais devem atender às legislações de emissões do CONAMA, mais especificamente o PROCONVE P7, equivalente à norma europeia EURO V. Apesar dos benefícios ao meio ambiente que o diesel S10 proporciona, o seu custo é maior que o do diesel S500, inviabilizando seu uso, e em muitos casos restringindo-o aos veículos fabricados a partir de 2012.

Em relação ao etanol, a resolução 19 de 15 de abril de 2015, da Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis estabelece a especificação deste combustível. A resolução classifica o etanol em três tipos:

1. *Etanol Anidro Combustível* (EAC), o qual é destinado a mistura com a gasolina tipo A na formulação da gasolina tipo C. Esta mistura é realizada na distribuidora de combustíveis, portanto, não é comercializada diretamente ao consumidor final. Desde 16 de março de 2015 a parcela de EAC na gasolina é de 27%;

2. *Etanol Hidratado Combustível* (EHC), que é o tipo utilizado diretamente nos motores quando se abastece etanol nos postos de combustíveis. Difere do EAC por possuir maior percentual de água;

3. *Etanol Hidratado Combustível Premium* (EHCP), que possui a mesma formulação do EHC, porém, com aditivos que proporcionam menor desgaste e limpeza do motor.

Os três tipos de etanol apresentados são formados basicamente pela mesma substância de equação C_2H_6O , havendo diferença da graduação de álcool entre EAC e EHC, e adição de melhoradores no caso do EHCP. A Tabela 2.2 apresenta alguns requisitos da ANP para o etanol combustível comercializado no Brasil.

Tabela 2.2 - Requisitos do etanol combustível. [ANP, 2015]

Característica	Unidade	EAC	EHC	EHCP
Massa específica (20 °C)	kg/m ³	791,5 máx.	805,2 a 811,2	799,7 a 802,8
Teor alcoólico	% massa	99,3 mín.	92,5 a 94,6	95,5 a 96,5
Teor de etanol, mín.	% volume	98	94,5	96,3
Teor de água, máx.	% massa	0,7	7,5	4,5

Verifica-se que o EAC deve apresentar menor teor de água, pois este será misturado à gasolina, que deve possuir baixo percentual de água. Já o EHCP possui menor teor de água por ser um combustível com qualidade superior, porém, seu custo é maior. Na prática o custo do etanol é inversamente proporcional ao teor de água que apresenta, como já foi mostrado na introdução.

2.3 Formação da mistura entre ar e combustível

Para análise da combustão, alguns parâmetros relacionados a chama e a mistura entre ar e combustível são relevantes, como por exemplo, a velocidade de chama laminar, a temperatura de chama adiabática e os limites de inflamabilidade. A avaliação destes parâmetros é realizada em condições específicas, com uso de equipamentos instalados em laboratórios com condições controladas. Entretanto sua análise utilizando os parâmetros reais de operação pode contribuir para avaliação do comportamento de processos de combustão em condições reais de operação nos equipamentos.

Em misturas não homogêneas, como ocorre nos motores de ignição por compressão, o excesso de ar varia entre muito elevado (tendendo ao infinito) nas regiões afastadas do *spray* e muito baixo (tendendo a zero), no centro do desse. A preparação da mistura é executada atomizando o combustível e injetando-o a elevadas velocidades no ar, que se encontra em elevado nível de turbulência e temperatura. Idealmente, o combustível deveria atingir toda extensão do ar e ser distribuído de forma homogênea, o que não ocorre, penalizando o

processo de combustão. Desta forma, não é possível utilizar a totalidade do ar, sendo a combustão realizada sempre em excesso de ar [Martins, 2011].

Para Pulkrabek, 2004, além da elevada turbulência, também é necessária elevada velocidade de injeção do combustível (difusão dentro do cilindro), e após a injeção o combustível segue uma série de eventos para assegurar o processo de combustão:

1. *Atomização*, na qual as gotas de combustível quebram-se em gotículas muito pequenas. Quanto menor o tamanho da gota original gerada pelo injetor mais rápido e eficiente será este processo de atomização.

2. *Vaporização*, na qual as pequenas gotículas de combustível tornam-se vapor. Esta etapa ocorre muito rápido devido as altas temperaturas do ar criadas pela elevada razão de compressão dos motores de ignição por compressão. À medida que o combustível evapora o entorno imediato é resfriado em função do resfriamento evaporativo, afetando a evaporação subsequente.

3. *Mistura*, ou seja, após a vaporização, o vapor de combustível deve misturar-se com o ar para formar uma mistura dentro dos limites de inflamabilidade. A mistura ocorre devido à alta velocidade de injeção, ao *swirl* (redemoinho) e a turbulência do ar dentro do cilindro.

Pulkrabek, 2004, ainda descreve uma quarta etapa (autoignição) e uma quinta etapa (combustão propriamente dita). A faixa combustível de mistura citada no item 3 trata-se daquela dentro dos limites de inflamabilidade, tendo um valor mínimo e máximo.

O limite inferior de inflamabilidade é a condição na qual a concentração de combustível é a mínima necessária para que a chama se propague, e nesta condição a mistura se apresenta pobre. Por outro lado, o limite superior de inflamabilidade é a condição na qual a concentração de combustível é a máxima em que a chama se propaga, e nesta condição a mistura se apresenta rica [Carvalho e McQuay, 2007]. Garcia, 2002, ressalta que a energia liberada pela combustão é mínima nas condições próximas aos limites de inflamabilidade e máxima na condição estequiométrica. A baixa energia liberada não compensa a energia que é liberada pelo processo para o meio, e nestas condições a chama se extingue.

Os limites de inflamabilidade são influenciados por algumas variáveis do processo de combustão. O aumento da pressão ocasiona aumento da faixa de inflamabilidade, com o limite inferior se mantendo praticamente constante, enquanto o limite superior é elevado ainda mais. Em função da concentração de oxigênio, verifica-se que o limite inferior não se altera, porém, há aumento do limite superior. A elevação de temperatura normalmente causa

alargamento dos limites até atingir-se a temperatura de autoignição, isto é, a aquela na qual a combustão ocorre e se propaga espontaneamente [Carvalho e McQuay, 2007]. Como nos motores de ignição por compressão a mistura não é homogênea, há significativa variação da concentração de combustível no ar presente dentro da câmara de combustão, podendo haver regiões dentro dos limites de inflamabilidade, mas outras fora deles.

2.4 Formação de poluentes durante a combustão

Segundo Martins, 2011, as emissões produzidas por novos motores de combustão interna vêm sendo controladas há alguns anos por meio de normas elaboradas em diversos países, e a cada ano, ou a cada versão, os limites ficam mais estreitos. As normativas mais aplicadas e usadas como referências são a europeia (EURO) e a americana (EPA TIER), sendo que outros países como Brasil, China, Índia e Japão elaboraram suas próprias normas com base nestas.

As normativas citadas fizeram com que fossem desenvolvidas novas tecnologias para redução das emissões provocadas pelos motores, atuando antes, durante e após a combustão. As tecnologias relacionadas a prevenção da formação de poluentes são associadas ao desenvolvimento de combustíveis renováveis, como o biodiesel, o biometano e o etanol, enquanto o controle da formação durante a combustão está relacionado a geometria da câmara de combustão, correção do tempo e momento de injeção, recirculação de gases e exaustão (EGR – *Exhaust Gas Recirculation*), dentre outras. O tratamento dos gás pós-combustão deve ser usado como última alternativa, e engloba técnicas de filtragem ou catálise [Martins, 2011].

Martins, 2011 e Brunetti, 2012, citam como poluentes produzidos por um motor aqueles que são limitados por legislação, como os óxidos de nitrogênio (NO_x), o monóxido de carbono (CO), os hidrocarbonetos não queimados (C_xH_y) e os óxidos de enxofre (SO_x). A formação de cada um destes poluentes ocorre em condições específicas, as quais são mais detalhadas a seguir.

2.4.1 Monóxido de carbono

O monóxido de carbono (CO) é um gás que apresenta característica incolor e tóxica ao organismo humano. Davis, 2000, cita que esse componente resulta de uma baixa residência do combustível sob a condição de elevada temperatura, não completando sua oxidação para dióxido de carbono. Em motores de combustão interna o tempo para que ocorra a queima do

combustível é muito pequeno, o que implica na formação de CO e na redução da eficiência da combustão.

A alta concentração de monóxido de carbono nos gases resultantes da combustão de um motor pode estar relacionada tanto ao excesso de ar quanto ao excesso de combustível. No caso do excesso de combustível, não há oxigênio suficiente para que ocorra oxidação completa do CO para CO₂. Quando há excesso de ar, o calor é dissipado na massa de ar excessiva, fazendo com que a chama não possua condições para auto sustentação, vindo à extinção antes da combustão completa. Em ambos casos as emissões de hidrocarbonetos também poderão ser elevadas [Davis, 2000]. Assim, os principais fatores que afetam a formação de CO são a relação ar-combustível e a homogeneização da mistura [Brunetti, 2012].

O mecanismo para formação do CO, segundo Martins, 2011, consiste primeiramente na quebra da molécula do combustível, seguida da reação com oxigênio, formando CO. Se houver oxigênio suficiente, o CO será oxidado para CO₂. Sua formação pode ainda ocorrer pela extinção da chama quando próxima a parede do cilindro em função da temperatura reduzida nesta região, ou ainda pela dissociação do CO₂ em temperaturas muito elevadas. Turns, 2012, relata que de forma simplista, a formação do CO₂ se dá por duas etapas globais: a primeira etapa envolve a quebra do combustível para CO, enquanto a segunda etapa é a oxidação do CO para CO₂.

A oxidação do CO é um processo considerado relativamente lento, a menos que espécies químicas contendo hidrogênio estejam presentes, como pequenas quantidades de H₂O ou H₂, podendo ter significativo efeito na taxa de oxidação. Isto ocorre porque a etapa de oxidação de CO envolvendo a radical hidroxila (OH) é muito mais rápida do que as etapas envolvendo O₂ e O [Turns, 2012].

Turns, 2012, descreve ainda quatro etapas para a oxidação do CO, admitindo que a água é a principal espécie química presente como



A etapa 3.1a é lenta e não contribui significativamente para a formação de CO₂, mas atua como iniciadora da reação em cadeia. A etapa de oxidação de CO propriamente dita,

3.1c, também é uma etapa de propagação, produzindo H que reage com O_2 para formar OH e O (reação 3.1d). Estes radicais por sua vez alimentam a etapa de oxidação (3.1c) e a primeira etapa da ramificação (3.1b). Assim, a etapa $CO + OH \rightarrow CO_2 + H$ é a principal reação no esquema de reação em cadeia.

2.4.2 Óxidos de nitrogênio

Para Brunetti, 2012, óxidos de nitrogênio, ou simplesmente NO_x , é o termo que identifica a soma do monóxido de nitrogênio (NO), na proporção aproximada de 90%, com o dióxido de nitrogênio (NO_2). Quando na atmosfera, o NO rapidamente se transforma em NO_2 e as taxas de emissão em massa de NO_x são calculadas considerando-se tanto o NO como o NO_2 . Pulkrabek, 2004, cita também que a maior parte das emissões de NO_x é composta por NO, com uma pequena quantidade de NO_2 e ainda traços de outras combinações de nitrogênio com oxigênio.

Turns, 2012, refere-se ao monóxido de nitrogênio como uma importante espécie química, que é minoritária em combustão, mas que se torna relevante por causa da sua contribuição à poluição atmosférica. Na combustão de combustíveis que não possuem nitrogênio na sua composição elementar, o óxido nítrico pode ser formado por meio de quatro mecanismos químicos, que envolvem o nitrogênio do ar:

1. *Mecanismo térmico (Zeldovich)*, que domina a formação de NO na combustão em alta temperatura em uma faixa de razões de equivalência um tanto ampla. Como regra, o mecanismo térmico em geral não tem importância em temperaturas abaixo de 1800 K. Em comparação com as escalas de tempo características dos processos de oxidação dos combustíveis, o NO é formado um tanto lentamente pelo mecanismo térmico e, assim, geralmente considera-se que o NO térmico é formado na região de pós chama.

2. *Mecanismo imediato (Fenimore)*, que é particularmente importante na combustão rica, estando intimamente ligado à química da combustão de hidrocarbonetos. Fenimore descobriu que algum NO é formado rapidamente na zona de chama das chamas laminares pré misturadas muito antes de haver tempo disponível para formação de NO pelo mecanismo térmico, dando a esse NO formado rapidamente a designação de *NO imediato*.

3. *Mecanismo intermediado por N_2O* , o qual é importante em condições pobres em combustível ($\Phi < 0,8$) em baixa temperatura. Este mecanismo torna-se importante em estratégias de controle de emissões de NO_x que envolvem combustão pré-misturada pobre.

4. *Mecanismo NNH*, que foi recentemente descoberto e é composto por duas etapas, mostrando-se particularmente importante na combustão de hidrogênio e de hidrocarbonetos com grandes valores de razão entre átomos de carbono e de hidrogênio.

5. *Quando há nitrogênio no combustível*, o NO formado é normalmente chamado de *nitrogênio do combustível*, sendo considerado outro caminho de formação de NO, além daqueles quatro já citados anteriormente. Neste caso, o nitrogênio do combustível é rapidamente convertido para cianeto de hidrogênio (HCN) ou para amônia (NH₃), e as etapas seguintes prosseguem de acordo com o mecanismo de NO imediato citado anteriormente.

Nota-se que há pelo menos cinco maneiras distintas pelas quais pode ocorrer formação de NO_x durante o processo de combustão e, dependendo da condição de operação do motor, mais de uma estará ocorrendo simultaneamente, intensificando a produção deste poluente.

2.4.3 Material particulado

Segundo Martins, 2011, as partículas ou fumo podem ser definidos como aquelas sólidas ou líquidas em suspensão, que obstruem, refletem ou difundem a luz. O autor divide este tipo de emissões em três categorias:

1. *Branco*, resultante de combustível não queimado e finamente atomizado, associado à inexistência de combustão por baixas temperaturas ou falta de compressão.
2. *Azul*, resultante da queima de óleo lubrificante.
3. *Preto/cinzeno*, resultante da injeção excessiva de combustível ou anomalias no sistema de injeção.

O autor supõe que as partículas sejam formadas nas regiões do *spray* onde não chega oxigênio suficiente, antes da temperatura ter baixado durante a expansão. Quanto mais combustível injetado maior será a formação desse material.

Garcia, 2002, define materiais particulados como a denominação genérica que engloba a fumaça, fuligem e cinzas. Fuligem são pequenas partículas de carbono e material carbonoso, parcialmente oxidado, isolados ou impregnados com cinzas resultantes da combustão completa do combustível. As partículas de carbono existentes na fuligem são resultantes do craqueamento térmico do combustível, que não tiveram tempo ou oxigênio suficiente para completar a queima. A fuligem é o que se pode chamar, segundo o autor, de fumaça preta.

É geralmente aceito, segundo Brunetti, 2012, que os principais fatores para a formação de partículas são a temperatura do gás e a disponibilidade de combustível não queimado e de oxigênio. Formam-se principalmente no processo de combustão por propagação, nas frações de óleo diesel com elevado ponto de ebulição, notadamente a plena carga, quando o excesso de oxigênio é menor ou quando há falta deste. Há inicialmente um processo de combustão rica, que resulta em hidrocarbonetos não queimados e escassez de oxigênio entre os produtos da combustão. A partir destes hidrocarbonetos não queimados formam-se hidrocarbonetos aromáticos e policíclicos, que agem como elementos de iniciação de formação das pequenas partículas de fuligem.

Pulkrabek, 2004, também cita que os motores de ignição por compressão apresentam formação de partículas de fuligem de carbono sólido em zonas ricas durante o processo de combustão, sendo visualizada fumaça e um odor desagradável nos gases de exaustão. Durante a combustão nas zonas ricas, são produzidas CO e carbono sólido, os quais são posteriormente consumidos na continuidade da reação. Mais de 90% do carbono sólido produzido são consumidos durante a reação e convertidos em CO₂ e não são expelidos na fumaça.

Heywood, 1988, cita que partículas de fuligem são formadas primariamente a partir do carbono presente na molécula do óleo diesel. Portanto, a formação começa com uma molécula de combustível contendo entre 12 e 22 átomos de carbono e relação H/C de cerca de 2, e acaba com partículas tipicamente com algumas centenas de nanômetros de diâmetro (esferas de 20 a 30 nm) com 10⁵ átomos de carbono e relação H/C próxima a 0,1.

Segundo Brunetti, 2012, os materiais particulados, ao lado dos óxidos de nitrogênio, são as principais emissões em motores do ciclo diesel, sendo as partículas muito pequenas (90% em massa são menores que 1 µm) fazendo com que sejam respiráveis. Essas partículas possuem centenas de substâncias químicas absorvidas em sua superfície, muitas delas cancerígenas.

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Segundo Prodanov e Freitas, 2014, um dos objetivos da revisão bibliográfica em uma pesquisa é realizar a contextualização da mesma e seu embasamento teórico, buscando mostrar o estado da arte. Esta revisão deve mostrar até que ponto o tema já foi estudado e discutido na literatura pertinente. Neste sentido, este capítulo irá abordar os aspectos que foram pesquisados e apresentados em artigos científicos, nos últimos 10 anos. Há registros de publicações com o tema da tese em anos anteriores a este, porém não serão abordados nesta revisão.

Foi utilizado para esta revisão bibliográfica um total de 41 artigos, sendo que 27 deles abordam a fumigação de etanol e 3 abordam a fumigação de etanol com elevado percentual de água. Os demais artigos foram usados como referência, entretanto, usaram outro combustível para fumigação ou outro tipo de técnica bicomcombustível. Para pesquisa nas bases de dados os principais termos utilizados foram “*ethanol fumigation*”, “*dual fuel compression ignition engine*” e “*wet ethanol fumigation*”.

3.1 Fumigação de etanol hidratado em motores de ignição por compressão

Munsin et al., 2015, citam que o etanol pode ser usado como combustível não apenas em motores de ignição por centelha, como ocorre em sua ampla aplicação atualmente, mas também em motores de ignição por compressão, podendo obter eficiências mais altas. Os métodos possíveis para combinação do uso de etanol e diesel em motores de ignição por compressão são diversos, porém, os mais comuns e aplicados conforme alguns autores [Imran et al., 2013; Morsy, 2015; Mariasiu et al., 2015; Hansdah e Murugan, 2014], são:

1. *Misturas de etanol e diesel (emulsão)*, ou seja, uso de etanol misturado diretamente ao óleo diesel.
2. *Injeção dupla* com dois sistemas de injeção direta.
3. *Fumigação (injeção)* de etanol na admissão.

O uso do etanol em motores de ignição por compressão por injeção direta na câmara de combustão, pelo método das misturas (1) ou injeção dupla (2), é limitado devido à baixa densidade, baixa viscosidade e pelo número de cetano ser insuficiente [Chauhan et al., 2011].

Sem realizar modificações no motor, é indicado o limite de 15% de etanol misturado ao diesel [Sandalci et al., 2014]. Para o uso de etanol em motores diesel tipicamente é utilizado o método da fumigação no coletor de admissão [Wei et al., 2015; Ferreira et al., 2013].

Fumigação é o termo usado para denominar o sistema com injeção de etanol no coletor de admissão do motor, fazendo com que este admita uma carga pré-misturada de ar e combustível, como ocorre nos motores de ignição por centelha [Munsin et al., 2015]. Chauhan et al., 2011, e Sandalci et al., 2014, citam que dos métodos utilizados para uso do etanol nos motores diesel, a fumigação é o mais estudado, por possibilitar maior taxa de substituição de diesel por etanol em termos de energia (até 50%) e por requerer menor número de alterações na estrutura física original do motor.

Na literatura consultada, os principais parâmetros usados para avaliar o desempenho dos motores quando operam pelo método da fumigação são: eficiência de conversão (em freio dinamométrico ou acoplado a alternador); consumo de combustível (etanol e óleo diesel); emissões de material particulado (através da opacidade da fumaça ou pela concentração); emissões de óxidos de nitrogênio (NO_x) e de enxofre (SO_x); emissões de incombustos (hidrocarbonetos e óxidos de carbono); excesso de ar; etc. O Quadro 3.1 apresenta um resumo dos resultados encontrados na literatura referentes a estes parâmetros, indicando ainda as características do motor, o tipo de montagem para aplicação da carga e as condições de ensaios. Alguns autores também avaliam os parâmetros da combustão, como pressão dentro do cilindro, taxa aparente de liberação de calor, atraso na ignição, etc. Os principais parâmetros são apresentados na sequência.

Quadro 3.1 – Resultados apresentados pela literatura: eficiência, consumo de combustível e análise dos produtos da combustão.

(continua)

[Autor(es), ANO]	Características do motor	Condições de teste	Condição de substituição de diesel por etanol	Eficiência	Consumo de combustível	Análise dos produtos da combustão
[Ghadikolaie et al., 2019]	- 4 cilindros, refrigerado a água - Ângulo de injeção direta 8° APMS - RC = 19	- Dinamômetro - 5 cargas diferentes, 20, 35, 50, 65 e 80% - 1800 rpm	- Fumigação de diesel misturado com etanol e injeção direta de óleo diesel - Substituição de 20% em volume de diesel (da injeção direta), pela mistura de etanol e biodiesel (75/25%)	- A eficiência reduz com o uso da fumigação e com o aumento da rotação	- O consumo específico aumenta com a fumigação e progressivamente com o aumento da carga	- CO, HC e NO ₂ aumentaram - NO _x reduziram - MP reduz em elevadas cargas - O excesso de ar reduziu com a fumigação e com o aumento da carga
[Telli et al., 2018]	- 1 cilindro, refrigerado a água - Aspiração natural - Ângulo de injeção direta 17° APMS - RC = 21	- Dinamômetro - Carga máxima - Rotação variada entre 1800 e 3000 rpm	- 4 substituições diferentes, sendo aproximadamente 12, 24, 38 e 51%, em termos de energia	- Aumenta progressivamente com o aumento da parcela de etanol	- Aumenta progressivamente com o aumento da parcela de etanol	- Temperatura reduz progressivamente - Excesso de ar aumenta progressivamente - Opacidade da fumaça reduz progressivamente, assim como CO e CO ₂ - HC aumenta
[Ghadikolaie et al., 2018]	- 4 Cilindros, refrigerado a água - Ângulo de injeção direta 8° APMS - RC = 19	- Carga constante de 50% - 1400, 1800 e 2200 rpm	- Fumigação de diesel misturado com etanol e injeção direta de óleo diesel - Substituição de 20% em volume de diesel (da injeção direta), pela mistura de etanol e biodiesel (75/25%)	- A eficiência reduz com o uso da fumigação, mas aumenta com o aumento da carga	- O consumo específico aumenta com a fumigação e progressivamente com o aumento da rotação	- CO, HC e NO ₂ aumentaram - NO _x reduziram - MP reduz em elevadas rotações - O excesso de ar reduziu com a fumigação e com o aumento da carga

(continua)

[Jamrozik et al., 2018]	<ul style="list-style-type: none"> - 1 cilindro; refrigerado a ar - Aspiração natural - Ângulo de injeção direta 17° APMS - RC = 17 	<ul style="list-style-type: none"> - 100% de carga - 1500 rpm 	<ul style="list-style-type: none"> - Substituição do diesel por etanol em frações energéticas de 0,17, 0,33, 0,45, 0,55 e 0,67 	<ul style="list-style-type: none"> - Aumentou até a fração energética de 0,55 e caiu em 0,67% - O aumento foi de 13% em relação a condição original com diesel 	<ul style="list-style-type: none"> - Não apresentou 	<ul style="list-style-type: none"> - NOx e HC aumentaram, CO reduziu em relação a condição original com diesel e de forma progressiva com o aumento da fração de etanol - Excesso de ar aumentou progressivamente com o aumento da fração de etanol, sendo todos valores maiores que a condição original com diesel
[Geo et al., 2017]	<ul style="list-style-type: none"> - 1 cilindro; refrigerado a ar - Ângulo de injeção direta 23° APMS - RC = 17,5 	<ul style="list-style-type: none"> - Dinamômetro - Carga variável de 25 em 25% - 1500 rpm 	<ul style="list-style-type: none"> - Para cada carga foram testadas 6 substituições com aumento progressivo. 	<ul style="list-style-type: none"> - A eficiência aumenta progressivamente com o aumento da fração energética de etanol 	<ul style="list-style-type: none"> - O consumo específico de ENERGIA reduz progressivamente com o aumento da fração energética de etanol 	<ul style="list-style-type: none"> - Com o aumento progressivo da fração de etanol: NO_x, HC e CO aumentam; temperatura e opacidade reduzem
[Vailatti et al., 2017]	<ul style="list-style-type: none"> - 1 cilindro; refrigerado a ar - Aspiração natural - Ângulo de injeção direta 17° APMS - RC = 20:1 	<ul style="list-style-type: none"> - Alternador - 1800 rpm - Carga fixa em 6 kW 	<ul style="list-style-type: none"> - 5 substituições diferentes com aumento progressivo, entre 12,8 e 70,9% (em termos de massa) 	<ul style="list-style-type: none"> - A eficiência aumentou progressivamente com o aumento da substituição, exceto com 70,9%, condição na qual foi menor do que na condição original com óleo diesel 	<ul style="list-style-type: none"> - O consumo total de combustível aumentou em relação a condição original 	<ul style="list-style-type: none"> - A temperatura dos gases e a opacidade reduziram com o aumento da substituição de diesel por etanol

(continua)

[Jamuwa et al., 2017]	<ul style="list-style-type: none"> - 1 cilindro; refrigerado a água - Cilindrada 553 cm³ - Aspiração natural - Ângulo de injeção direta = 337°CA - RC = 16,5 	<ul style="list-style-type: none"> - Alternador - Carga variada entre 0 e 3,7 kW (máximo) - 1500 rpm 	<ul style="list-style-type: none"> - Na fumigação foram utilizadas 5 vazões diferentes de etanol - A fração energética de etanol chegou a 0,7 	<ul style="list-style-type: none"> - Há aparente aumento das eficiências energética e exergética, mas os valores são muito próximos e a incerteza não é apresentada 	<ul style="list-style-type: none"> - Não apresentou 	<ul style="list-style-type: none"> - A temperatura aumenta com a substituição por etanol em elevadas cargas - NOx e opacidade reduziram - HC e CO aumentaram - A relação ar combustível praticamente não varia em elevadas cargas para diferentes frações de etanol
[Oliveira et al., 2016]	<ul style="list-style-type: none"> - 4 cilindros; refrigerado a água - Aspiração natural - Ângulo de injeção direta 23 APMS - RC = 17 	<ul style="list-style-type: none"> - Alternador - Carga variada entre 5 kW e 37 kW (máximo 44 kW) - 1800 rpm - 5% a 30% de etanol em volume 	<ul style="list-style-type: none"> - Usou etanol hidratado (92,6% de pureza), substituindo em 5, 10, 15, 20,25 e 30% 	<ul style="list-style-type: none"> - A eficiência aumenta com o uso do etanol 	<ul style="list-style-type: none"> - Não apresentou 	<ul style="list-style-type: none"> - As emissões específicas de CO e de HC aumentam enquanto as de NO_x reduzem
[Jamuwa et al., 2016]	<ul style="list-style-type: none"> - 1 cilindro; refrigerado a água - Cilindrada 553 cm³ - Aspiração natural - Ângulo de injeção direta = 337°CA - RC = 16,5 	<ul style="list-style-type: none"> - Alternador - Carga variada entre 0 e 3,7 kW (máximo) - 1500 rpm 	<ul style="list-style-type: none"> - Na fumigação foram utilizadas 5 vazões diferentes de etanol - A fração energética de etanol chegou a 0,7 	<ul style="list-style-type: none"> - Há aparente aumento das eficiências energética e exergética, mas os valores são muito próximos e a incerteza não é apresentada 	<ul style="list-style-type: none"> - Não apresentou 	<ul style="list-style-type: none"> - A temperatura aumenta com a substituição por etanol em elevadas cargas - NOx e opacidade reduziram - HC e CO aumentaram - A relação ar combustível praticamente não varia em elevadas cargas para diferentes frações de etanol

(continua)

[Babiker et al., 2016]	<ul style="list-style-type: none"> - 1 cilindro; refrigerado a água - Aspiração natural - RC = 17,1 - Ângulo de injeção direta = 17,7 ° APMS 	<ul style="list-style-type: none"> - Dinamômetro - 1800 rpm - Carga variada em ampla faixa 	<ul style="list-style-type: none"> - Usou etanol com 99,8% de pureza - Substituição de diesel por 10 e 15% de etanol 	- Aumentou	- Reduziu	- Redução de NO _x , aumento de CO e de HC
[Gargiulo et al., 2015]	<ul style="list-style-type: none"> - 1 cilindro - Cilindrada 475 cm³ - RC = 16,5 - Injeção direta <i>common rail</i> 	<ul style="list-style-type: none"> - 2000 rpm - 2 cargas, denominadas média e alta 	<ul style="list-style-type: none"> - Para meia carga 17 e 30% de substituição - Para carga alta 20 e 34% de substituição (ambos em massa) 	<ul style="list-style-type: none"> - Para meia carga a eficiência reduziu - Para carga elevada a eficiência aumentou 	- Não avaliou	<ul style="list-style-type: none"> - CO, HC e NO_x aumentaram em relação a condição original com óleo e diesel e com o aumento da fração de etanol - Material particulado reduziu - Excesso de ar aumentou com o uso da fumigação e com o aumento da fração de etanol
[Tutak, 2014]	<ul style="list-style-type: none"> - 3 cilindros - Aspiração natural - Cilindra 2900 cm³ - RC = 19:1 - Ângulo de injeção direta variado, sendo 7,5° para 20 e 50% de substituição, 10 para 75% e 12,5° para 90%. 	<ul style="list-style-type: none"> - 1500 rpm - Carga máxima de 34, 67 e 100% de carga 	<ul style="list-style-type: none"> - Fumigação de metanol ou fumigação de uma mistura com 85% de etanol e 15 de gasolina - Para cada tipo de combustível fumigado usou 20, 50, 75 e 90% de substituição em termos de energia 	<ul style="list-style-type: none"> - A eficiência aumenta com uso da fumigação em todos percentuais em relação a condição original, crescendo progressivamente e caindo apenas com 90% de substituição 	- Analisou apenas o consumo em mg/ciclo	<ul style="list-style-type: none"> - O excesso de ar aumentou progressivamente com o aumento da fumigação - Há queda de NO_x, aumento de CO e de HC, todos de forma progressiva, com o aumento da fumigação - A opacidade cai principalmente em 100% de carga
[Mariasiu et al., 2015]	<ul style="list-style-type: none"> - 1 cilindro - CR = 17,5 	<ul style="list-style-type: none"> - Dinamômetro - Carga variável 20% em 20% até 80%. - 1800 rpm 	<ul style="list-style-type: none"> - A fumigação é controlada pelo fluxo de ar, como um carburador 	- Não apresentou	<ul style="list-style-type: none"> - O consumo específico aumenta quando usada fumigação para todas as cargas em relação a condição original com diesel. 	<ul style="list-style-type: none"> - Para elevadas cargas (60 e 80%) as emissões específicas de NO_x reduziram, de CO aumentaram, de HC aumentaram.

(continua)

[López et al., 2015]	- 4 cilindros; refrigerado a água - Sobrealimentado - RC = 18,4	- Dinamômetro - 2410 rpm - 2 cargas diferentes	- Substituição de 10% por etanol, pois é a mínima regulagem do sistema	- Não variou considerando a incerteza apresentada.	- O consumo específico, em termos de massa, aumentou ao usar fumigação	- Ao usar a fumigação: CO e HC aumentaram; NOx reduziu; material particulado não variou se avaliada a incerteza; excesso de ar não variou se avaliada a incerteza
[Sahin et al., 2015]	- 4 cilindros, refrigerado a água - Sobrealimentado - Cilindrada 1753 cm ³ - RC = 21,5	- Dinamômetro - 2000, 2500 e 3000 rpm - Cargas diversas	- A fumigação ocorreu por um carburador - 2, 4, 6, 8, 10 e 12% de etanol em base volumétrica - Variou a vazão de diesel: 1/1; ¾ e ½ da vazão total (máxima aplicada)	- Analisou apenas o aumento de potência ao usar a fumigação	- De forma geral o aumento da fração de etanol reduz o consumo específico	- Redução das emissões de NOx em todas as condições - A opacidade reduziu em 2 e 4% de etanol, mas aumentou nos demais percentuais
[Hansdah e Murugan, 2014]	- 1 cilindro; refrigerado a ar - Aspiração natural - Ângulo de injeção direta = 23° APMS - RC = 17,5	- Alternador - 100% de carga (4,4 kW) - 1500 rpm	- 4 vazões diferentes de bioetanol	- Avaliando a incerteza não é possível definir se aumenta ou reduz	- Reduz em relação a condição original com óleo diesel, mas entre as diversas vazões de substituição a incerteza não permite avaliar a redução ou aumento.	- CO e HC aparentemente aumentam, enquanto NO e a opacidade aparentemente reduzem
[Ferreira et al., 2013]	- 1 cilindro; refrigerado a ar - Aspiração natural - RC = 20	- Alternador - 1800 rpm - Carga baixa, 25% apenas	- 3 substituições diferentes, equivalentes a 5.1, 9.2 e 15.5% do combustível consumido, em volume	- Através do balanço de energia, verifica-se que a eficiência reduz com o uso de etanol	- O autor apenas cita que ao usar o etanol o consumo de diesel reduz	- CO e HC aumentam progressivamente com a substituição e em relação a condição original - Para o NOx em 5.1 e 9.2% não se pode afirmar redução em função da incerteza, mas para 15.5% há aumento das emissões - A opacidade da fumaça reduz

(continua)

[Padala et al., 2013]	<ul style="list-style-type: none"> - 1 cilindro; refrigerado a água - Aspiração natural - Ângulo de injeção direta = 3° APMS - RC = 17,7 	<ul style="list-style-type: none"> - Dinamômetro - 2000 rpm - Carga de torque máximo 	- 3 substituições diferentes até 50% em termos de energia	- Não analisou	- Não analisou	- Os resultados apresentam tendência de aumento de CO, aumento de HC, redução de opacidade, aumento de NOx nos menores percentuais de substituição e redução no maior.
[Situ et al., 2013]	<ul style="list-style-type: none"> - 6 cilindros; refrigerado a água - Sobrealimentado 	<ul style="list-style-type: none"> - 1500 e 2000 rpm - Carga fixa 	- A vazão mássica de etanol é aumentada progressivamente para cada rotação (total 4 condições com etanol)	- Há aumento da eficiência quando usada a fumigação	- Não analisou o consumo total	- Não analisou
[Surawski et al., 2012]	<ul style="list-style-type: none"> - 4 cilindros - Aspiração natural 	<ul style="list-style-type: none"> - Dinamômetro - 1700 rpm - 0%, 25%, 50% e 100% de carga 	- Usou apenas 40% de substituição para 100% de carga; 10, 20 e 40% para 50% de carga; 20% para 25% de carga e 10% de substituição sem carga (substituições em termos de energia)	- Não analisou	- Não analisou	<ul style="list-style-type: none"> - Emissões específicas de NO reduzem progressivamente com a fumigação de etanol, em todas as cargas - As emissões de CO aumentam com a fumigação, exceto na condição sem carga - As emissões de HC não aumentam apenas em 50% de carga para 10 e 20% de substituição, quando se mantém muito próximas daquela na obtida na condição sem uso de fumigação
[Hebbar e Baht, 2012]	<ul style="list-style-type: none"> - 1 cilindro; refrigerado a água - Aspiração natural - RC = 16,5 	<ul style="list-style-type: none"> - Alternador - 40% e 67% de carga - 1500 rpm 	- 5%, 10%, 15% e 20% de substituição adição de etanol, mantendo o fornecimento de diesel constante	- Na carga mais alta redução da eficiência em relação a condição original com diesel em todos percentuais de etanol, para o mínimo de EGR (10%)	- Não foi avaliado	<ul style="list-style-type: none"> - Redução da temperatura em todos casos - HC reduziu até 10% de etanol, depois aumentou - Opacidade reduz progressivamente com o aumento do percentual de etanol - NOx reduz progressivamente com o aumento do percentual de etanol

(continua)

[Pannirselvam et al., 2012]	<ul style="list-style-type: none"> - 1 cilindro; refrigerado a água - Aspiração natural - Ângulo de injeção direta = 23° APMS - RC = 16,5 	<ul style="list-style-type: none"> - Dinamômetro - 1500 rpm - 0%, 25%, 50%, 75% e 85% de carga 	<ul style="list-style-type: none"> - Usou 4 vazões diferentes de etanol em cada carga - Conseguiu substituição de óleo diesel por etanol em até 92,64%, aumentando a temperatura da carga admitida 	<ul style="list-style-type: none"> - Para todas as substituições o aumento da temperatura da carga admitida fez com que a eficiência reduzisse em relação a condição original com óleo diesel 	<ul style="list-style-type: none"> - Não apresentou 	<ul style="list-style-type: none"> - NOx aumentou quando aumentada a temperatura da carga admitida, e reduziu com o aumento da parcela de etanol - HC aumentou com o uso da fumigação de etanol
[Zhang et al., 2011]	<ul style="list-style-type: none"> - 4 cilindros; refrigerado a água - Aspiração natural - RC = 19 	<ul style="list-style-type: none"> - Dinamômetro - Carga variável em ampla faixa - 1800 rpm 	<ul style="list-style-type: none"> - Substituição de 10 e 20%. 	<ul style="list-style-type: none"> - Com 10% de etanol a eficiência baixou e com 20% ficou igual a condição original com óleo diesel 	<ul style="list-style-type: none"> - 	<ul style="list-style-type: none"> - Razão ar/combustível reduziu ao usar etanol - HC e CO aumentaram - NO_x e material particulado reduziram
[Chauhan et al., 2011]	<ul style="list-style-type: none"> - 1 cilindro; refrigerado a água - Ângulo de injeção direta = 26° APMS - RC = 17,5 	<ul style="list-style-type: none"> - Alternador - 1500 rpm - 0%, 20%, 45%, 70% e 100% de carga 	<ul style="list-style-type: none"> - 3 percentuais de substituição diferentes para cada carga. 	<ul style="list-style-type: none"> - Não apresenta 	<ul style="list-style-type: none"> - Não apresenta 	<ul style="list-style-type: none"> Para elevadas cargas: - % de CO variável; %CO₂ reduz; %NO_x reduz; %HC praticamente não varia - A temperatura reduz - A opacidade reduz

(conclusão)

[Tsang et al., 2010]	<ul style="list-style-type: none"> - 4 cilindros; refrigerado a água - Aspiração natural - Ângulo de injeção direta = 8° APMS - RC = 19 	<ul style="list-style-type: none"> - Dinamômetro - 1800 rpm - Carga variada em ampla faixa 	<ul style="list-style-type: none"> - Para cada carga foram usados 5, 10, 15 e 20% de substituição 	<ul style="list-style-type: none"> - Para elevadas cargas há redução da eficiência térmica em relação a condição original com 5, 10 e 15% de substituição. Com 2% a eficiência é maior que a original 	<ul style="list-style-type: none"> - Para todas as cargas o consumo específico sempre aumenta 	<ul style="list-style-type: none"> - CO e HC aumentam - NO_x, opacidade e material particulado reduzem
[Yao et al., 2017]	<ul style="list-style-type: none"> - 4 cilindros; refrigerado a água - Aspiração natural - RC = 19 	<ul style="list-style-type: none"> - Dinamômetro - Carga variada em ampla faixa - 1800 rpm 	<ul style="list-style-type: none"> - Para cada carga foi usado 10 e 20% de substituição 	<ul style="list-style-type: none"> - Os valores ficaram muito próximos e a incerteza não foi apresentada 	<ul style="list-style-type: none"> - Não analisou, apenas apresentou as vazões mássicas 	<ul style="list-style-type: none"> - HC e CO aumentaram - NO_x e particulado reduziram
[Surawski et al., 2010]	<ul style="list-style-type: none"> - 4 cilindros - Aspiração natural 	<ul style="list-style-type: none"> - Dinamômetro - 100% de carga a 1700 e 2000 rpm - 25% e 50% de carga a 1700 rpm - Sem carga a 1700 rpm 	<ul style="list-style-type: none"> - Para 1700 rpm: usou apenas 40% de substituição para 100% de carga; 10, 20 e 40% para 50% de carga; 20% para 25% de carga e 10% de substituição sem carga (substituições em termos de energia) - Para 2000 rpm: 10.6, 16.3 e 22.9 de substituição a 100% de carga 	<ul style="list-style-type: none"> - Não analisou 	<ul style="list-style-type: none"> - Não analisou 	<ul style="list-style-type: none"> - Material particulado reduziu com a fumigação - Analisou partículas voláteis e espécies reativas ao oxigênio

Todos os motores utilizados foram 4 tempos.

Nota-se que há variabilidade dos resultados apresentados na literatura, o que pode estar relacionado aos diversos tipos de motores utilizados. A maioria das pesquisas foram realizadas em faixas de velocidade até 2000 rpm e a razão de compressão foi explorada de maneira ampla, desde 16:1 até 21,5:1. Verificou-se que o ângulo de injeção direta também não foi explorado como parâmetro passível de variação, principalmente nos trabalhos que usaram motores com injeção mecânica. Nos trabalhos em que os motores usavam injeção eletrônica *common rail*, o detalhe do ângulo de injeção direta não foi informado durante os artigos, provavelmente porque estes sistemas operam variando o ângulo de injeção em função das condições de operação, ficando este ajuste fora do alcance do pesquisador. Muitos trabalhos apresentados no Quadro 3.1 usaram alternador como forma de aplicação da carga ao motor, mostrando que este método possui aceitação científica assim como uso do dinamômetro. A maioria dos motores estudados possuía refrigeração a água.

Após análise dos artigos apresentados no Quadro 3.1, foi realizado um levantamento das causas e justificativas que os autores relatam em seus trabalhos para ocorrência de seus resultados. Observou-se que diversos autores utilizam justificativas semelhantes e oriundas das mesmas referências.

3.1.1 Eficiência e consumo de combustível

Hebbar e Baht, 2012, analisaram os efeitos da fumigação simultânea ao EGR (*Exhaust Gás Recirculation*), citando que em elevadas cargas e elevados percentuais o EGR não é atrativo, pois reduz a eficiência e aumenta as emissões de HC e a opacidade. Apresentam como alternativa o uso da fumigação, ou seu uso simultâneo ao EGR, visando não aplicar elevados percentuais de EGR. Os autores não explicam os prováveis motivos da queda da eficiência quando usado etanol.

Para Jamuwa et al., 2016, e Jamrozik et al., 2018, o menor número de cetano do etanol aumenta o atraso da ignição, levando a redução do tempo de combustão e aumento da taxa de liberação de calor. Esse aumento faz com que as perdas de calor para as paredes do cilindro sejam reduzidas e, conseqüentemente, a eficiência térmica é aumentada. Os mesmos autores também citam que a alta velocidade de propagação da chama laminar do etanol produz aumento da combustão na fase de pré-mistura, a qual pode ser considerada como uma combustão aprimorada em relação a difusiva. Uma outra consequência que pode comprovar a maior queima na fase de pré-mistura é a maior taxa de aumento da pressão e aumento do pico de pressão dentro do cilindro.

Oliveira et al., 2015, relatam um aumento da eficiência térmica ao mesmo tempo em que aumentam a substituição de óleo diesel por etanol, principalmente em cargas elevadas (acima de 50%). Segundo os autores, a altas cargas, muito combustível é queimado, aumentando a temperatura da combustão, e este efeito, aliado a grande massa de combustível queimado na fase pré-misturada, são os fatores determinantes na redução ou aumento de eficiências. Os autores relatam em sua pesquisa um aumento de 13% na eficiência quando utiliza a fumigação com etanol em motores a diesel.

Geo et al., 2017, também citam que o aumento da eficiência com uso da fumigação ocorre devido ao aumento da combustão na fase de pré mistura, como consequência do aumento do atraso da ignição. Entretanto, citam que a causa deste fenômeno é o resfriamento da carga admitida: com o aumento da fração de etanol, a temperatura da mistura ar-combustível reduz em função da volatilidade e do calor latente de vaporização do etanol.

Jamuwa et al., 2016, relatam que a alta velocidade frontal da chama do etanol resulta em uma maior porção de combustão na fase pré-misturada e redução da chama difusiva. Segundo o autor, a combustão pré misturada é melhorada em relação à chama difusiva, contribuindo para o aumento da eficiência. Neste caso a pressão máxima do ciclo também se eleva, em função da liberação rápida de calor em um intervalo de volume menor.

Como exposto, os resultados apresentados nos diversos artigos estudados em relação a eficiência são variáveis, ou seja, alguns apresentam elevação da eficiência e outros apresentam redução. Em geral os autores citam parâmetros como alterações no atraso na ignição e valor latente de vaporização do etanol como fatores que contribuem para, respectivamente, elevação e queda das eficiências. O atraso na ignição sempre é relacionado com a redução do tempo de combustão e menor perda de calor pelas paredes, enquanto calor latente de vaporização do etanol é relacionado com o resfriamento da carga admitida.

3.1.2 Características dos produtos da combustão

Para Hebbar e Baht, 2012, a temperatura dos gases na exaustão pode ser utilizada como um indicativo da temperatura da combustão e o aumento das emissões de HC está associado ao efeito de extinção da chama que ocorre em função do elevado calor latente de vaporização e do baixo índice de cetano do etanol. Para a emissão de fumaça, os autores citam que sua origem está na condensação de hidrocarbonetos e na presença de fuligem, que pode ser formada pela combustão incompleta, pequena parcela de lubrificante, ou ainda dificuldade de atomização do óleo diesel ou distribuição não homogênea do diesel na câmara de

combustão. Também explicam que a medida que o combustível em frente a chama (chamada de “pluma”) vai em direção a esta, as reações causam ruptura dos hidrocarbonetos mesmo antes de passar por ela, formando massas de particulados e, se a mistura tiver excesso de O_2 , grandes quantidades de partículas podem ser formadas. Tipicamente, em temperaturas acima de $500\text{ }^\circ\text{C}$, as partículas são compostas apenas por aglomerados de carbono, enquanto em temperaturas abaixo desta os hidrocarbonetos de elevado peso molecular condensam sobre estes aglomerados. À medida que estas partículas avançam para regiões mais densas em oxigênio os aglomerados tendem a oxidar, sendo por esta razão que as concentrações são reduzidas em regiões mais pobres. A presença de etanol favorece o processo de oxidação. Em relação as emissões de NO_x , os autores citam que a sua formação está relacionada à fixação do nitrogênio atmosférico e sua oxidação na presença de elevadas temperaturas de combustão, sendo que seu controle pode ser alcançado reduzindo os picos de temperatura da chama, o que também é citado por Jamrozik et al., 2018.

Jamrozik et al., 2018, citam ainda que o etanol aumenta o atraso da ignição e, conseqüentemente, também a quantidade de combustível que pode ser queimado no modo de pré-mistura, elevando a temperatura da combustão. Este fato associado a maior presença de oxigênio, oriundo do etanol, pode incrementar as emissões de NO_x . Os autores também citam que o aumento do atraso da ignição causado pelo uso da fumigação de etanol possibilita maior tempo para homogeneização da mistura ar/combustível.

Jamuwa et al., 2016, argumentam que o aumento da temperatura dos produtos da combustão em elevadas cargas ocorre em função do aumento da taxa de liberação de calor que predomina em locais do cilindro em que antes, com baixa carga, a chama se extinguia. Para a redução da temperatura dos produtos, relatada para baixas e médias cargas, os autores atribuem, assim, a extinção da chama em função do elevado calor latente de vaporização do etanol. Em relação a formação de NO_x , os autores citam que a formação está atrelada a temperatura da combustão e a concentração de oxigênio presente no processo de combustão, e que diferentes mecanismos de formação podem estar envolvidos quando a fumigação é utilizada. Em elevadas cargas há redução da relação ar combustível e, usando a fumigação, o diesel é queimado em uma atmosfera que contém ar e etanol, o que afeta negativamente a disponibilidade de oxigênio para a formação de NO_x , resultando, em última análise, na redução das emissões de NO_x . Como argumento para o aumento das emissões de HC os autores explicam que o elevado calor latente de vaporização do etanol diminui sua vaporização, bem como a mistura entre ar e combustível, levando a combustão deteriorada e a redução da temperatura dos produtos. Telli, 2018, cita que o calor latente do etanol é de 0,92

MJ/kg enquanto para o óleo diesel cita valores entre 0,23 e 0,60 MJ/kg. Para o aumento das emissões de CO, os autores argumentam que resulta da deficiência de oxigênio ou da temperatura mais baixa dentro do cilindro durante o processo de combustão, inadequada para sustentar a combustão. Também relaciona o aumento de CO em função do aumento da parcela de fumigação com a extinção da chama devido ao elevado calor latente de vaporização e consequente resfriamento da carga, levando a combustão incompleta e a redução da relação ar combustível em elevadas cargas, ou seja, redução da disponibilidade de oxigênio.

A opacidade, ainda segundo Jamuwa et al., 2016, é um indicador indireto do teor de fuligem dos produtos da combustão. Citam ainda que o aumento do atraso da ignição, eleva a quantidade de óleo diesel queimado na fase de pré-mistura, reduzindo a quantidade queimada na fase difusiva. Quando o fluxo de etanol é aumentado, não somente a quantidade de diesel é reduzida, mas também a de aromáticos, de modo a reduzir a fumaça. Lopez et al., 2015, relatam que a fumigação com etanol provoca redução das emissões de material particulado em relação à operação convencional do óleo diesel, provavelmente pelo oxigênio presente no etanol e pela redução do teor de enxofre no total de combustível usado.

Segundo Geo et al., 2017, o aumento na participação de energia oriunda do etanol, reduz a temperatura de exaustão devido ao calor específico mais alto do etanol, melhorando assim a fase de combustão por difusão e reduzindo a queima tardia do óleo diesel. Assim, há economia na perda de energia dos gases de escapamento e no consumo de combustível, resultando em maior eficiência térmica.

As emissões de NO_x diminuem devido à redução da taxa de queima pré-misturada, que tende a diminuir a liberação de calor. Com o aumento na participação de energia de etanol, o NO_x aumenta para todas as cargas. A formação de NO_x em um motor bicombustível de etanol biodiesel depende de vários mecanismos. Em primeiro lugar, o menor valor de aquecimento líquido e o maior efeito de resfriamento da injeção de etanol conduzido pela evaporação reduz a temperatura da chama e a velocidade de queima, suprimindo assim a formação de NO_x. Em segundo lugar, o aumento do conteúdo de oxigênio (etanol e biodiesel) da carga pode contribuir para a maior formação de NO_x. Em terceiro lugar, a injeção de etanol leva a um aumento no tempo de ignição, o que pode aumentar a queima de combustível no modo pré-misturado. Os gases queimados durante a combustão pré-misturada são comprimidos a uma temperatura mais alta, com o aumento adicional na pressão e temperatura do cilindro, levando a um aumento adicional no nível de NO_x. Durante a expansão, a mistura de gás de alta temperatura com ar ou gás queimado resfriado leva ao congelamento da química de NO_x com

pouca decomposição durante os estágios posteriores [Geo et al., 2017], aumentando assim as emissões.

3.2 Fumigação de etanol hidratado com elevada parcela de água em motores de ignição por compressão

Além do uso do etanol hidratado comercial, isto é, com baixa quantidade de água, nos últimos anos estudos vêm sendo realizados visando caracterizar o uso do etanol com maiores percentuais de água, tanto em motores de ignição por centelha [Ambrós et al., 2015; Fagundez et al., 2015; Sari et al., 2018], como em motores ignição por compressão. Na literatura pesquisada a técnica mais empregada no uso do etanol com maior parcela de água em motores de ignição por compressão é a fumigação.

As pesquisas relacionadas ao uso de etanol com elevada fração de água em motores de combustão interna justificam-se na redução do custo de produção do mesmo, a qual, segundo Frias et al., 2007, apresenta 37% do seu custo de produção destinados aos processos de destilação e desidratação. Além disto, etanol é capaz de misturar-se de forma completa com a água, por serem ambos polares, favorecendo a injeção de uma massa homogênea de etanol e água, sem separação de fases. Entretanto, o etanol, por ser miscível em água, pode causar efeitos de corrosão sobre o alumínio, latão e cobre [Imran et al., 2013].

Após a pesquisa nas bases de dados, e também com base nas referências de outros artigos, chegou-se a três artigos que explanam sobre o uso de etanol com elevada fração de água em motores de ignição por compressão. Considera-se como elevada fração de água aquela acima da permitida por legislação para comercialização em postos de combustíveis. No Brasil o teor máximo de água no etanol hidratado combustível deve ser de 5%, em volume. O Quadro 2.2 apresenta as condições de testes e alguns resultados obtidos pelos autores. Após o quadro são expostas as explicações e justificativas apresentadas pelos mesmos para os comportamentos verificados.

Quadro 3.2 – Resultados apresentados pela literatura: eficiência, consumo de combustível e análise dos produtos da combustão.

Autor(es) [ANO]	Características do motor	Condições de teste	Condição de substituição de diesel por etanol/água	Eficiência	Consumo de combustível	Análise dos produtos da combustão
[Nour et al., 2017]	<ul style="list-style-type: none"> - 1 cilindro, refrigerado a água - Sobrealimentado - Injeção <i>common rail</i> - RC = 15:1 - V = 622 cm³ 	<ul style="list-style-type: none"> - 1000 rpm 	<ul style="list-style-type: none"> - O percentual de energia de etanol foi entre 10 e 40% enquanto o volume de água no etanol foi variado de 10 a 40% - A fumigação da mistura foi realizada no coletor de escape, visando vaporizar a mistura fumigada 	<ul style="list-style-type: none"> - As eficiências da combustão e indicada térmica reduziram com o aumento da fração de etanol e com o aumento da fração de água 	<ul style="list-style-type: none"> - O consumo específico aumentou com a fumigação. 	<ul style="list-style-type: none"> - As emissões de NO_x mantiveram-se dentro da mesma faixa de incerteza em função das variações de porções fumigadas, porém, todas menores do que a obtida na condição original com óleo diesel. O mesmo comportamento foi notado em relação ao particulado
[Morsy, 2015]	<ul style="list-style-type: none"> - 1 cilindro, refrigerado a água - Aspiração natural - RC = 17,5:1 - V = 631 cm³ 	<ul style="list-style-type: none"> - Dinamômetro hidráulico - 85% de carga - Velocidade entre 600 e 1600 rpm, variando a cada 200 rpm 	<ul style="list-style-type: none"> - 4 substituições diferentes de etanol/água, sendo 25/75, 50/50, 75/25 e 100% de etanol, em volume 	<ul style="list-style-type: none"> - Em elevadas rotações a eficiência térmica aumenta com o uso da fumigação, e o inverso acontece em baixas rotações 	<ul style="list-style-type: none"> - Aumentou progressivamente com o aumento da fração de etanol. 	<ul style="list-style-type: none"> - Nas três condições em que foi usada água as emissões de NO_x e de CO reduziram, entretanto, as emissões de HC aumentaram - A temperatura dos gases reduziu em relação à condição original com óleo diesel
[Goldsworthy, 2013]	<ul style="list-style-type: none"> - 6 cilindros, refrigerado a água - Sobrealimentado - Injeção <i>common rail</i> - RC = 17,2:1 - V = 5900 cm³ 	<ul style="list-style-type: none"> - 2 cargas elevadas - 1800 rpm 	<ul style="list-style-type: none"> - Mistura com 93, 72 ou 45% de etanol em base mássica 	<ul style="list-style-type: none"> - Tende a aumentar com o aumento da fração de etanol 	<ul style="list-style-type: none"> - Não analisou 	<ul style="list-style-type: none"> - CO e a opacidade tendem a aumentar com o aumento da adição de etanol - NO_x tendem a diminuir com o aumento da fumigação e com o aumento da fração de água

3.2.1 Eficiência e consumo de combustível

Para Nour et al., 2017, e Morsy, 2015, o aumento do consumo específico em função do aumento da fração de água é justificado pela redução do poder calorífico da mistura, e consequente redução do calor liberado. A água apresenta calor específico ainda maior que o etanol e, como consequência, reduz o calor total disponível para produção de trabalho.

Morsy, 2015, cita ainda que devido ao efeito de resfriamento causado pela água, é necessária mais quantidade de combustível para sustentar a combustão completa e fornecer pelo menos a mesma potência térmica. O autor também atribui o aumento da eficiência térmica ao menor número de cetano do etanol, o que aumenta o atraso da ignição, sendo que uma elevada quantidade de energia liberada em período muito curto. Além disso, a taxa relativamente lenta de evaporação do etanol (devido ao seu alto calor latente de vaporização), bem como a presença de água, poderia reduzir a temperatura do ar de admissão e aumentar sua densidade. Portanto, ar extra será acessível ao cilindro e, conseqüentemente, mais energia pode ser gerada se a quantidade certa de fumigante for adicionada. Finalmente, a existência de mistura ar/etanol homogênea pode queimar mais rapidamente e, portanto, mais combustão pré-misturada é fornecida levando ao aumento da eficiência térmica.

3.2.2 Características dos produtos da combustão

Para Nour et al., 2017, quando há mais atraso de ignição, da mesma forma que ocorre com o uso de etanol por fumigação na ignição por compressão, e aumento da fração de massa de água, há mais tempo para homogeneizar a mistura de ar combustível, causando redução nas regiões de excesso de combustível e reduzindo a emissões de partículas. Além disso, a adição de etanol provoca um aumento de radicais OH, promovendo a oxidação da fuligem.

Em relação às emissões de NO_x , Nour et al., 2017, citam que há aumento das suas emissões quando adicionado o etanol por fumigação, pelo fato da chama se manter em temperatura elevada por maior período. Entretanto, ao usar a água misturada ao etanol as emissões de NO_x reduzem, em função do decréscimo da temperatura da chama. Estes fatos foram constatados pelos autores através de imagens das chamas, obtidas com uso de uma máquina de compressão rápida. Os autores observaram que a temperatura média da chama foi reduzida ao usar misturas de etanol com água ao invés de apenas etanol.

Para Goldsworthy, 2013, a presença de água na câmara de combustão tem como efeito a redução na temperatura da combustão devido ao seu elevado calor específico, e isto justifica

a redução nas emissões de NO_x com o aumento da fração de água. Em relação as emissões de CO, o autor relata que o aumento constatado com o aumento da substituição de diesel por etanol/água e também com o aumento da fração de água é justificado pela redução da temperatura durante a combustão, que pode levar o combustível a reagir parcialmente. A mesma justificativa é apresentada por Morsy, 2015, citando que incombustos são obtidas em processos em que a combustão ocorre em baixa temperatura. Nestas condições, também pode haver extinção da chama nas regiões próximas à parede do cilindro, aumentando as emissões de combustível não queimado e de incombustos.

3.3 A combustão em motores de ignição por compressão bicomcombustível diesel/etanol

Karim, 2003, relatou que há três fases distintas na combustão bicomcombustível com ignição por injeção piloto. O primeiro estágio envolve a combustão de um pouco de combustível piloto e algum combustível pré-misturado que foi arrastado para dentro do *spray*. A segunda etapa envolve a combustão do combustível piloto remanescente e do combustível pré-misturado nas suas imediações. O terceiro estágio envolve a propagação da chama pelo restante da carga pré-misturada. Entretanto, para Goldsworthy, 2013, a fumigação em um motor de ignição por compressão no qual a maior parte da energia vem do óleo diesel padrão, os processos de combustão podem diferir deste padrão. No entanto, o autor cita que os três modelos descritos por Karim, 2003, podem ser usados como um guia para o entendimento da combustão.

A pré-injeção de um combustível de baixa reatividade no coletor de admissão em um motor de ignição por compressão faz com que o processo de combustão passe a ter características diferentes em relação à operação convencional, com combustível injetado apenas diretamente na câmara de combustão. A duração das fases descritas no item anterior pode ter significativas modificações, com início e final deslocados, isto é, atrasados ou adiantados. Características da combustão bicomcombustível em motores de ignição por compressão são relatadas na literatura, como exposto no Quadro 3.3.

Quadro 3.3 – Característica na ignição por compressão bicombustível diesel/etanol.

Fase da combustão	Característica
Atraso na ignição	A redução da temperatura da carga admitida, em função da vaporização do etanol durante os tempos de admissão e compressão, tende a causar aumento do atraso na ignição [Geo et al., 2017].
	O baixo índice de cetano do etanol tende a fazer com que o início da combustão também seja atrasado [Babiker et al., 2016].
Combustão pré-mistura	A presença de uma carga pré-misturada proporciona a ocorrência de uma frente de chama, como no caso dos motores de ignição por centelha, aumentando assim a proporção de combustível queimado na fase de pré-mistura [Tsang et al., 2010].
Combustão difusiva	Há redução da duração desta fase, pois maior parcela de combustível passa a ser queimada na fase de pré-mistura [Jamuwa et al., 2017].
Combustão tardia	Não há referência na literatura em relação a esta fase.

As alterações causadas no ciclo e descritas no Quadro 3.3 são perceptíveis no diagrama de pressão do ciclo, também relatadas em diversos trabalhos na literatura. As curvas de pressão e de liberação de calor obtidas por alguns autores são mostrados na Figura 3.1.

Na Figura 3.1a, a curva em preto é a condição original utilizando apenas óleo diesel, e as curvas coloridas são aquelas obtidas para os ensaios em modo bicombustível. Nota-se que os picos de pressão e de liberação de calor são reduzidos quando usado etanol em relação à condição original. Já na Figura 3.1b, a curva contínua é a condição original com óleo diesel, e nota-se inicialmente elevação dos picos de pressão com posterior queda, bem como elevação dos picos de liberação de calor, efeito inverso do apresentado nas figuras do autor anterior. Na maioria das figuras é possível ver claramente o deslocamento da curva, para sentido avançado em relação à condição original, resultando em alteração nos parâmetros como atraso na ignição e duração da combustão.

Como resultado do uso da fumigação do etanol, Jamuwa et al., 2017, relata que há redução da duração da combustão e aumento do atraso na ignição, o que é coerente com o apresentado na Figura 3.1. Sahin et al., 2015, não apresenta análise destes parâmetros em seu estudo.

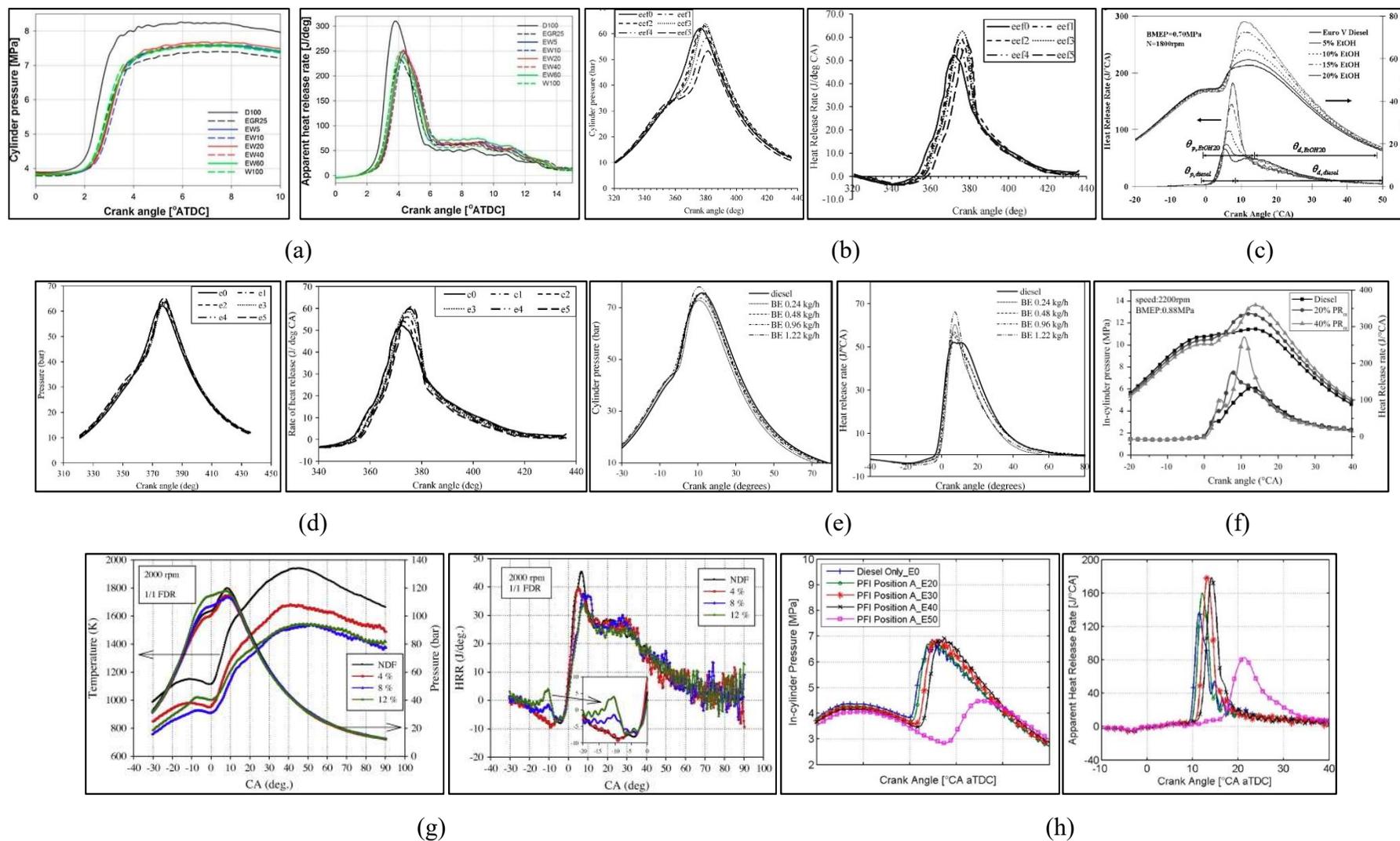


Figura 3.1 – Diagramas de pressão e liberação de calor coletados na bibliografia: (a) Nour et al., 2017; (b) Jamuwa et al., 2017; (c) Tsang et al., 2010; (d) Jamuwa et al., 2016; (e) Hansdah e Murugan, 2014; (f) Wei et al., 2015; (g) Sahin et al., 2015; (h) Padala et al., 2014.

Nas curvas obtidas por Jamuwa et al., 2017, nota-se que para os menores percentuais de substituição houve pequena acréscimo do pico de pressão e, nas substituições mais elevadas, o pico de pressão reduziu em relação a condição original com uso de óleo diesel (eef0). O mesmo comportamento foi observado nas curvas de pressão obtidas por Sahin et al., 2015. A elevação da pressão, que pode indicar o início da combustão, ocorre alguns graus mais para frente, bem como a máxima taxa de liberação de calor. Para este último parâmetro, os picos foram maiores em todas as condições com fumigação em relação a obtida na condição original com óleo diesel.

Por outro lado, a curva de liberação de calor obtida por Nour et al., 2017, apresenta redução do pico de liberação de calor em função da adição de etanol e de água por fumigação, também nota-se que há deslocamento deste pico e do início da liberação de calor para mais à frente da posição original. A curva de pressão apresentada por este autor foi restringida entre o PMS e 10° após o PMS, e nota-se redução da pressão máxima quando do uso da fumigação. As curvas relatadas por Tsang et al., 2010, apresentam significativo aumento da taxa de elevação de pressão e também da liberação de calor nas condições usando fumigação, sendo que esta característica é bastante semelhante à da operação de motor em modo RCCI (*reactivity controlled compression ignition*), não classificado na literatura como operação simples em modo bicomustível. Apesar disto, o autor relata no título do artigo apenas como fumigação de etanol. Este comportamento não é observado na grande maioria dos motores que operam com fumigação.

Hansdah e Murugan, 2014, obtiveram, para a maior vazão de etanol estudada, elevação no pico de pressão em relação a condição original com óleo diesel, porém, sem deslocamento da curva para trás ou para frente. A curva de liberação de calor na condição original apresentou permanência de quase 10° em patamar constante durante seu pico máximo, enquanto as curvas obtidas durante a fumigação mostram maiores picos em pequenos ângulos.

As curvas apresentadas por Wei et al., 2015, e Padala et al., 2014, mostram maiores picos de pressão e de taxa de liberação de calor para as condições em que foi utilizada a fumigação. Os picos de liberação de calor foram atrasados quando usada a fumigação. As curvas de liberação de calor apresentadas por Sahin et al., 2015, mostram menores picos de liberação de calor nas condições em que foi usada fumigação, entretanto há significativa variabilidade principalmente após os picos, o que pode ser oriundo da falta de filtragem prévia dos dados.

Baseado nas curvas, alguns autores avaliaram o atraso na ignição e duração da combustão, conforme mostra a Figura 3.2. Diversos trabalhos estudados para esta tese citam estes dois parâmetros como motivo para, por exemplo, aumento de eficiência ou redução do consumo de combustíveis, mas não realizaram avaliação do parâmetro.

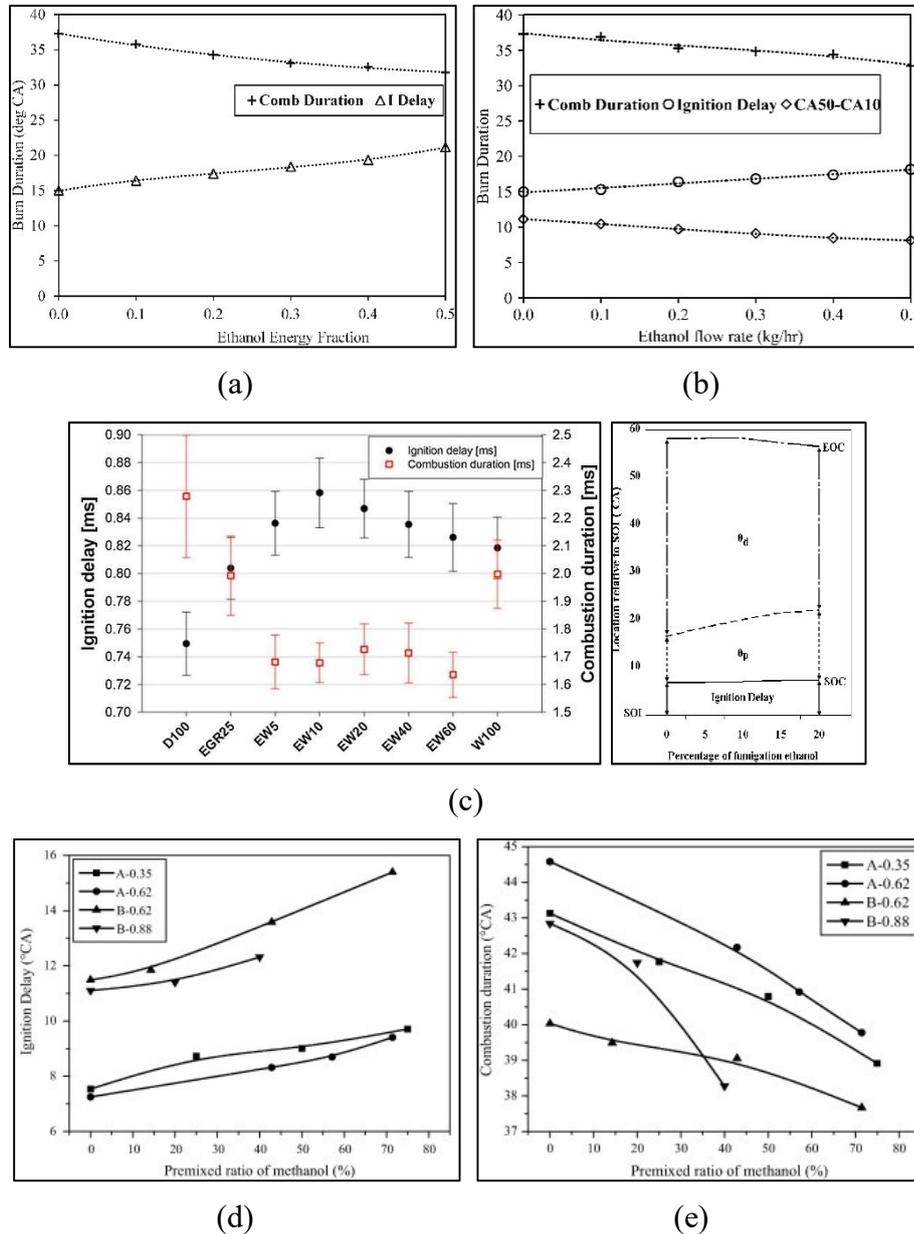


Figura 3.2 – Comportamento do atraso da ignição e da duração da combustão observado por alguns autores: (a) Jamuwa et al., 2017; (b) Jamuwa et al., 2016; (c) Nour et al., 2017; (d) Tsang et al., 2010; (e) Wei et al., 2015.

Excluindo-se os resultados apresentados por Nour et al., 2017 (Figura 3.2c), verifica-se que os autores não apresentam a incerteza de seus resultados obtidos, o que pode colocar

estes em dúvida. As faixas de incerteza da Figura 3.2c são extensas e podem não proporcionar avaliação precisa. Entretanto, é notável que há aumento no atraso da ignição e redução na duração da combustão quando usada a fumigação em relação a condição original. Os demais autores apresentam resultados com a mesma tendência.

Em relação à fração mássica de combustível queimada, resultados obtidos por alguns autores são apresentados na Figura 3.3.

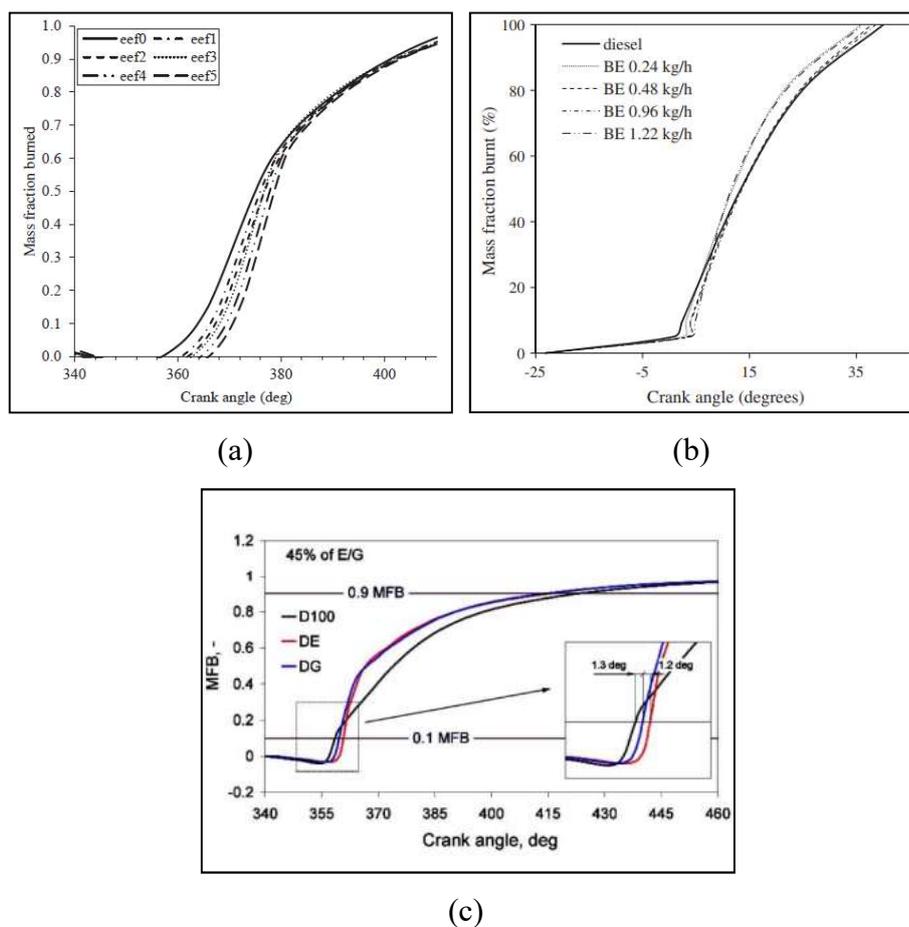


Figura 3.3 – Fração mássica queimada: (a) Jamuwa et al., 2017; (b) Hansdah e Murugan, 2014; (c) Jamrozik et al., 2018.

Nos três casos apresentados na Figura 3.3 nota-se que ao usar o etanol como combustível por fumigação, o início da combustão é atrasado, o que pode resultar do baixo índice de cetano e da queda de temperatura da carga durante a compressão. Também nota-se que as curvas apresentam, inicialmente, aumento na sua inclinação, o que significa que maior fração de combustível é queimada em menor tempo na fase inicial da combustão.

4 METODOLOGIA GERAL

O objetivo deste capítulo é apresentar questões metodológicas gerais que estão relacionadas com mais de um dos capítulos que apresentam os resultados (5, 6, 7 e 8), visando uma organização estrutural mais clara do trabalho como um todo. Portanto, são caracterizados os conjuntos motores utilizados nos testes, o método da análise de incerteza experimental, os combustíveis utilizados, além do equacionamento mais genérico. Posteriormente, os capítulos que apresentam os resultados informam também alguns métodos mais específicos que foram aplicados, bem como os dados da instrumentação, montagem experimental, procedimento de testes e equacionamento.

4.1 Grupo Motor-Gerador Agrale

A maior parte dos ensaios foram realizados em um motor de combustão de ignição por compressão, que originalmente opera em ciclo Diesel. Este motor é acoplado a um alternador por meio de um sistema de polias e correias, sendo esta montagem apta para geração de energia elétrica em corrente alternada (Figura 4.1). Os dados técnicos do conjunto motor-gerador são apresentados na Tabela 4.1.



Figura 4.1 – Conjunto motor-gerador Agrale.

Tabela 4.1 – Dados técnicos do conjunto motor-gerador. [Agrale, 2016]

Característica	Especificação	
Modelo e fabricante do motor	M93ID – Agrale	-
Ciclo do motor	Diesel 4 tempos	-
Cilindrada (V)	668	cm ³
Potência a 2500 rpm	12/8,8	CV/kW
Número de cilindros	1	-
Razão de compressão (RC)	20:1	Adimensional
Ângulo de injeção direta (final)	17° (original de fábrica)	APMS
Sistema de arrefecimento	A ar	-
Modelo e fabricante do alternador	L132 – Kohlbach	-
Potência	10/8	kVA/kW
Tensão – trifásica	220	Volts

A carga foi aplicada ao gerador durante os testes usando um banco de resistências, montado dentro de um reservatório de água para dissipação do calor produzido. Para cargas puramente resistivas, as variações de frequência produzidas por oscilações e também durante a mudança do regime de funcionamento (como por exemplo, aumento da vazão de etanol), não causam danos ao alternador ou a própria carga, e por isto sua aplicação torna-se adequada. Para variação da carga realizou-se a alteração do comprimento útil das resistências.

A Tabela 4.1 cita que a razão de compressão do motor é igual a 20:1, enquanto o ângulo final de injeção do óleo diesel na câmara de combustão é igual a 17° antes do ponto morto superior. Estes valores são os originais de fábrica, que foram alterados para execução de alguns dos ensaios, como será mostrado nas metodologias específicas.

4.2 Conjunto motor-dinamômetro

Na execução dos ensaios relativos ao capítulo 8, também foi utilizado um motor de ignição por compressão que originalmente opera em ciclo Diesel. Entretanto, este motor foi acoplado a um dinamômetro de correntes parasitas refrigerado a ar, de forma direta através de seu volante, por meio de um sistema de cardã e cruzetas. A carga e a rotação do motor são controladas utilizando o dinamômetro de correntes parasitas através de um controle em malha fechada desenvolvido pelo laboratório de motores da UFSM.

O conjunto é montado sobre uma base rígida projetada para a aplicação. A Figura 4.2 mostra uma imagem da montagem. Alguns dados técnicos do conjunto são apresentados na Tabela 4.2.

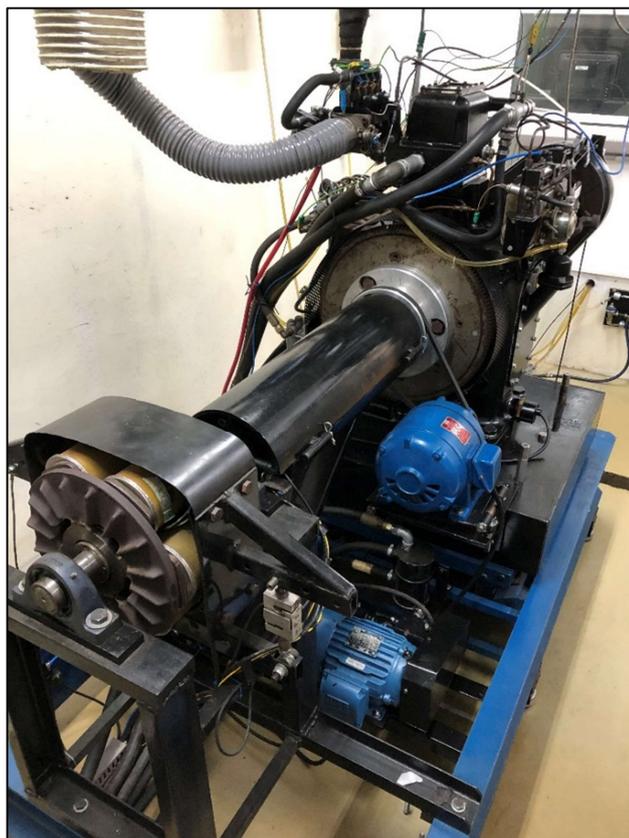


Figura 4.2 – Conjunto motor-dinamômetro.

Tabela 4.2 – Dados técnicos do conjunto motor-dinamômetro.

Característica	Especificação	
Modelo e fabricante do motor	Ricardo – Proteus	-
Ciclo do motor	Diesel 4 tempos	-
Cilindrada (V)	1034,08	cm ³
Número de cilindros	1	-
Razão de compressão (RC)	16:1	Adimensional
Sistema de arrefecimento	A água	-
Dinamômetro	Montagem própria	-
Tipo de dinamômetro	Correntes parasitas	-
Capacidade do dinamômetro	30@5500	kW@rpm

4.3 Equacionamento para eficiências, consumo específico de combustíveis, frações de substituição, relação ar combustível e estequiometria

O equacionamento apresentado neste item refere-se aquele utilizado para determinação de parâmetros de análise e de desempenho em todos os ensaios realizados, como por exemplo, a eficiência, o consumo específico de combustível, a substituição de óleo diesel por fumigação, em termos de massa e de energia e a relação ar combustível. Todas as equações são apresentadas na bibliografia consultada. Outras equações aplicadas apenas em alguns dos ensaios, e serão apresentadas posteriormente de forma específica.

As eficiências que são apresentadas nos resultados podem ser:

1. *Eficiência de conversão termoelétrica* (η_{TE}), no caso do grupo gerador, que relaciona a taxa de energia elétrica gerada e dissipada no conjunto de resistências, com a taxa de energia total fornecida pelo combustível.

2. *Eficiência indicada* (η_i), no caso do conjunto motor-dinamômetro, que relaciona a potência produzida como resultado do trabalho líquido do ciclo, com a taxa de energia total fornecida pelo combustível.

3. *Eficiência no freio* (η_b), no caso do conjunto motor-dinamômetro, que relaciona a potência no eixo, com a taxa de energia total fornecida pelo combustível.

Para as operações somente com óleo diesel e em modo bicomcombustível as eficiências foram calculadas, respectivamente, por

$$\eta = \frac{P}{\dot{m}_d . PCI_d} \quad (4.1)$$

$$\eta = \frac{P}{\dot{m}_d . PCI_d + \dot{m}_e . PCI_e} \quad (4.2)$$

onde η é a eficiência, P é a potência, \dot{m}_d é a vazão mássica de óleo diesel, \dot{m}_e é a vazão mássica de etanol, PCI_d é o poder calorífico inferior do óleo diesel, e PCI_e é o poder calorífico inferior do etanol.

O consumo específico de combustível (*CEC*) representa a massa total de combustível consumida por unidade de energia produzida, podendo servir como ferramenta em uma análise econômica, e foi calculado, como apresentado por Tsang et al., 2010, e por Telli, 2018

$$CEC = 3600 \frac{\dot{m}_d}{P} \quad (4.3)$$

$$CEC = 3600 \frac{\dot{m}_d + \dot{m}_e}{P} \quad (4.4)$$

onde o *CEC* é expresso em g/kWh.

Quando o motor operou em modo bicomcombustível foram determinados os percentuais de substituição do óleo diesel por etanol ou por misturas de etanol com óleo diesel, injetadas através da fumigação. Para isto, duas formas distintas para avaliação do percentual de substituição foram usadas ao longo da execução do trabalho:

1. *FME*. Fração mássica de etanol no total de combustível consumido (diesel e etanol).
2. *FEE*. Fração energética de etanol no total de energia fornecida pelos combustíveis (diesel e etanol).

No início de cada capítulo de resultados é apresentada uma tabela que mostra os valores de substituição em termos de fração energética e o equivalente em fração mássica, e nos gráficos em geral, foi utilizada a fração energética de etanol como referência. Desta forma, para o cálculo da substituição de óleo diesel em termos de massa e de energia usaram-se, respectivamente, as equações

$$FME = \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_d + \dot{m}_e} \quad (4.5)$$

$$FEE = \frac{\dot{m}_e PCI_e}{\dot{m}_d PCI_d + \dot{m}_e PCI_e} \quad (4.6)$$

sendo FME a fração mássica de etanol e FEE a fração energética de etanol. Os demais símbolos já foram nominados anteriormente. Tratando-se de uma fração, os valores podem variar entre 0 e 1, sendo 0 quando não é utilizado etanol, apenas óleo diesel, e 1 quando usado somente etanol.

A relação ar/combustível real foi calculada com base nas vazões mássicas de ar e de combustível (etanol e óleo diesel) por

$$Rac_R = \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_d + \dot{m}_e} \quad (4.7)$$

sendo Rac_R a relação ar combustível real durante a operação do motor. A determinação do parâmetro λ (*lambda*), se deu por

$$\lambda = \frac{Rac_R}{Rac_E} \quad (4.8)$$

onde Rac_E é a relação ar/combustível estequiométrica, determinada através da equação de reação completa e estequiométrica dos combustíveis.

4.4 Caracterização dos combustíveis utilizados

Como composição elementar do óleo diesel e do etanol, foram utilizados dados obtidos em ensaios realizados pela Cientec no ano de 2016, cujos laudos são apresentados no Anexo I e Anexo II. A análise do óleo diesel foi de acordo com a metodologia ASTM D1552-16, e a do etanol de acordo com a metodologia ASTM D5291-10(2015). Os resultados são apresentados na Tabela 4.3.

Tabela 4.3 - Análise elementar e *PCI* do óleo diesel e do etanol.

Elemento	Óleo diesel	Etanol	Unidade
Carbono	86,08	48,63	
Hidrogênio	12,44	13,14	
Nitrogênio	0,04	0,03	% em massa
Enxofre	0,04	-	
Oxigênio	1,40	38,20	
<i>PCI</i>	42.653,2	24.034,5	MJ/kg

A composição elementar apresentada na Tabela 4.3 foi utilizada para o cálculo da reação de combustão estequiométrica. Também foram medidos os valores de poder calorífico superior (*PCS*), sendo 45.385 kJ/kg para o óleo diesel e 26.920 kJ/kg para o etanol graduação de 95%, e a partir do *PCS* foi calculado o poder calorífico inferior (*PCI*), apresentado na Tabela 4.3. A determinação do poder calorífico das misturas de etanol com maiores frações de água se deu através do cálculo da fração mássica de etanol e da água adicional em cada mistura.

No caso dos testes cujos resultados são apresentados nos capítulos 5 e 6 foi utilizado óleo diesel rodoviário S500 (o que pode ser observado pelo teor de enxofre igual a 0,04%, ou seja, 400 ppm, identificado da tabela 4.3), enquanto nos resultados apresentados nos capítulos 7 e 8 foi utilizado óleo diesel S10. A Agência Nacional de Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis não especifica diferença na composição química destes combustíveis.

4.5 Análise de incerteza experimental

Toda medição está sujeita a erros, em menor ou maior grau, sendo que o valor verdadeiro nunca é conhecido. Assim, o resultado obtido em uma medição é apenas uma estimativa do valor verdadeiro. Estabelecer a incerteza é permitir que se faça a melhor estimativa possível de uma faixa de valores dentro da qual o valor verdadeiro se encontra [Martins, 1998].

De forma geral, a incerteza que é obtida de forma estatística é classificada como *incerteza do tipo A*, enquanto aquela obtida de qualquer outra forma é classificada como *incerteza do tipo B*.

Em relação a incerteza do tipo A, segundo o Inmetro, 2008, na maioria das vezes a melhor estimativa disponível ou valor esperado de uma grandeza que varia aleatoriamente,

para a qual n observações independentes foram realizadas sob as mesmas condições de medição, é a sua média aritmética. O desvio padrão experimental será dado pela raiz quadrada da estimativa de variância da amostragem, caracterizando assim a variabilidade dos valores observados ou, mais especificamente, sua dispersão em torno da média.

O método de avaliação tipo B orienta a estimativa da incerteza de variáveis que não foram obtidas a partir de observações repetidas, sendo então a incerteza padrão avaliada por julgamento científico baseado em todas as informações disponíveis sobre a possível variabilidade. As informações podem ser oriundas, por exemplo:

1. De dados de medições realizadas previamente.
2. Da experiência ou do conhecimento geral do comportamento e das propriedades dos instrumentos.
3. Das especificações do fabricante.
4. De certificados de calibração ou de manuais.

Inmetro, 2008, cita que deve-se reconhecer que uma análise pelo método B pode ser mais confiável do que uma análise pelo método A, quando a avaliação do tipo A for baseada em um número comparativamente pequeno de observações estatisticamente independentes. Em função disto, na maioria dos casos estudados neste trabalho foram avaliadas as incertezas pelo método B. Na sequência deste trabalho será informado o tipo de método aplicado em cada variável estudada.

O método utilizado para determinar a incerteza propagada foi o proposto por Kline e McClintock, 1953. Supondo que um parâmetro R seja função de duas ou mais variáveis independentes $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$, ou seja

$$R = R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (4.9)$$

A incerteza total do parâmetro R será:

$$I_R = \sqrt{\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} I_1\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} I_2\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} I_n\right)^2} \quad (4.10)$$

onde I_1 , I_2 e I_3 são as incertezas das variáveis independentes. A partir da Equação 4.13 foram obtidas as derivadas que representam a incerteza combinada de diversos parâmetros que foram analisados no trabalho, e as equações finais são apresentadas no Apêndice A.

4.6 Simbologia para identificação dos ensaios

Visando padronizar a identificação dos diversos ensaios realizados, uma simbologia padronizada foi adotada, como mostra a Figura 4.3.

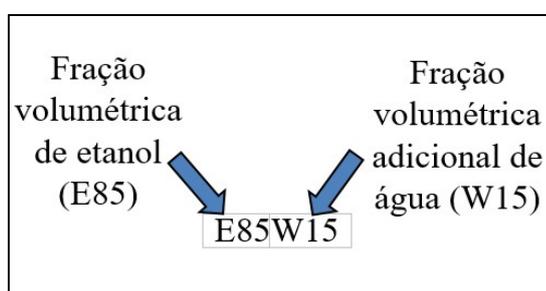


Figura 4.3 – Descrição da identificação dos ensaios.

A simbologia acima pode ser acompanhada do tempo de injeção, por exemplo, E85W15_2.0, na qual 2.0 refere-se ao tempo em que o bico injetor permanece aberto, ou ainda, no caso do capítulo 6, das abreviações BA ou BF, que significam, respectivamente, borboleta aberta e borboleta parcialmente fechada.

4.7 Condições de testes

Diferentes condições de testes e fixação de parâmetros foram utilizadas para obtenção dos resultados apresentados nos capítulos 5, 6, 7 e 8, como mostra a Tabela 4.4.

Tabela 4.4 – Condições de testes.

Capítulo	Carga	Velocidade (N), rpm
5	5,6 kW (alternador)	2560
6	5,6 kW (alternador)	2560
7	7,2 kW (alternador)	2560
8	6 bar (<i>pmc</i>)	1800

Em nenhum ensaio o excesso de ar (*lambda*) foi parâmetro fixo ou controlado, sendo ajustadas as vazões de combustíveis para obtenção das condições descritas na Tabela 4.4.

5 ANÁLISE PRELIMINAR DO USO DO ETANOL COM ELEVADA FRAÇÃO DE ÁGUA

A proposta do presente estudo foi investigar os efeitos do uso de etanol hidratado com elevada fração de água (10, 20 e 30% adicionais em volume) como combustível em um motor de ignição por compressão, aplicado através da técnica da fumigação, em paralelo com o uso do óleo diesel, operando assim em modo de bi combustível. Este capítulo apresenta os primeiros resultados obtidos, usados para a qualificação, que serviram como base para entender de forma geral a operação do método de fumigação em motores de ignição por compressão.

5.1 Montagem experimental e instrumentação

A Figura 5.1 mostra a montagem experimental preparada para a execução dos ensaios que deram origem aos resultados apresentados neste capítulo.

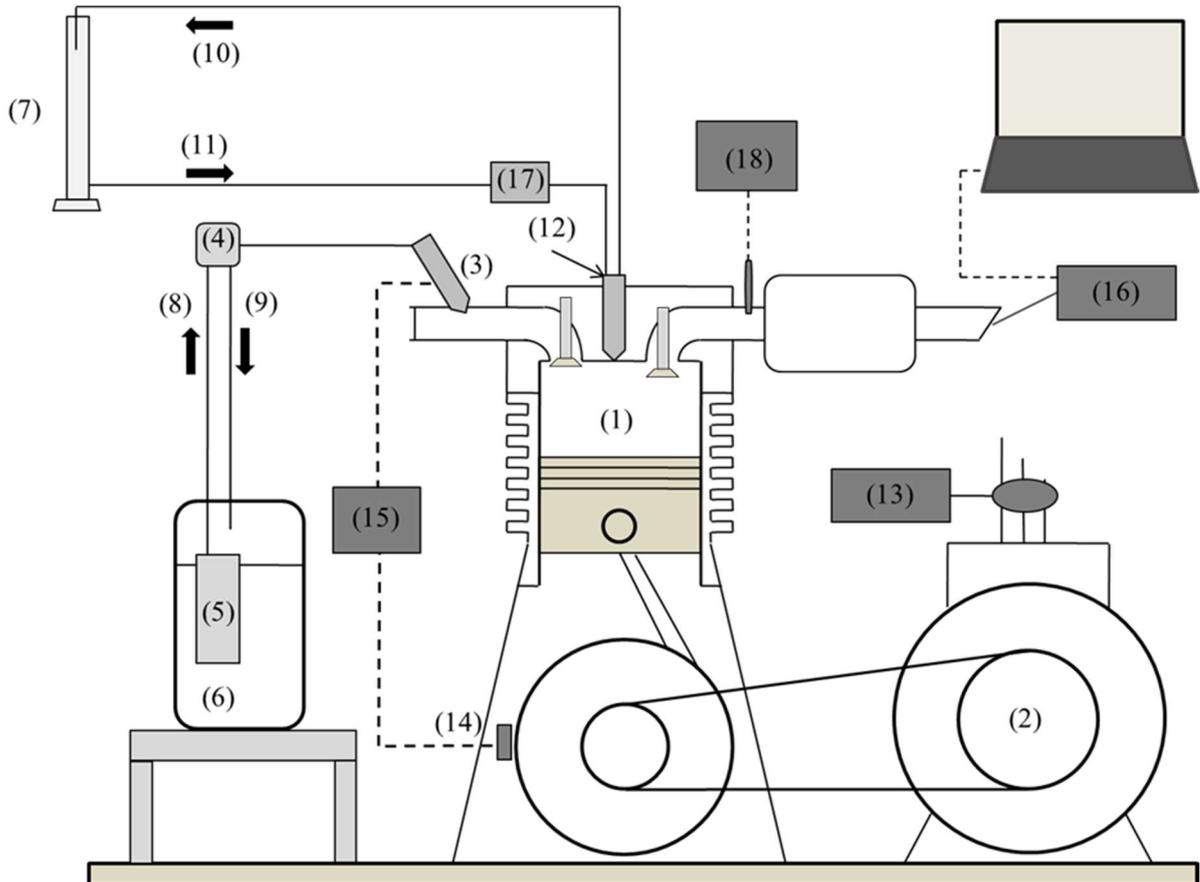


Figura 5.1 – Esquema do aparato experimental.

Os componentes na Figura 5.1 são: (1) motor de ignição por compressão; (2) alternador; (3) bico injetor para fumigação; (4) válvula reguladora de pressão do etanol; (5) bomba de etanol; (6) reservatório de etanol; (7) proveta graduada de suprimento de óleo diesel; (8) linha de alimentação de etanol; (9) linha de retorno de etanol; (10) linha de retorno de óleo diesel; (11) linha de alimentação de óleo diesel; (12) bico injetor de óleo diesel; (13) analisador de energia; (14) sensor de velocidade angular; (15) unidade de comando eletrônico; (16) opacímetro; (17) bomba injetora; (18) medidor de temperatura.

A unidade eletrônica de comando (UEC) utilizada foi uma *Fuel Tech* modelo FT300, normalmente aplicada para gerenciamento de motores de ignição por centelha. Este módulo permite a programação do mapa de injeção de combustível em função de diversos parâmetros do motor, sendo que no caso da aplicação realizada para a fumigação neste trabalho, o único parâmetro usado como referência para a injeção de combustível foi a velocidade angular do motor: um sensor do tipo *hall* foi instalado no bloco e um ímã no volante do motor; a cada vez que o ímã passava pelo sensor um sinal de 5 Volts era enviado para a UEC, que por sua vez comandava a abertura do bico injetor durante o tempo pré-programado.

A bomba de combustível (etanol/água) é do tipo veicular submersa no combustível, a válvula reguladora de pressão é do tipo diafragma aplicada em veículos do tipo *pick-ups*, e o bico injetor é do modelo IWP064, usado em alguns veículos Fiat. Estes itens foram adquiridos no mercado convencional de autopeças. A posição de montagem do bico injetor no coletor de admissão é mostrada na Figura 5.2.

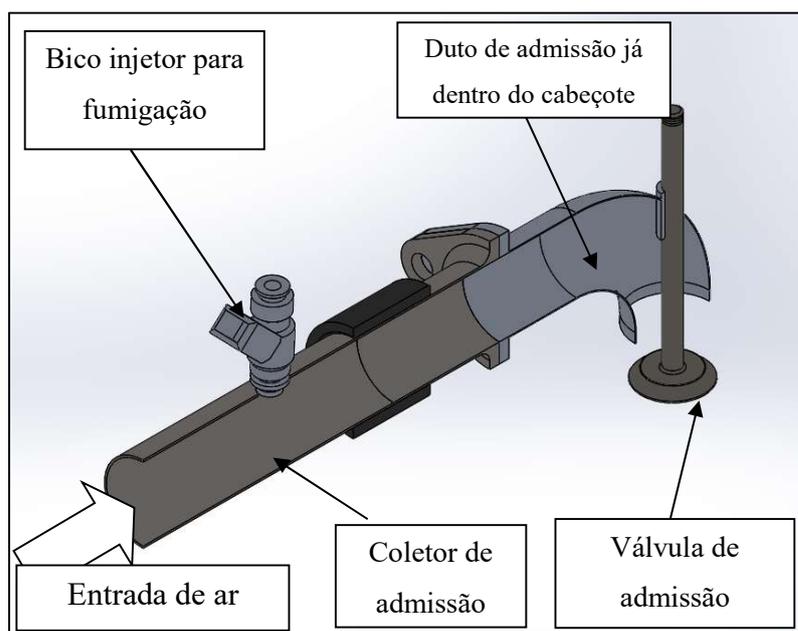


Figura 5.2 – Montagem do coletor de admissão.

Previamente foi realizado um estudo da vazão mássica de etanol proporcionada pelo bico injetor de fumigação, o qual o procedimento detalhado e os resultados encontrados são mostrados no Apêndice B. O consumo de etanol foi então calculado, em cada condição de testes, como uma função do tempo de abertura do bico injetor, segundo a relação mostrada no mesmo apêndice. Nota-se que nesta montagem o bico injetor foi posicionado em posição perpendicular ao fluxo de ar que entra para o motor e a distância do ponto de injeção até a válvula de admissão foi de aproximadamente 300 mm, considerando o raio da curva.

Para a medição do consumo do óleo diesel foi utilizada uma proveta graduada com capacidade máxima de 100 ml, fornecendo o combustível por gravidade e com retorno pela abertura superior da proveta. O tanque de combustível original foi removido visto que não teria utilidade durante os experimentos. A proveta era abastecida acima de sua escala máxima e quando o nível atingia 100 ml um cronômetro era acionado para totalização do tempo até o consumo de 50 ml. Desta forma, pode-se obter a vazão volumétrica de óleo diesel e, considerando sua massa específica, calcular a vazão mássica por

$$\dot{m}_d = \tilde{V}_d \cdot \rho_d \quad (5.1)$$

sendo \dot{m}_d a vazão mássica, \tilde{V}_d a vazão volumétrica e ρ_d a massa específica, todos referentes ao óleo diesel (subscrito d).

A opacidade dos gases de exaustão (OGE) foi avaliada utilizando-se um opacímetro da marca NAPRO, modelo NA9000T. Este equipamento é normalmente utilizado em oficinas que realizam inspeção veicular, em localidades nas quais este procedimento é exigido. A medição de opacidade dá uma noção da presença maior ou menor de material particulado nos gases. As características técnicas do opacímetro são apresentadas na Tabela 5.1.

Tabela 5.1 – Características técnicas do opacímetro.

Característica	Valor
Faixa de medição de opacidade	0-99%
Faixa de medição do coeficiente de absorção de luz	0-9,99 1/m
Resolução	0,1
Precisão	+2%
Temperatura ambiente de funcionamento	5-40 °C
Umidade relativa do ambiente de funcionamento	0-95%

O equipamento é conectado por porta serial a um microcomputador, no qual está instalado o *software* que mostra os resultados da medição na tela do supervisor, sendo usada neste caso a função de medição instantânea. Durante os ensaios o opacímetro ficou ligado permanentemente e os valores apresentados na tela do microcomputador foram registrados manualmente.

Para medir a temperatura nos gases de exaustão foi utilizado um medidor com termopar tipo K, instalado diretamente no coletor de escape, antes do silencioso do motor. A faixa de medição do aparelho é de -50 a 1300 °C com resolução é de 1 °C e precisão 0,3% do valor ± 1 °C. O manual de instruções apresenta também a precisão do sensor, que fica em $\pm 2,2$ °C ou $\pm 0,75\%$ da medida (o que for maior), quando operando entre 0 e 800 °C. O valor da temperatura é mostrado em um *display* de cristal líquido e foi registrado de forma manual em todas os ensaios realizados.

A medida de potência elétrica gerada pelo alternador foi realizada utilizando um aparelho analisador de energia marca EMBRASUL, modelo RE6000, conectado diretamente a fiação de saída do alternador. Para potência a incerteza é de $\pm 0,5\%$ da medida. A potência foi registrada manualmente a cada ensaio, ficando em valor estável de aproximadamente 5,6 kW. O analisador de energia também mede a frequência da energia elétrica gerada, a qual deveria permanecer estável em 60 Hz, permitindo assim o ajuste da dosagem de injeção de diesel (através da alavanca do acelerador do motor) em cada percentual de injeção de etanol. Para a frequência a precisão da medida é de $\pm 0,01$ Hz. Os valores foram verificados visualmente de forma direta no *display* do aparelho.

5.2 Procedimento dos ensaios

O procedimento adotado para a execução dos ensaios foi o seguinte:

1. Partida e operação do motor apenas com diesel, sem carga, durante 15 minutos.
2. Aplicação de carga no motor, ajuste da velocidade através da alavanca do acelerador para geração de energia em 60 Hz, deixando-o então funcionar com óleo diesel durante 30 minutos para aquecimento.
3. Após período de aquecimento, iniciaram-se os registros de dados do ensaio testemunha.
4. Após o ensaio testemunha deu-se início aos testes usando a fumigação; com o motor operando ainda com óleo diesel e com carga, o bico injetor de fumigação era acionado;

como resultado da adição do etanol por fumigação a velocidade do motor e gerador subiam, aumentando a frequência acima de 60 Hz.

5. A velocidade do motor era reajustada, reduzindo-se a injeção de óleo diesel através da alavanca do acelerador, até que a frequência voltasse a 60 Hz.

6. Com o ajuste da frequência realizado, iniciava-se a medição do tempo que o motor levava para consumir 50 ml de diesel da proveta graduada, enquanto isto eram registrados os dados de potência elétrica, temperatura dos gases e opacidade.

7. Após o registro dos dados o tempo de fumigação era aumentado e os procedimentos 5 e 6 repetidos para uma nova condição de funcionamento.

Ao final da execução dos ensaios em todos os tempos de fumigação o motor era novamente posto em operação apenas com diesel e com carga durante 15 minutos, e na sequência sem carga durante mais 15 minutos para resfriamento. Cada condição de teste foi repetida 20 vezes, reabastecendo a proveta e registrando os dados. Os resultados que são apresentados são as médias dos registros obtidos nas 20 repetições.

5.3 Equacionamento

A seguir serão apresentados os métodos e equações aplicados para estimar o consumo de ar e a temperatura de chama adiabática em cada condição ensaiada. Os demais equacionamentos aplicados para cálculo da eficiência, do consumo, dentre outros, foram citados no capítulo 4.

5.3.1 Estimativa do consumo de ar

Para realizar o cálculo do excesso de ar (λ) inicialmente foi necessário determinar a vazão volumétrica (\dot{V}) proporcionada pelo deslocamento do pistão na velocidade de operação do motor, usando

$$\dot{V} = V \frac{N}{2.60} \quad (5.1)$$

sendo V o volume deslocado pelo pistão (cilindrada) e N a velocidade angular. O número 2 refere-se ao motor operar em 4 tempos, realizando tempo de admissão a cada 2 voltas, e o número 60 refere-se a conversão de rotações por minutos para rotações por segundo.

Para a conversão da vazão volumétrica em vazão mássica, foi utilizada a massa específica do ar ambiente, nas condições encontradas em cada ensaio. A massa específica do ar foi calculada utilizando-se a equação de estado do gás ideal,

$$\rho = \frac{P}{R.T} \quad (5.2)$$

na qual ρ a massa específica, P é a pressão ambiente, R é a constante específica de cada gás, e T é a temperatura ambiente. Segundo Martins, 2011, para motores aspirados as propriedades do ar ambiente não apresentam grande variação em relação aquelas do ar no coletor de admissão, podendo ser consideradas iguais. Além disto, o motor utilizado teve o filtro de ar removido, aproximando mais a pressão do coletor da pressão ambiente.

Em motores de ignição por compressão, que operam sem borboleta para restrição do ar na admissão, a vazão de ar que adentra ao motor deve ser constante e por isto torna-se razoável estimar a vazão mássica pelo método acima. Seu valor foi considerado constante para todos os pontos ensaiados.

5.3.2 Estimativa da temperatura de chama adiabática

Turns, 2013, define duas temperaturas de chamas adiabáticas distintas: uma a pressão constante e outra a volume constante. Se a pressão é constante, a entalpia padrão dos reagentes no estado inicial é igual a entalpia padrão dos produtos no estado final, ou seja

$$H_{reag}(T_i, P) = H_{prod}(T_{ad}, P) \quad (5.3)$$

sendo H_{reag} a entalpia dos reagentes, T_i a temperatura inicial, P a pressão, H_{prod} a entalpia dos produtos e T_{ad} a temperatura de chama adiabática. A entalpia dos reagentes e dos produtos, podem, então, ser determinadas por

$$H_{reag} = \sum_{reag} N_i \bar{h}_i = H_{prod} = \sum_{prod} N_i \bar{h}_i \quad (5.4)$$

na qual N_i é o número de mols, \bar{h}_i é a entalpia de formação (considerada a 298 K). Quando o processo ocorre a volume constante a energia interna dos reagentes é igual a energia interna dos produtos no estado final, ou seja

$$U_{reag}(T_i, P_i) = U_{prod}(T_{ad}, P_f) \quad (5.5)$$

sendo U_{reag} a energia interna padrão da mistura (reagentes), P_i a pressão inicial e P_f a pressão final. É possível ainda reorganizar a Equação 5.5, já que $H = U + PV$, e substituindo PV por NRT , obtendo

$$H_{reag} - H_{prod} - R_u(N_{reag}T_i - N_{prod}T_{ad}) = 0 \quad (5.6)$$

A análise da temperatura de chama adiabática a pressão constante pode servir como modelo para a operação de um motor de ciclo diesel ideal, enquanto a análise a volume constante para um motor de ciclo Otto ideal. Entretanto, os motores que operam sob este ciclos de forma real não apresentam processos de combustão a pressão ou a volume constante, mas sim, com variação destas duas propriedades durante o ciclo. Desta forma, as duas formas são apresentadas nos resultados. Para execução da rotina de cálculos foi utilizado o *software* Engineer Equation Solver (EES) pois o mesmo possui biblioteca das propriedades termodinâmicas dos componentes envolvidos, considerando combustão completa com produção de CO_2 , H_2O , N_2 e O_2 . O programa descrito no EES é apresentado no Apêndice C.

5.4 Resultados e discussões parciais

A análise dos resultados é apresentada nos gráficos em função da fração energética de etanol (FEE), indicador definido anteriormente pela Equação 4.7 com base no consumo dos combustíveis etanol e óleo diesel. A Tabela 5.2 apresenta as vazões de combustíveis, as substituições e os respectivos excessos de ar calculados para os diversos ensaios realizados.

Nota-se que foi possível atingir ampla faixa de substituição de óleo diesel por etanol, chegando a 56,44% em termos de energia e 69,69% em termos de massa. De acordo com a literatura estes valores, para o método da fumigação, podem chegar a 50%. Os valores de substituição foram menores quando a concentração de água na mistura fumigada aumentou, pois há redução da fração de etanol e conseqüente aumento da quantidade de óleo diesel injetado para manutenção da potência desenvolvida. FEE é sempre menor que FME pois o etanol possui menor poder calorífico que óleo diesel.

Tabela 5.2 – Consumo de combustíveis, substituição e excesso de ar obtido nos diversos ensaios realizados.

Ensaio	\dot{m}_d , g/s	\dot{m}_e , g/s ¹	FME	FEE	λ
Testemunha	0,606	0,000	0,000	0,000	1,77
E90W10_1.76	0,500	0,120	0,193	0,119	1,86
E90W10_2.52	0,451	0,187	0,292	0,189	1,90
E90W10_3.76	0,374	0,295	0,441	0,308	1,92
E90W10_5.00	0,310	0,404	0,565	0,423	1,91
E90W10_7.00	0,252	0,579	0,696	0,564	1,75
E80W20_1.76	0,534	0,104	0,163	0,099	1,81
E80W20_2.52	0,487	0,162	0,249	0,157	1,84
E80W20_3.76	0,419	0,256	0,379	0,256	1,87
E80W20_5.00	0,356	0,351	0,495	0,356	1,89
E80W20_7.00	0,281	0,503	0,641	0,502	1,82
E70W30_1.76	0,546	0,089	0,140	0,084	1,81
E70W30_2.52	0,504	0,138	0,215	0,134	1,84
E70W30_3.76	0,443	0,219	0,331	0,218	1,87
E70W30_5.00	0,394	0,300	0,432	0,300	1,87
E70W30_7.00	0,325	0,430	0,569	0,427	1,83

¹ Para detalhes sobre a obtenção ver Apêndice B.

Em relação ao *lambda*, apresentado na última coluna a direita, nota-se que alguns valores ficaram abaixo dos demais, especialmente aqueles obtidos nos ensaios testemunha (1,77) e E100W0_7.00 (1,75), o que pode-se atribuir a incerteza da determinação deste parâmetro, visto que a vazão de ar foi calculada e não medida. A mesma justificativa é atribuída para a obtenção de valores muito próximos, como aqueles obtidos nos ensaios com 30% de água misturado ao etanol. Com o aumento da fração de etanol esperava-se que o valor do *lambda* aumentasse progressivamente, em função do etanol requerer menor quantidade de ar para combustão completa.

5.4.1 Eficiência de conversão termoelétrica

Com base na potência produzida pelo alternador, na vazão dos combustíveis e no PCI, foi calculada a eficiência de conversão termoelétrica para cada condição ensaiada. Os resultados são mostrados na Figura 5.3.

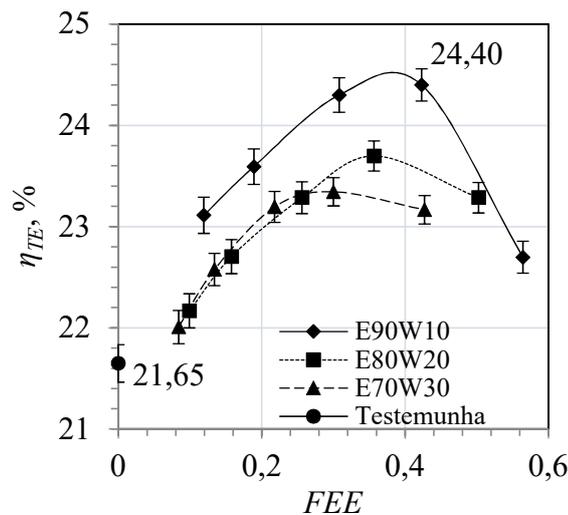


Figura 5.3 – Eficiência de conversão termoeétrica.

Nota-se que as três curvas apresentam tendência ao valor obtido no ensaio testemunha quando reduzida a *FEE*, o que ocorre em função do aumento da quantidade de óleo diesel. Ao aumentar a *FEE* as eficiências sobem gradualmente e nas elevadas substituições ocorre tendência de queda. O aumento no teor de água para 20 e 30% causa redução nas eficiências, demonstrando que a água contribui para alguma deficiência no processo de combustão. Este fato foi relatado na literatura por Morsy, 2015. Considerando as faixas de incertezas, não é possível afirmar que há diferença nos valores quando a *FEE* é baixa.

Nos testes usando 30% de água os maiores valores de eficiência atingidos foram de 23,19%, 23,34% e 23,17%, nas *FEE* de, respectivamente, 0,218, 0,300 e 0,427, os quais, ao considerar as faixas de incerteza, não podem ser dados como valores diferentes. Para a menor *FEE* a eficiência foi igual a 22,01%, valor que, ao considerar a faixa de incerteza, não pode ser diferenciada no valor obtido no ensaio testemunha (21,65%).

Nos testes realizados com misturas de 20% de água a eficiência sempre foi maior que a condição original operando apenas com óleo diesel. A maior diferença ocorreu na *FEE* de 0,356, quando a eficiência foi de 23,7%, aproximadamente 9,5% acima da obtida no ensaio testemunha.

Nos testes com mistura de 10% de água, as máximas eficiências foram de 24,3% e 24,4%, respectivamente nas *FEE* de 0,308 e 0,423, aproximadamente 12,25% e 12,70% acima do valor do ensaio testemunha. Ao considerar as faixas de incerteza não é possível afirmar a diferença entre estes dois pontos de teste. Oliveira et al., 2016, relatam em sua pesquisa um aumento de 13% na eficiência quando utiliza a fumigação com etanol em motores a diesel. A

menor eficiência obtida nos testes com mistura de 10% de água no etanol foi 23,11%, na *FEE* de 0,119.

De forma geral nota-se que *FEE* intermediárias proporcionaram elevação das eficiências resultando em valores maiores do que aqueles obtidos no ensaio testemunha, demonstrando uma forma de viabilidade do uso da técnica, da mesma forma que obtido por Oliveira et al., 2016.

Alguns fatores que podem ocasionar a queda de eficiência em elevados *FEE* foram apresentados no capítulo 2, como o excessivo atraso na ignição causado pela significativa parcela de álcool e água na câmara de combustão. Este atraso ocorre em função da queda da temperatura no final da compressão, causada pelo consumo de energia para vaporização das misturas de etanol e água. Além disto a queda da temperatura dentro da câmara pode provocar combustão incompleta, resultando também em redução da eficiência.

5.4.2 Consumo específico de combustível

Os resultados obtidos para consumo específico de combustível são apresentados na Figura 5.4.

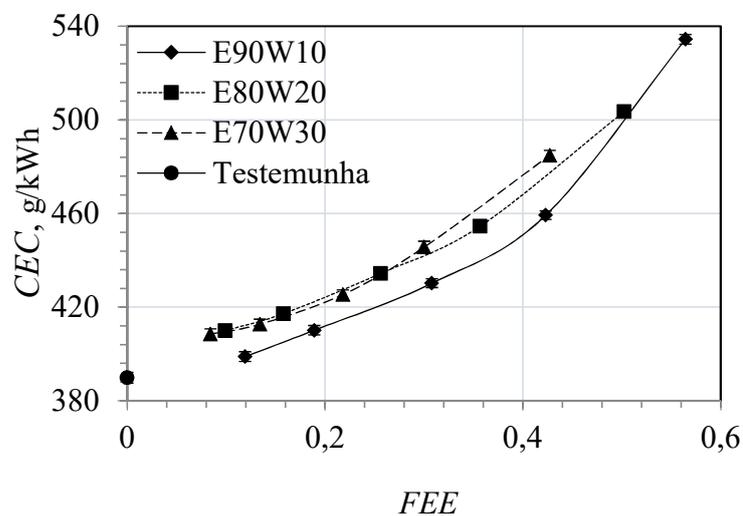


Figura 5.4 – Consumo específico de combustível.

O consumo específico total de combustível (óleo diesel e etanol) ficou acima do obtido no ensaio testemunha, em todas as frações de substituição, para as três misturas etanol/água. As melhores condições de consumo específico, em modo bicomcombustível, de combustível foram obtidas com 10% de água misturada ao etanol, entretanto, o aumento da quantidade de água contribui para a redução do desempenho do motor e da eficiência, como

mostrado na figura 5.3. O menor valor obtido foi de 398,99 g/kWh, 2,3% acima da condição original. A pior condição de consumo específico de combustível foi obtida também para a mistura com 10% de água, na maior substituição, com aumento de 37% em relação ao ensaio testemunha.

Para condições de baixa substituição, as misturas com 20 e 30% de água apresentaram resultados sobrepostos e, considerando as incertezas, não há como diferenciá-las. Nour et al., 2017, relatam que o aumento do consumo específico em função do aumento da fração de água é justificado pela redução do poder calorífico da mistura, e conseqüente redução do calor liberado. Nota-se que os valores tendem para aquele obtido no ensaio testemunha, em função da redução da fração de etanol e aumento da parcela de óleo diesel. O comportamento das curvas é semelhante ao obtido para as eficiências, de forma inversa.

5.4.3 Opacidade dos gases de exaustão

A opacidade dos gases de exaustão (OGE) foi medida durante os testes, e os resultados são mostrados na Figura 5.5.

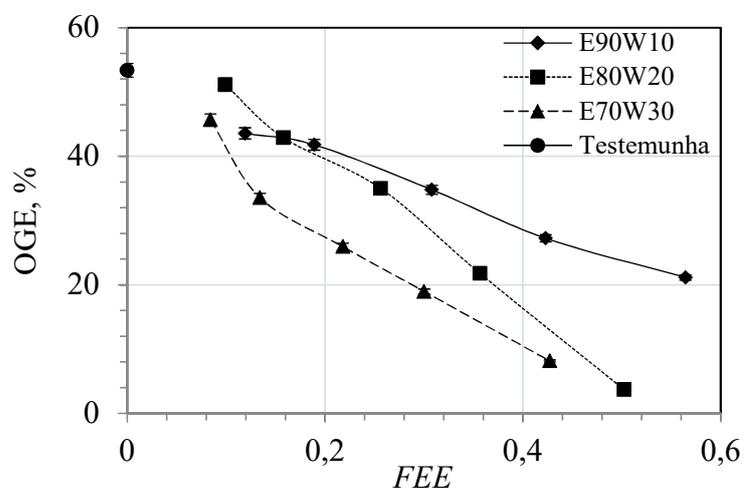


Figura 5.5 – Opacidade dos gases de exaustão.

Para todos os casos que utilizaram misturas de etanol/água, o valor da opacidade da fumaça ficou abaixo daquele obtido apenas com óleo diesel, inclusive considerando a faixa de incerteza. De forma geral, com maiores frações de água e maiores frações de etanol a opacidade reduziu, chegando ao menor valor de 3,68% no ensaio E80W20_7.00, 93,11% abaixo do valor obtido no ensaio testemunha. A menor redução obtida foi no ensaio E80W20_1.76, FEE igual a 0,09, com redução de 4,18% em relação ao ensaio testemunha.

De forma geral o aumento do percentual de água faz com que opacidade reduza, o que pode ser atribuído a provável redução da temperatura durante a combustão e aumento da combustão na fase pré-misturada, o que contribui para redução da formação de particulados.

A opacidade é uma emissão característica da combustão do óleo diesel e com a substituição do diesel pelas misturas etanol/água esperava-se a redução da opacidade da fumaça, o que é relatado na literatura [Imran et al., 2013; Peng et al., 2017; Choongsik e Jaeheum, 2017].

5.4.4 Temperatura dos gases na exaustão e excesso de ar

A temperatura dos gases de exaustão (T_g) foi medida em todos os ensaios, e os resultados são mostrados na Figura 5.6.

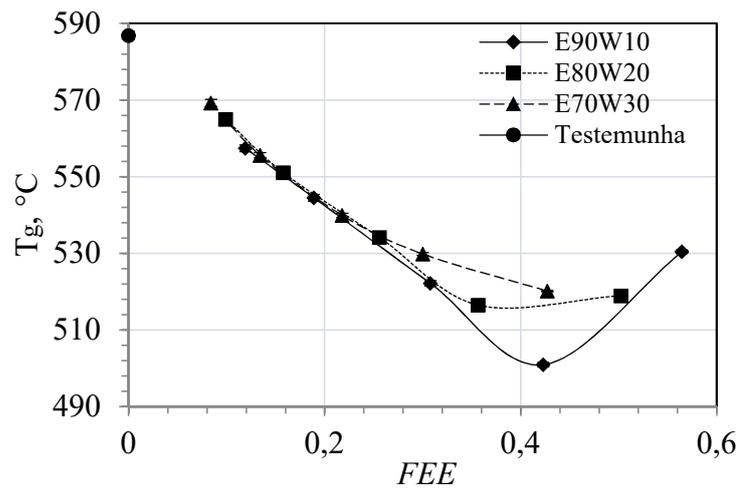


Figura 5.6 – Temperatura dos gases na exaustão.

Para todos os testes usando misturas de etanol/água, a temperatura do gás de exaustão foi menor do que a temperatura usando apenas óleo diesel (ensaio testemunha). Existem tendências semelhantes para os três tipos de misturas usadas, com queda na temperatura quando a substituição aumenta, sendo que apenas nas máximas *FEE* das misturas com 20% e 30% de água no etanol há tendência de aumento da temperatura.

Considerando a incerteza do medidor de temperatura, não é possível concluir como as diferentes parcelas de água influenciam na temperatura nas condições de menor *FEE*. A menor temperatura registrada foi de 501 °C durante o teste com 10% de água, quando a fração

energética de etanol foi de aproximadamente 0,423. Na literatura há resultados que confirmam essa tendência [Morsy, 2015; Choongsik e Jaeheum, 2017].

Temperaturas dos gases de exaustão abaixo dos obtidos nos testes de referência foram relatadas por Morsy, 2015, para todas as misturas de etanol/água. Goldsworthy, 2013, relatou três fatores que podem contribuir para a redução da temperatura: o calor latente de vaporização do etanol pode reduzir a temperatura do ar na entrada; o vapor de água faz com que a temperatura de combustão seja reduzida; a menor temperatura de chama adiabática do etanol em comparação com o diesel. Os maiores valores obtidos para eficiência também podem estar relacionados com a redução na temperatura dos gases de escape, visto que uma parcela de energia deixa de sair nos gases para ser convertida em trabalho. A queda de temperatura dos gases de escape pode ser atribuída à vaporização de parte do etanol e da água que ocorre apenas no interior da câmara de combustão [Peng et al., 2017].

Alguns autores relacionam a temperatura dos gases de escape ao excesso de ar [Morsy, 2015; Ferreira et al., 2013]. Desta forma, os valores deste parâmetro foram estimados e as curvas de excesso de ar são mostradas na Figura 5.7.

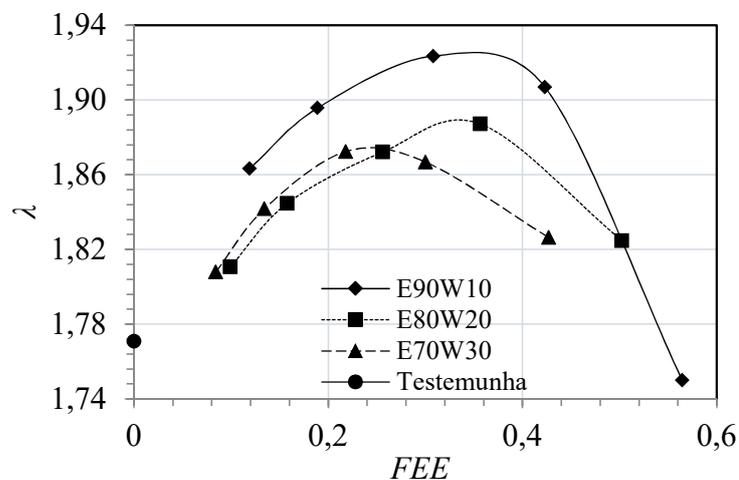


Figura 5.7 – Excesso de ar.

Como a vazão de ar foi considerada constante para todos os pontos ensaiados, os valores do excesso de ar tornam-se função apenas das vazões de etanol e de óleo diesel, o que faz com que as curvas apresentadas na Figura 5.7 tenham comportamento semelhantes ao apresentado pelas curvas da Figura 5.3 (eficiências) e 5.4 (consumo específico).

Observa-se que, da mesma forma que nos outros resultados, os valores tendem aos obtidos na condição testemunha quando há redução da *FEE*. Para a curva E90W10, em

comparação com a correspondente curva de temperatura dos gases de escape, Figura 5.6, verifica-se que há aumento do excesso de ar quando há redução da temperatura dos gases de exaustão e, na maior substituição, há um aumento na temperatura dos gases de escape, enquanto o excesso de ar diminui significativamente, o que pode explicar este aumento da temperatura.

Para a curva E80W20, a relação entre o excesso de ar e a temperatura dos gases de escape é menos pronunciada em alta substituição, havendo diminuição do excesso de ar e menor aumento da temperatura, em comparação com a curva E90W10. A redução dos valores ao longo da curva, relacionada à curva E90W10, é evidente devido à redução no consumo de combustível, relatada na Figura 5.4.

Analisando a curva E70W30, verifica-se que o excesso de ar apresenta valores semelhantes à curva E80W20, em baixa substituição, e nas duas maiores substituições os valores são menores, enquanto não há aumento na temperatura dos gases de escape. Com o aumento da fração de massa de água em etanol, o consumo de óleo diesel aumenta e o excesso de ar é reduzido, pois a relação ar-combustível para o diesel é significativamente maior que o etanol. Como a temperatura dentro da câmara de combustão é uma propriedade que afeta diretamente a temperatura dos gases de exaustão, para cada condição ensaiada foi estimada a temperatura de chama adiabática (TCA), utilizando o balanço energético mostrado no item 5.3.2. Gráficamente, os resultados são mostrados na Figura 5.8. A identificação com “P” significa a pressão constante, e o “V” significa a volume constante.

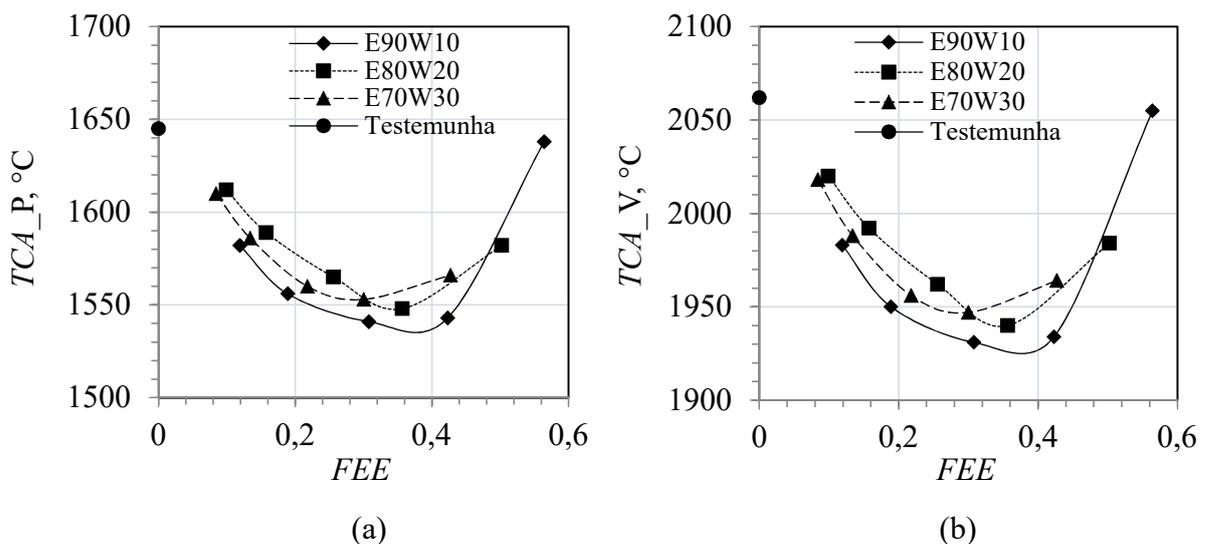


Figura 5.8 – Estimativa das temperaturas de chamas adiabáticas: (a) pressão constante; (b) volume constante.

O comportamento das curvas para volume e para pressão constante são semelhantes, havendo redução em relação aqueles apresentados como base na literatura em função do excesso de ar. Há redução na temperatura da chama adiabática em todos os casos quando se utiliza a fumigação de misturas de água/etanol em comparação com o ensaio testemunha, devido à menor temperatura de chama adiabática do etanol. Apenas em maior substituição em cada curva a tendência reduz significativamente, pois em tais condições o consumo específico de combustível aumenta, como mostrado anteriormente na Figura 5.4, principalmente como resultado do aumento do consumo de diesel, que possui maior temperatura de chama adiabática.

As curvas E80W20 e E70W30 apresentam maiores valores do que a curva E90W10, pois o aumento da fração de água nas misturas etanol/água diminui o consumo de etanol e aumenta o consumo de óleo diesel, para mesma carga e velocidade angular. Este aumento no consumo de diesel leva a uma maior *TCA*. Ao comparar as curvas de *TCA* nota-se semelhança do comportamento com as curvas de T_g , levando a considerar que a efetiva redução da temperatura dentro da câmara de combustão contribui para redução da T_g .

5.5 Conclusões parciais

A técnica de fumigação usando etanol/água em um motor de ignição por compressão mostrou-se de simples aplicação, para a condição de carga e rotação constantes, pois não necessita de alterações na estrutura física do motor nem exige gerenciamento sofisticado de injeção de combustível. Assim, torna-se uma alternativa para uso em geradores e motores estacionários que utilizam óleo diesel, buscando uma alternativa para substituição, pelo menos parcial, desse combustível fóssil. No entanto, existe a necessidade de avaliar cada modelo de motor distintamente, considerando as suas particularidades. As principais conclusões obtidas nesta etapa da pesquisa foram:

- a) O uso da fumigação para substituição do óleo diesel por misturas de etanol e água causou aumento da eficiência energética em todos os casos avaliados.
- b) O aumento da fração de água nas misturas causou redução das eficiências de conversão termoelétricas.
- c) Há uma diminuição no consumo específico de combustível para todos os casos avaliados, em relação ao ensaio testemunha.

- d) A opacidade do gás de exaustão foi reduzida com a fumigação das misturas de etanol/água; maiores frações de água causaram maior redução da opacidade da fumaça.
- e) A temperatura dos gases de escape foi reduzida com a maior substituição do óleo diesel.

Os presentes resultados mostram que a fumigação de misturas de etanol/água em um motor de ignição por compressão é uma técnica viável, principalmente porque não provoca redução de desempenho e reduz a opacidade. Além disso, considera-se positivo substituir um combustível fóssil por um renovável. Entretanto, para conclusões mais afirmativas outras análises devem ser realizadas, principalmente em relação as emissões de gases.

6 FUMIGAÇÃO DE ETANOL COM ELEVADA CONCENTRAÇÃO DE ÁGUA EM MOTOR DE IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO: EFEITOS DA RESTRIÇÃO DE AR

A presente pesquisa buscou analisar as características de desempenho e emissões do conjunto motor-gerador apresentado na metodologia, ainda operando em modo bicomcombustível pelo método da fumigação, porém, sob condições de redução do fluxo de ar admitido. Para isto, foi instalado um sistema de borboleta no coletor de admissão. Além dos testes utilizando misturas de etanol hidratado com água, como os mostrados no capítulo 5, também foi testada a condição apenas com etanol, sem adição de água. Ressalta-se também que, após a análise dos resultados mostrados no capítulo 5, optou-se por não utilizar, nestes ensaios, o tempo de injeção de 7.00 milissegundos, pois se notou redução significativa da eficiência de conversão termoelétrica

6.1 Montagem experimental e instrumentação

A Figura 6.1 mostra a montagem experimental preparada para a execução dos ensaios que deram origem aos resultados apresentados neste capítulo.

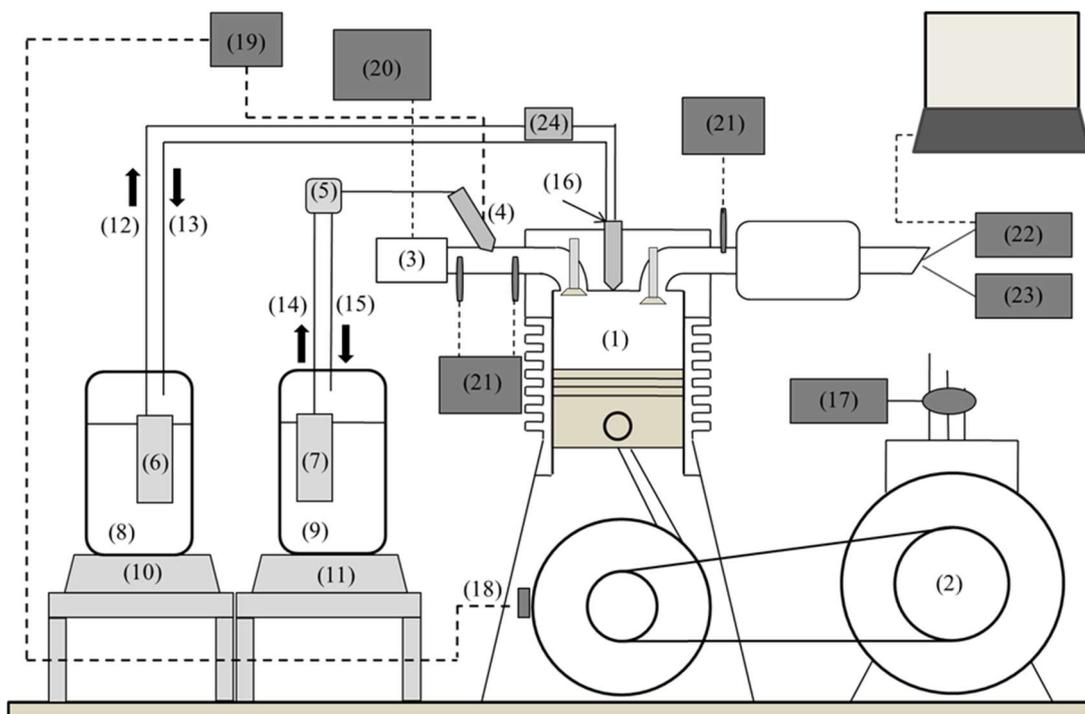


Figura 6.1 – Esquema do aparato experimental.

Os componentes na Figura 6.1 são: (1) motor de ignição por compressão; (2) alternador; (3) medidor de fluxo de ar; (4) bico injetor para fumigação; (5) válvula reguladora de pressão do etanol; (6) bomba de óleo diesel; (7) bomba de etanol; (8) reservatório de óleo diesel; (9) reservatório de etanol; (10) balança do óleo diesel; (11) balança do etanol; (12) linha de alimentação de óleo diesel; (13) linha de retorno de óleo diesel; (14) linha de alimentação do etanol; (15) linha de retorno do etanol; (16) bico injetor de óleo diesel; (17) analisador de energia; (18) sensor de velocidade angular; (19) unidade de comando eletrônico; (20) multímetro; (21) medidor de temperatura; (22) opacímetro; (23) analisador de gases; (24) bomba injetora.

Alguns instrumentos e equipamentos utilizados nestes ensaios já foram apresentados no capítulo 5, como por exemplo: o sistema de fornecimento de etanol; a unidade eletrônica de comando FT300; o opacímetro; o termopar tipo K; o analisador de energia para medição da carga. O conjunto motor-gerador-carga também é o mesmo apresentado no capítulo 4. Durante todos os ensaios a velocidade angular do motor foi mantida em aproximadamente 2560 rpm, necessária para que o alternador produzisse energia na frequência de 60 Hz, bem como a carga foi mantida constante em aproximadamente 6.0 kW (carga elétrica do alternador), com incerteza máxima de 0,03 kW e desvio padrão entre todas amostragens igual a 0,034 kW (0,55%).

Para medição da vazão de ar admitido pelo motor, instalou-se um medidor do tipo fio quente, que possui aplicação em veículos rodoviários convencionais, fabricante BOSCH, modelo PBT-GF30. Seu sinal de saída é variável entre 1 e 5 Volts em função da vazão mássica de ar que passa por ele. O sensor juntamente com seu invólucro foi instalado como primeiro componente no duto de admissão, como pode ser visto na Figura 6.2.

Antes de seu uso, o medidor de fluxo de ar (MAF) passou por um processo para levantamento da curva de vazão mássica por tensão de saída, como mostrado no Apêndice D. Outro detalhe modificado na montagem apresentada na Figura 6.2 em relação à Figura 5.2 foi a posição do bico injetor de fumigação, que anteriormente encontrava-se de forma perpendicular ao coletor (fluxo) e passou a ter uma inclinação de 45°, visando melhorar a mistura entre o ar e o combustível fumigado. Visando garantir a circulação de óleo diesel em regime permanente entre a linha de retorno e o reservatório, instalou-se um sistema de bombeamento também para este combustível, mantendo assim a linha de alimentação de óleo diesel, antes abastecida por gravidade, em um nível de pressão baixo. A bomba utilizada foi uma veicular, semelhante a aplicada no bombeamento do etanol, citada no capítulo 5.

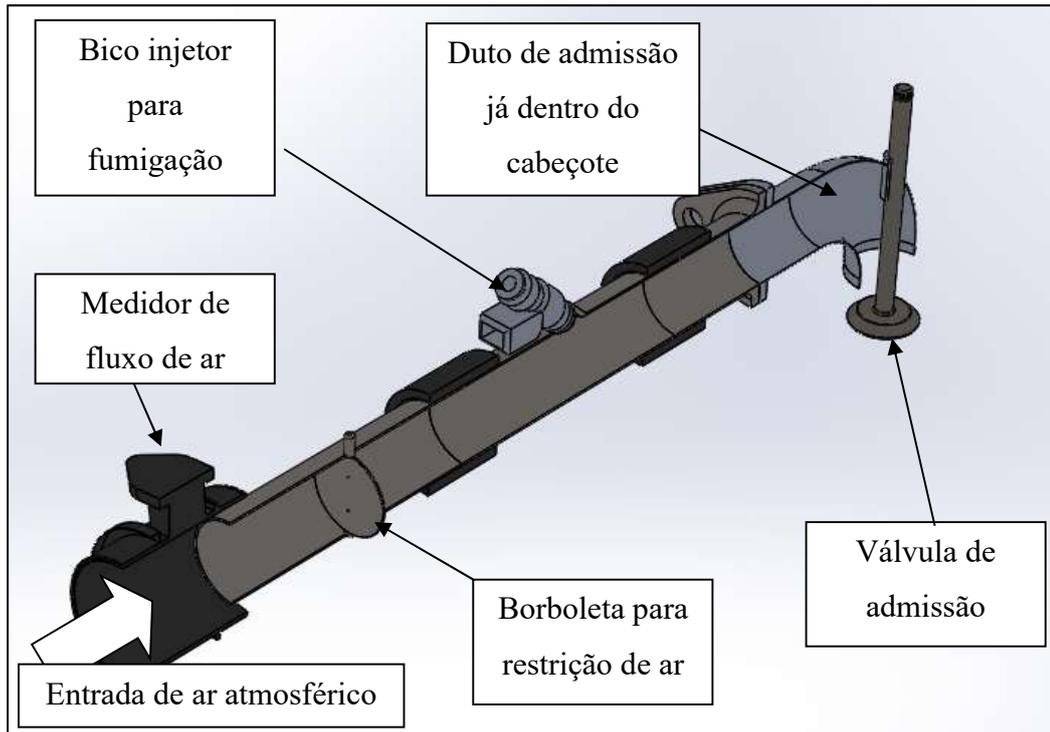


Figura 6.2 – Montagem do coletor de admissão.

A medição da massa de óleo diesel e do combustível fumigado foi realizada com uso de duas balanças, sobre as quais estavam dispostos os respectivos reservatórios. As bombas de combustíveis estavam imersas nos reservatórios e foram montadas junto com as linhas de alimentação e retorno, de forma a não exercer alguma carga sobre as balanças. A montagem realizada é mostrada na Figura 6.3. Os dados técnicos das balanças são apresentados na Tabela 6.1. Durante os ensaios o tempo foi cronometrado e assim, de posse do valor da massa consumida, pode-se calcular a vazão de combustíveis.

Tabela 6.1 – Dados técnicos das balanças para medição do consumo de combustível.

Característica	Dado
Fabricante/modelo	Marte/As5500c
Carga máxima	5000 g
Resolução	0,01 g
Incerteza	0,5 g

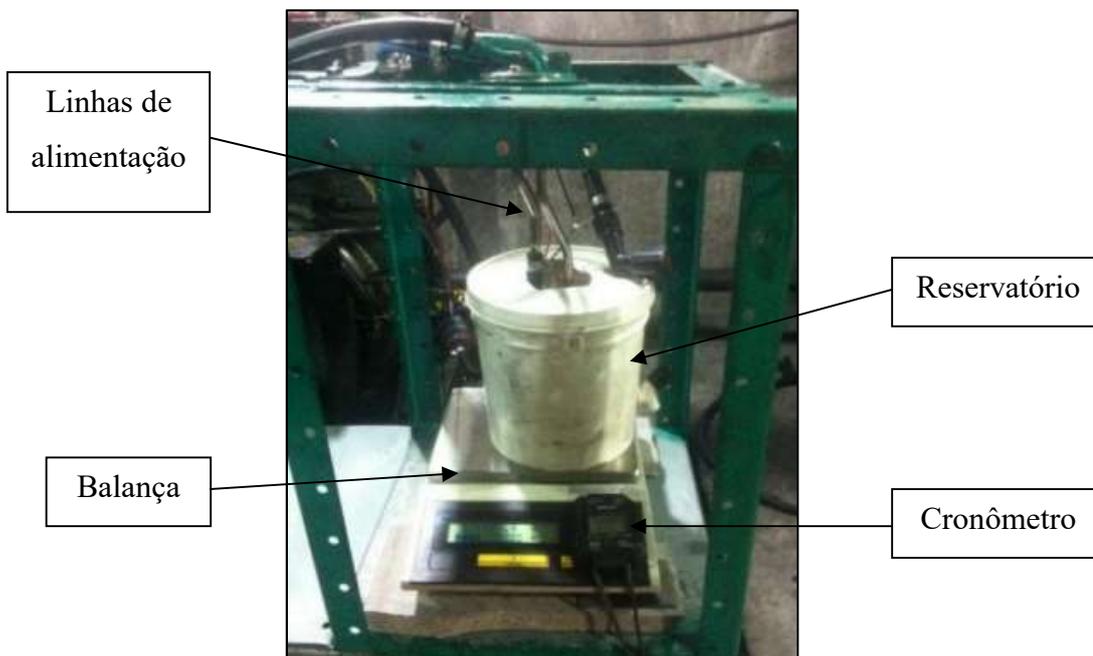


Figura 6.3 – Montagem experimental das balanças.

Usando um analisador de gases foi possível obter a concentração de monóxido de carbono (CO) e óxidos de nitrogênio (NO_x) nos gases de exaustão. O analisador, modelo Green Line 8000 apresenta, para os gases acima e na faixa medida, resolução de 1 ppm, e sua incerteza na medição é de 4% tanto para CO como para o NO_x na faixa de valores medidos. Também foi avaliada a opacidade dos gases, utilizando o mesmo opacímetro já apresentado no capítulo 5.

6.2 Procedimento de ensaios

O procedimento adotado para execução dos ensaios foi o seguinte:

1. Partida e operação do motor apenas com diesel, sem carga, durante 15 minutos.
2. Aplicação de carga no motor, ajuste da velocidade através da alavanca do acelerador para geração em 60 Hz, deixando-o então funcionar com óleo diesel durante 30 minutos para aquecimento.
3. Após período de aquecimento, iniciaram-se os registros de dados do ensaio testemunha.
4. Após o ensaio testemunha deu-se início aos testes usando a fumigação; com o motor operando ainda com óleo e diesel e com carga, o bico injetor de fumigação era

acionado; como resultado da adição do etanol por fumigação a velocidade do motor e gerador subiam, aumentando a frequência acima de 60 Hz.

5. A velocidade do motor era reajustada, reduzindo-se a injeção de óleo diesel através da alavanca do acelerador, até que a frequência voltasse a 60 Hz.

6. Com o ajuste da frequência realizado, iniciava-se a cronometragem do ensaio e registro dos dados.

7. Após o registro dos dados o tempo de fumigação era aumentado e os procedimentos 5 e 6 repetidos.

Os testes com fumigação foram realizados na sequência crescente da fração de água, iniciando pela fumigação de etanol sem adição de água e começando pela condição de borboleta aberta. Ao final da execução dos ensaios com fumigação o motor era novamente posto em operação apenas com diesel e com carga durante 15 minutos, e na sequência sem carga durante mais 15 minutos para resfriamento. Os diversos ensaios realizados são mostrados na Figura 6.4, na qual os valores 1.76, 2.52, 3.76 e 5.00 ms representam os tempos de abertura do bico injetor de etanol, programado na unidade eletrônica de comando.

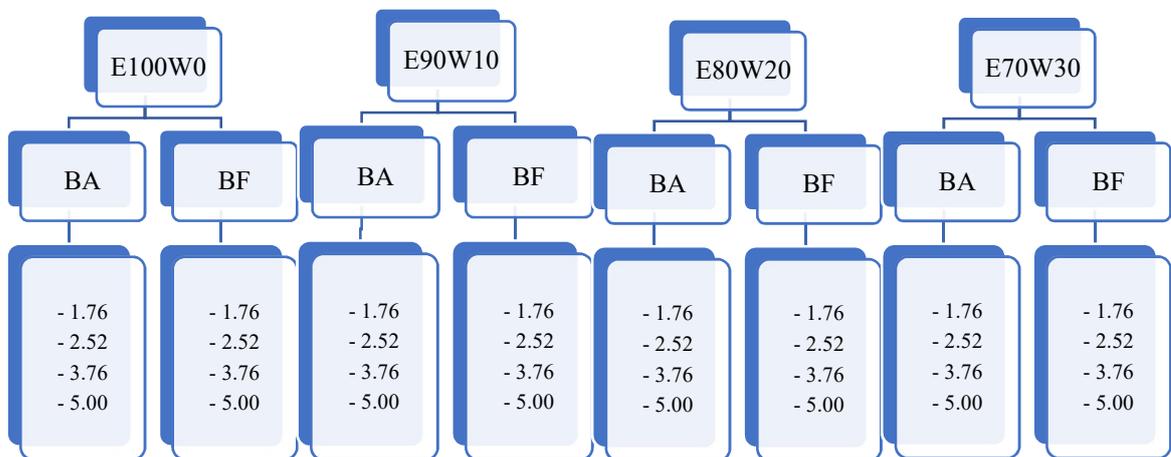


Figura 6.4 – Planejamento dos ensaios realizados: BA - borboleta aberta; BF- borboleta parcialmente fechada.

No total foram realizados 32 ensaios com fumigação e 1 ensaio testemunha, cada um com duração aproximada de 10 minutos. O registro das variáveis era realizado no início da cronometragem, no final da cronometragem, e 4 vezes entre o tempo inicial e final.

6.3 Equacionamento

A seguir são apresentados os métodos e equações aplicados para calcular a eficiência volumétrica do motor, as emissões específicas de NO_x e de CO.

6.3.1 Eficiência volumétrica

Segundo Brunetti, 2012 a eficiência volumétrica é definida como sendo a relação entre a massa de ar que entra no cilindro durante o curso de admissão e a massa que encheria o volume deslocado pelo pistão com a massa específica do ar ambiente. É possível também determinar este parâmetro usando-se a vazão mássica ao invés da massa por ciclo, podendo então ser calculada por

$$\eta_V = \frac{(\dot{m}_{ar})_r}{(\dot{m}_{ar})_t} \quad (6.1)$$

na qual $(\dot{m}_{ar})_r$ é a vazão mássica real (medida), e $(\dot{m}_{ar})_t$ é a vazão mássica teórica, isto é, considerando o volume deslocado pelo pistão ($6,68 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$), a velocidade angular do motor e as condições do ar ambiente (ρ). Para os pontos ensaiados neste trabalho, as condições ambientais foram registradas (temperatura e pressão) e, posteriormente, a massa específica foi calculada usando-se a Equação de estado 5.3, apresentada no capítulo anterior.

A eficiência volumétrica foi calculada visando avaliar a sua possível variação em função da injeção de etanol na admissão, e também para realizar um comparativo entre as condições ensaiadas com borboleta aberta e com borboleta parcialmente fechada.

6.3.2 Emissões específicas de CO e de NO_x

A análise das emissões de poluentes em base específica relaciona as emissões com a energia convertida na forma final a qual deseja-se utilizar, possibilitando parâmetro para comparação entre diferentes testes realizados de forma direta, independente do fluxo de gases. Desta forma, para determinação da emissão específica de CO, a Equação utilizada foi

$$E_{CO} = \frac{C_{CO}[(\dot{m}_{ar})_r + \dot{m}_e + \dot{m}_d] \frac{\rho_{CO}}{\rho_{GE}}}{P} \quad (6.2)$$

sendo C_{CO} a concentração (ppm x 10^{-6}), ρ_{CO} a massa específica do CO nas condições dos gases de exaustão e ρ_{GE} a massa específica dos gases de exaustão, sendo a composição considerada aquela resultante de combustão completa. Para determinar a massa específica dos gases usou-se a Equação de estado 5.3, considerando a temperatura dos gases medida e a pressão ambiente. Os demais símbolos já foram identificados anteriormente. O método apresentado acima também foi utilizado por Oliveira et al., 2016.

Para as emissões específicas de NO_x a Equação utilizada é semelhante as 6.2, substituindo-se a concentração de CO (C_{CO}) pela concentração de NO_x (C_{NO_x}), massa específica de CO (ρ_{CO}) pela massa específica de NO_x (ρ_{NO_x}).

6.4 Resultados e discussões parciais

Os experimentos foram realizados buscando investigar os efeitos da restrição do ar pela válvula borboleta nos parâmetros de operação, desempenho e emissões de gases. A fração mássica de etanol (FME , Eq. 4.6), fração energética de etanol (FEE , Eq. 4,7) e as vazões de combustíveis para cada condição ensaiada, são apresentadas na Tabela 6.2.

A maior fração mássica obtida foi 0,606 para o ensaio E100W0_BA com injeção por 5.00 milissegundos, enquanto a menor fração foi 0,106 para os ensaios E70W30_BA e E70W30_BF com injeção por 1.76 milissegundos (destacados na Tabela). Estes pontos correspondem também às máximas e mínimas frações energéticas de etanol (FEE). A máxima incerteza combinada calculada para as vazões de combustíveis foi de 1,52% enquanto para as frações ficou abaixo de 1%.

Tabela 6.2 – Consumo de combustíveis e fração de substituição obtidos nos diversos ensaios realizados.

Ensaio	t, ms	\dot{m}_d , g/s	\dot{m}_e , g/s	FME	FEE	λ
Testemunha	0.00	0,683	0,000	0,000	0,000	1,62
E100W0_BA	1.76	0,566	0,161	0,222	0,138	1,67
	2.52	0,505	0,246	0,328	0,215	1,68
	3.76	0,413	0,379	0,478	0,341	1,70
	5.00	0,330	0,508	0,606	0,464	1,73
	1.76	0,572	0,167	0,226	0,141	1,41
E100W0_BF	2.52	0,513	0,248	0,326	0,214	1,40
	3.76	0,417	0,381	0,477	0,340	1,46
	5.00	0,339	0,509	0,600	0,458	1,43
	1.76	0,562	0,146	0,186	0,114	1,68
E90W10_BA	2.52	0,515	0,213	0,266	0,170	1,70
	3.76	0,440	0,325	0,393	0,267	1,72
	5.00	0,361	0,448	0,522	0,381	1,73
	1.76	0,576	0,141	0,177	0,108	1,40
E90W10_BF	2.52	0,527	0,213	0,262	0,166	1,40
	3.76	0,447	0,328	0,392	0,266	1,42
	5.00	0,374	0,436	0,506	0,366	1,43
	1.76	0,561	0,124	0,145	0,087	1,73
E80W20_BA	2.52	0,525	0,187	0,206	0,127	1,73
	3.76	0,456	0,287	0,325	0,213	1,73
	5.00	0,395	0,386	0,427	0,293	1,72
	1.76	0,588	0,129	0,144	0,087	1,41
E80W20_BF	2.52	0,548	0,188	0,208	0,129	1,43
	3.76	0,472	0,287	0,317	0,207	1,45
	5.00	0,399	0,386	0,424	0,293	1,47
	1.76	0,586	0,107	0,106	0,063	1,67
E70W30_BA	2.52	0,541	0,161	0,162	0,098	1,71
	3.76	0,484	0,246	0,249	0,157	1,73
	5.00	0,428	0,334	0,337	0,223	1,76
	1.76	0,602	0,110	0,106	0,063	1,40
E70W30_BF	2.52	0,567	0,152	0,149	0,090	1,42
	3.76	0,504	0,247	0,242	0,153	1,47
	5.00	0,438	0,328	0,327	0,215	1,48

6.4.1 Vazão de ar no coletor de admissão

A borboleta de restrição de ar foi posicionada no sistema de admissão, antes do ponto de injeção de etanol/água, visando redução da vazão mássica de ar para estudo de sua influência nos parâmetros de operação e desempenho. Foram realizados ensaios em duas posições diferentes: totalmente aberta e a 60° da posição aberta. A posição de 60° foi adotada mediante avaliação prévia, na qual foi realizado fechamento de 10 em 10° e observado o comportamento do motor, quanto a estabilizada de velocidade angular. Com ângulos maiores

que 60° o motor passou a operar com rotação instável e em queda, observando então o limite de fechamento na posição anterior. A Figura 6.5 apresenta de forma geral o comportamento do fluxo mássico de ar em função da fração energética de etanol para todos os ensaios realizados.

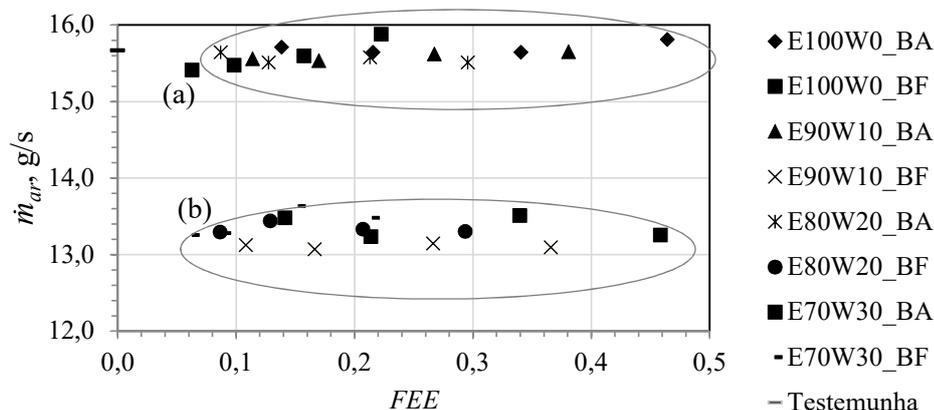


Figura 6.5 – Vazão mássica de ar medida para as condições: (a) borboleta aberta; (b) borboleta parcialmente fechada (b). Incerteza = 1,5%.

Verifica-se que há redução da vazão mássica de ar ao fechar parcialmente a borboleta, conforme esperado. A maior diferença entre todos os valores obtidos para borboleta aberta foi igual a 3,04%, enquanto entre todos os valores obtidos com a borboleta parcialmente fechada foi igual a 4,34%. Não se notou nenhuma tendência de variação do fluxo mássico de ar em função do aumento da fração mássica de etanol ou de água, sendo que em alguns ensaios a vazão apresenta pequena variação para mais ou para menos, sempre dentro da faixa de incerteza do medidor de fluxo. Lopéz et al., 2015, também concluíram em seu estudo que a razão de equivalência não apresentou variação significativa quando usado o álcool em comparação com o uso apenas de óleo diesel, da mesma forma que obtido neste trabalho. Como a variação do fluxo de ar foi baixa, os resultados apresentados a seguir para vazão são as médias dos valores obtidos para as diferentes frações mássicas de etanol ensaiadas.

Para fins de comparação com o valor medido, calculou-se também o fluxo mássico de ar considerando as condições ambientais locais, cilindrada e velocidade angular do motor (conforme item 6.3.1 e Equações 5.2 e 5.3). Os resultados são mostrados na Figura 6.6. Os valores medidos apresentados são as médias dos ensaios realizados com diferentes frações mássicas de etanol nas mesmas proporções de misturas de etanol e água. Por exemplo, a primeira coluna em azul a esquerda, com valor 15,70, é a média dos 4 valores obtidos para

E100W0_BA mostrados na Figura 6.5. Os valores calculados foram obtidos usando-se equações de estado, levando em consideração a temperatura no coletor de admissão (antes da injeção de etanol/água) e as pressões ambientes médias medidas durante o ensaio.

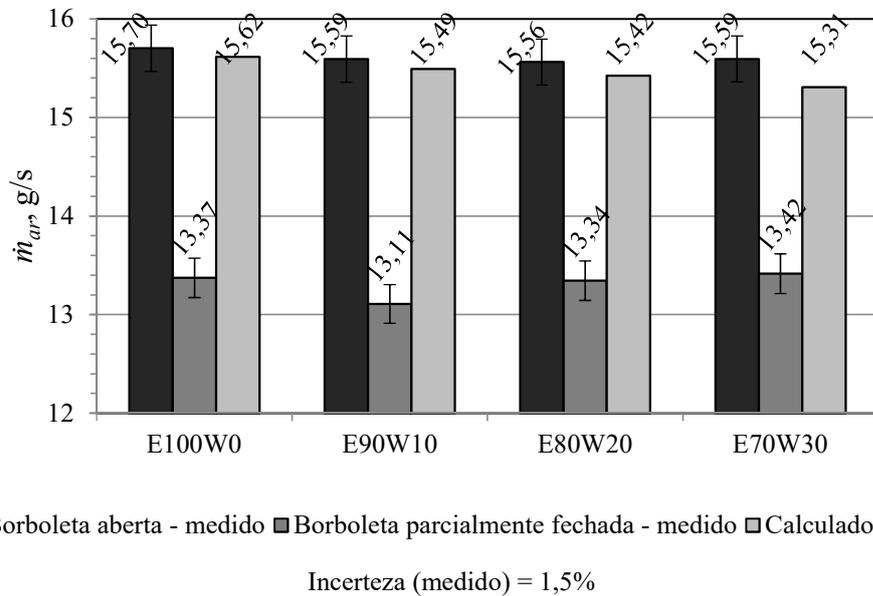


Figura 6.6 – Vazão mássica de ar: medida x calculada.

Para o ensaio testemunha a vazão de ar média foi 15,67 g/s e a calculada 15,49 g/s. A maior diferença entre os valores medidos e calculados para borboleta aberta foi igual a 1,83%, observado nos ensaios E70W30_BA. Em média, a restrição de ar causada pela borboleta reduziu o fluxo mássico em 14,7%. Para a condição da borboleta parcialmente fechada não foi realizado o cálculo da vazão de ar devido à restrição imposta pela borboleta tornar a modelagem não tão simplificada como aquela aplicada para uma condição de fluxo livre na entrada.

Ao analisar a eficiência volumétrica para os casos apresentados na Figura 6.6, verifica-se que seu valor é próximo a 1 quando a borboleta se encontra aberta, e aproximadamente 0,86 quando a borboleta está parcialmente fechada. Há, portanto, uma redução de aproximadamente 14% da eficiência volumétrica.

Calculou-se a partir da vazão mássica de ar medido, apresentado na Figura 6.6, e das vazões mássicas de combustíveis medidas (diesel e etanol), o coeficiente de excesso de ar (λ) usando-se a Equação 4.9 em cada condição. Os resultados são apresentados na Figura 6.7 e os valores apresentados são as médias dos ensaios realizados com diferentes frações mássicas de etanol nas mesmas proporções de misturas etanol-água.

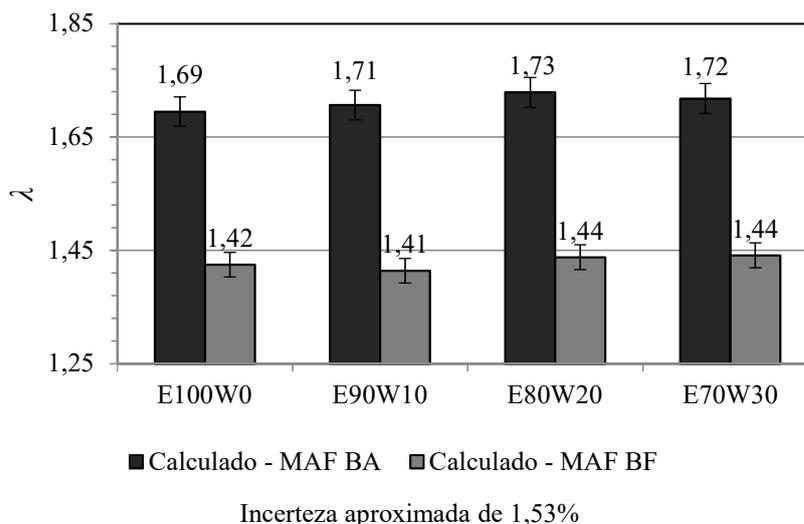


Figura 6.7 – Excesso de ar.

Para os casos apresentados na Figura 6.7, a maior diferença entre os valores de λ com a borboleta aberta foi 2,12%, enquanto para borboleta parcialmente fechada a maior diferença entre os quatro valores foi igual a 1,77%. Ao se comparar as duas condições distintas, a média do excesso de ar com a borboleta aberta foi 19,96% maior que a média do excesso de ar com a borboleta parcialmente fechada. Mais uma vez nota-se que o uso de diferentes parcelas de água, ou de etanol, aparentemente não apresenta influência sobre a vazão mássica de ar que o motor admite, como já citado anteriormente na análise da Figura 6.5.

Uma das vantagens do uso de biocombustíveis é a presença de oxigênio na sua composição, o que contribui para melhorar a combustão, podendo levar a redução das emissões de monóxido de carbono e hidrocarbonetos não queimados [Mariasiu et al., 2015]. Desta forma, analisou-se a carga de oxigênio adicionada no ciclo através do etanol, conforme a composição apresentada no capítulo 4.

Com a borboleta aberta o maior percentual de O_2 (em massa) adicionado no fluxo pelo etanol foi 2,63%, enquanto para borboleta parcialmente fechada foi 3,15% do total de O_2 admitido pelo motor juntamente com o ar. Estes valores máximos foram apresentados nos ensaios realizados com injeção somente de etanol (E100W0), obviamente pela maior quantidade de etanol injetada nestes ensaios, pois nos demais havia redução da parcela de etanol pela adição de água. Para a condição de borboleta parcialmente fechada, o fluxo de ar é reduzido, mas a vazão de etanol é mantida, por isto o percentual é maior nesta condição do que com a borboleta aberta. Em relação ao excesso de ar (λ) o O_2 adicionado pelo

etanol ao fluxo causa aumento de 1,98% neste parâmetro para borboleta aberta enquanto para borboleta parcialmente fechada o valor de λ sobe 3,14%.

6.4.2 Temperatura da carga de admissão

Foi medida a temperatura do ar no coletor de admissão, a montante e a jusante do ponto de injeção das misturas de etanol e água. A fim de avaliar a queda de temperatura proporcionada pela fumigação optou-se por apresentar como resultado a diferença de temperatura entre os dois pontos de medição (ΔT_{in}). Os resultados são apresentados na Figura 6.8 em função da fração energética de etanol.

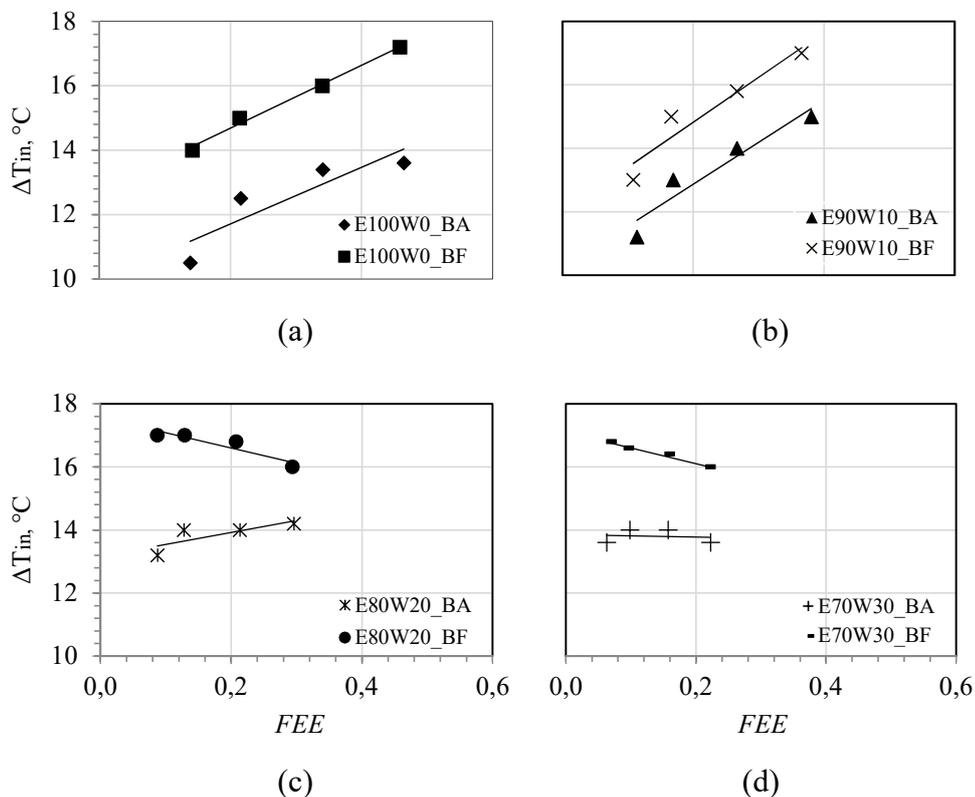


Figura 6.8 – Variação de temperatura no fluxo na admissão, antes e depois da injeção de etanol: (a) E100W0; (b) E90W10; (c) E80W20; (d) E70W30.

Durante o ensaio testemunha realizado apenas com diesel a variação de temperatura foi, como esperado, igual a zero. Nota-se que as diferenças de temperaturas sempre foram maiores para os experimentos em que a borboleta está parcialmente fechada.

Quando a borboleta está parcialmente fechada, a variação de temperatura de montante para jusante do local de injeção de etanol ou etanol-água aumenta, isto é, a temperatura depois

da injeção é mais baixa ainda com a borboleta parcialmente fechada em comparação com a borboleta aberta. Uma menor massa de ar precisa fornecer, teoricamente, igual quantidade de calor para a vaporização de uma mesma massa de etanol ou etanol-água injetada, o que faz reduzir ainda mais a temperatura do fluxo de ar. Os álcoois possuem elevado calor latente de vaporização em comparação com outros combustíveis e, desta forma, o resfriamento da carga de admissão é esperado [Bae e Kim, 2017; Ferreira et al. 2013]. Esta redução de temperatura pode ainda aumentar a resistência à detonação e também aumentar a eficiência volumétrica [Bae e Kim, 2017].

Há ainda a queda de temperatura devido à expansão do etanol, que ao ser injetado no coletor de admissão é submetido a um processo de queda de pressão de 500 kPa (pressão de injeção) até a pressão no coletor de admissão, pouco abaixo da atmosférica.

Ferreira et al., 2013, mediram a temperatura antes e depois da injeção de etanol, no coletor de admissão, obtendo temperaturas iguais antes e após quando usado somente diesel, e progressivo aumento da diferença de temperatura com o aumento da fração de etanol, chegando a diferença máxima de aproximadamente 15 °C. Esta redução de temperatura é atribuída ao alto calor latente de vaporização do etanol.

Do ponto onde a injeção do etanol ocorre até sua chegada no cilindro, o mesmo passa por partes mais aquecidas do motor, fazendo-o vaporizar. Isso proporciona melhor distribuição e mistura do combustível com o ar, minimizando as regiões localizadas de mistura rica ou pobre. Entretanto, após a fumigação do etanol no coletor de admissão, o *spray* formado é constituído por micro gotas. Essas microgotas em contato com a superfície do termopar removem calor do corpo do sensor, causando redução do valor da temperatura medida. Por isto, esta queda de temperatura não significa necessariamente redução da temperatura do ar, mas sim redução da temperatura do corpo do termopar, em função do fornecimento de calor para vaporização do etanol. Durante o percurso até a entrada no cilindro, o etanol aumenta progressivamente sua temperatura até atingir um estado de vapor, em regiões mais próximas do cilindro.

Imran et al., 2013, citam que devido à queda de temperatura do ar causada pela vaporização do etanol, uma maior quantidade de ar pode ser admitida pelo motor em função do aumento de sua massa específica. O possível acréscimo da massa de ar admitida em função da redução de temperatura do ar admitido, proporcionada pela injeção de etanol, foi calculado para as temperaturas medidas no coletor de admissão, e o valor máximo obtido foi igual a 5,2% de aumento na taxa de massa de ar em relação a condição original com diesel,

considerando o ar como gás ideal. Experimentalmente não foi notada variação da vazão de ar medida, como já citado no item anterior.

6.4.3 Eficiência de conversão termoelétrica e consumo específico de combustível

A eficiência calculada para o ensaio testemunha com diesel foi igual a 21,05%. De forma geral verifica-se em todos os ensaios usando a fumigação, que a eficiência apresenta valores acima daquela obtida na condição de operação original apenas com óleo diesel da mesma forma que obtido por Hansdah e Murugan, 2014. A Figura 6.9 apresenta o comportamento da eficiência de conversão nos ensaios realizados. Obteve-se o valor máximo igual a 23,06% para os ensaios E80W20_BA, e o mínimo igual a 21,18% para o ensaio E70W30_BF.

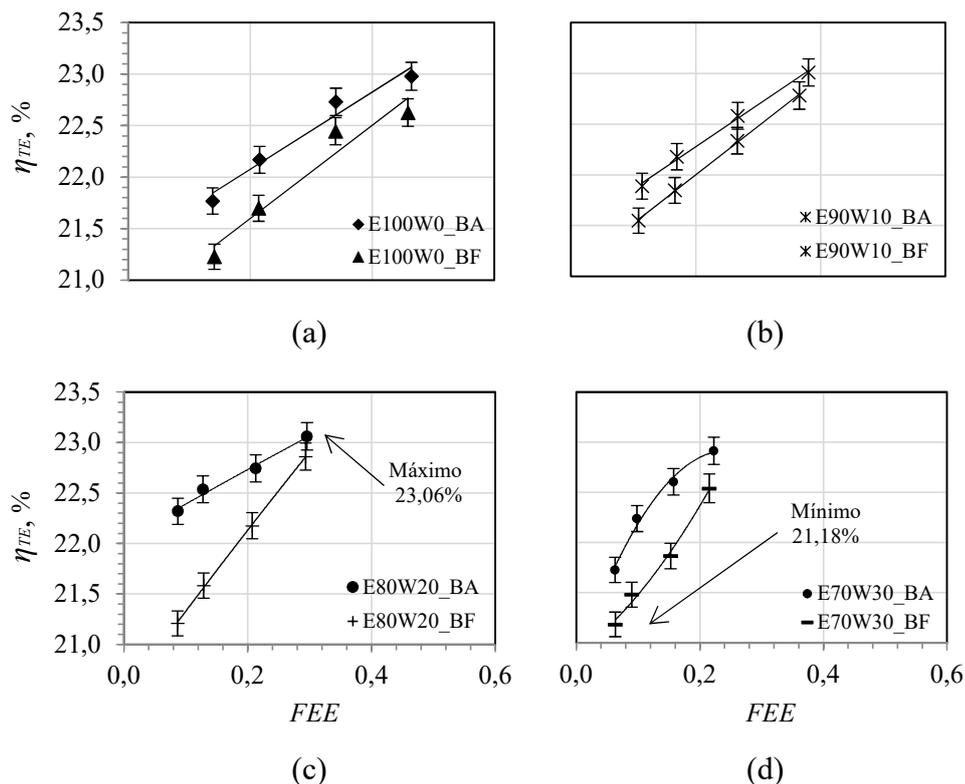


Figura 6.9 – Eficiência de conversão termoelétrica: (a) E100W0; (b) E90W10; (c) E80W20; (d) E70W30.

Com o uso da borboleta, a eficiência de conversão pode ter reduzido em função da queda da eficiência volumétrica, já citada anteriormente no item 6.4.1. Nesta condição também é necessário maior esforço do motor para sucção do ar durante o tempo de admissão,

o que também pode levar a redução da eficiência de conversão. Heywood, 1988, cita que o trabalho de bombeamento em motores de ignição comandada é maior do que nos motores de ignição por compressão, em função da restrição causada pela borboleta e, neste trabalho, este pode ser o fator que mais contribuiu para a redução da eficiência de conversão.

Nota-se ainda na Figura 6.9 que as faixas de incertezas na maioria das vezes não ficam sobrepostas ao analisar o uso da mesma mistura com borboleta aberta ou parcialmente fechada. Quando a borboleta se encontra parcialmente fechada, a eficiência fica abaixo dos valores obtidos com a borboleta aberta, em todos os casos, fato que pode estar relacionado à redução da relação ar combustível que com que o diesel injetado na câmara de combustão não encontre ar suficiente para combustão após o processo de difusão, deixando de queimar parte do combustível.

Nour et al., 2017, indicam que tanto o aumento da parcela de etanol quanto aumento da parcela de água levam a redução da eficiência indicada do motor e aumento do consumo específico de combustível, principalmente em função do poder calorífico do etanol que é reduzido em relação ao diesel. Ao adicionar água, o poder calorífico da mistura se torna menor ainda, reduzindo o calor gerado e a potência de saída. Ferreira et al., 2013, e Tsang et al., 2010 também indicam em seus resultados queda da eficiência em função do aumento da quantidade de etanol injetado.

Entretanto, Morsy, 2015, e Jamuwa et al., 2016, citam que o baixo índice de cetano do etanol provoca atraso na ignição, e conseqüentemente há maior taxa de liberação de calor, reduzindo as perdas para a parede do cilindro e aumentando a eficiência térmica, da mesma forma que obtido por Telli et al., 2018, e Telli, 2017. Desta forma, pode-se concluir que maiores parcelas de etanol provocam maiores atrasos na ignição, e conseqüentemente maiores eficiências, comportamento observado nos resultados obtidos neste trabalho. Oliveira et al., 2017, também relata aumento de até 13% na eficiência ao usar etanol por fumigação em motor diesel.

Jamuwa et al., 2016, citam que o álcool possui elevada velocidade de frente de chama, e como resultado disto a combustão de pré-mistura aumenta, o que fica evidente pela maior taxa de aumento de pressão obtida em seu trabalho com o aumento da substituição do diesel por etanol. O aumento da combustão de carga pré-misturada, a qual possui combustão aprimorada em relação à combustão difusiva, aumenta a eficiência térmica em elevadas cargas.

Em relação à água, Morsy, 2015, relatam, com base em seus experimentos, que sua adição causa redução da eficiência térmica, com valores próximos a condição original com

diesel. Goldsworthy, 2013, também relata redução da eficiência com o aumento da fração de água no etanol. Medidos os consumos de cada um dos combustíveis e a potência elétrica gerada calculou-se o consumo específico total de combustível. Os resultados são apresentados na Figura 6.10.

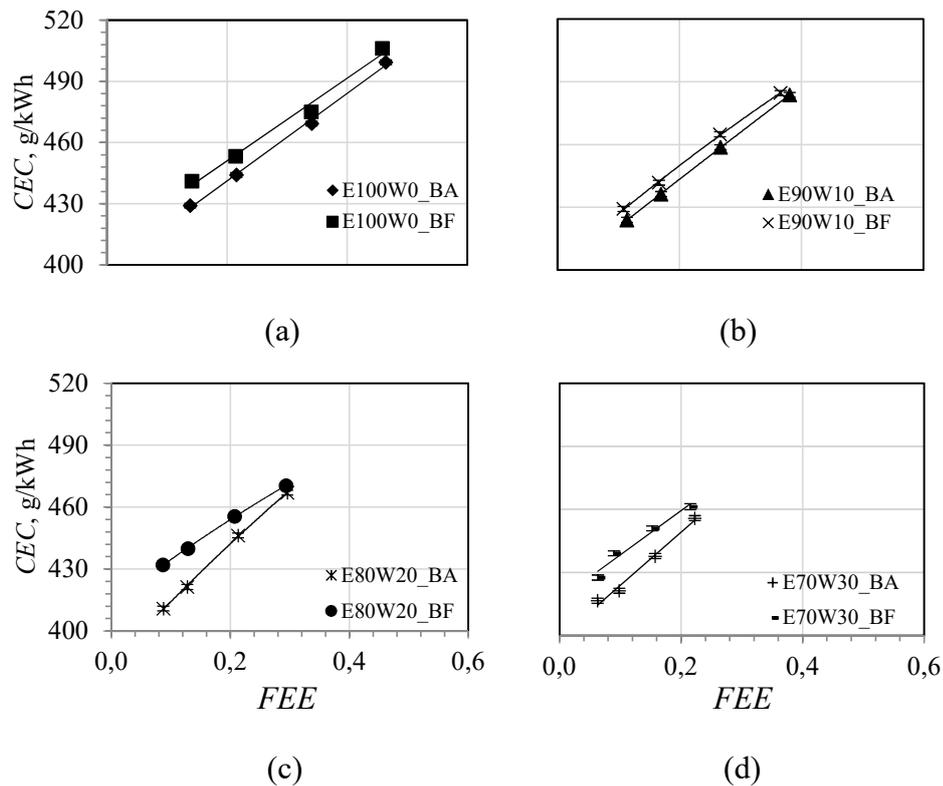


Figura 6.10 – Consumo específico total de combustível: (a) E100W0; (b) E90W10; (c) E80W20; (d) E70W30.

Os resultados mostram que há elevação no consumo específico total de combustível com o aumento da fração mássica de etanol, e em todas as condições o consumo é maior do que aquele apresentado no ensaio testemunha (401,07 g/kWh). Neste caso, verifica-se também a pouca influência da incerteza da instrumentação na análise, sendo que o maior valor obtido na análise de incerteza foi $\pm 1,2$ g/kWh. Estes resultados não são coerentes com o aumento da eficiência de conversão apresentado anteriormente na Figura 6.9, pois menores eficiências deveriam representar menores consumos de combustível, para uma mesma condição de carga aplicada. Para Mariasiu et al., 2015 a redução do consumo específico de combustível ao usar etanol por fumigação se dá pelo aumento do atraso da ignição, o que leva a maior taxa de liberação de calor e conseqüente redução das perdas de calor através das paredes do cilindro.

Por outro lado, no trabalho de Ferreira et al., 2013, apesar da redução do consumo de diesel, o consumo de energia total dos combustíveis aumentou no modo bicomustível, da mesma forma que obtido por Telli et al., 2018, que relatou aumento do consumo específico total de combustível quando usada a fumigação, em relação à condição de ensaio original apenas com diesel, atribuindo este fato ao menor poder calorífico do etanol em comparação com o diesel. De fato, diferentes formas de analisar o consumo de combustíveis podem resultar em dados diferentes. Por exemplo, se considerar a soma simples das vazões mássicas de etanol e óleo diesel, como realizado neste trabalho, o consumo específico no caso dos dados analisados aumenta em relação ao consumo do ensaio testemunha. Já usando como base o consumo específico energético, há redução da energia consumida para produzir a mesma potência elétrica, o que pode ser deduzido através dos resultados de eficiência apresentados na Figura 6.9. Diferentes métodos para avaliação do consumo são aplicados na literatura estudada.

Nour et al., 2017, relata aumento do consumo específico com o aumento da parcela de água presente no etanol, justificando que a presença de água no etanol baixa o poder calorífico desta mistura e, conseqüentemente, o calor gerado e a potência de saída. Por outro lado, Morsy, 2015, apresenta graficamente que de forma geral ao usar etanol com parcelas maiores de água, o consumo específico de combustível aumenta em relação à condição original com diesel, mas ao aumentar a parcela de água o consumo específico reduz. O autor associa este fato ao reduzido poder calorífico do etanol da mesma forma que López et al., 2015.

A redução do fluxo de ar na admissão causada pela borboleta reduz a disponibilidade de oxigênio na câmara de combustão e, segundo Hebbar e Bhat, 2012, isto leva a aumento do atraso da ignição, podendo estender a combustão até o tempo de expansão e extinção precoce da chama, reduzindo o tempo total de combustão. Isto pode estar associado ao aumento de consumo específico e redução da eficiência quando a borboleta está parcialmente fechada.

6.4.4 Temperatura dos gases de exaustão

Os resultados das temperaturas dos gases de exaustão em função da fração energética de etanol são apresentados na Figura 6.11. Segundo Geng et al., 2017, e Babiker et al., 2016, o uso de etanol reduz a pressão de compressão e a temperatura máxima dentro do cilindro em comparação com o uso apenas de óleo diesel. Desta forma, a temperatura durante a combustão também é menor, fazendo com que os produtos da combustão também tenham

queda em sua temperatura. A restrição de ar pode dificultar e atrasar a queima fazendo com que menos energia seja convertida em trabalho, levando, assim, a aumento da temperatura dos gases na exaustão.

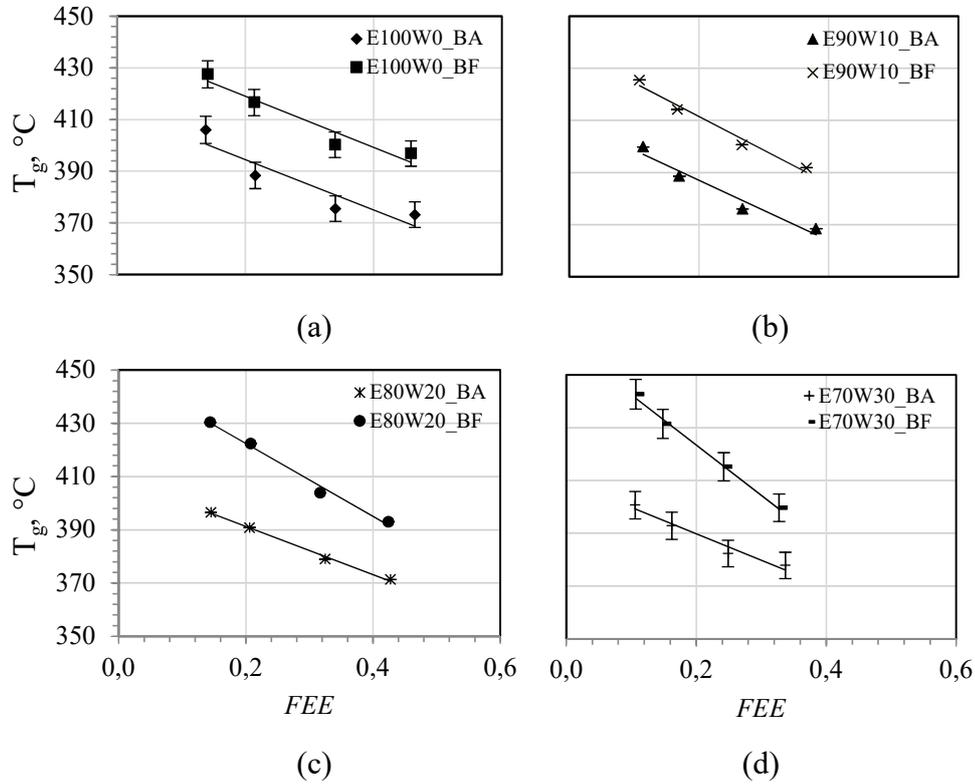


Figura 6.11 – Temperatura dos gases de exaustão: (a) E100W0; (b) E90W10; (c) E80W20; (d) E70W30.

Com o aumento da parcela de etanol injetado a temperatura dos gases de exaustão reduziu, da mesma forma que obtido por Telli et al., 2018, e Telli, 2017, o que é atribuído por Geng et al., 2017, como resultado do calor absorvido pelo etanol para sua vaporização. Entretanto, Jamuwa et al., 2016, relatam em sua pesquisa aumento da temperatura dos gases em função do aumento da parcela de etanol, e atribui este fato ao aumento da taxa de liberação de calor, que aumenta em função do maior atraso da ignição causado pela presença do etanol.

Morsy, 2015, Chauhan et al., 2014, e Goldsworthy, 2013, obtiveram em suas pesquisas queda da temperatura dos produtos da combustão com o aumento da parcela de água, e atribuem este fato a: elevado calor latente de vaporização da água; presença de vapor na câmara de combustão reduz a temperatura desta; baixa temperatura de chama adiabática do etanol (2155 K) em comparação com o diesel (2305 K). Para Ferreira et al., 2013, a queda na

temperatura dos gases de exaustão se dá pela evaporação de parte do etanol ocorrer apenas dentro da câmara de combustão.

Os ensaios com a borboleta parcialmente fechada demonstram gases de exaustão com maiores temperaturas do que os ensaios realizados com a borboleta aberta. Isto se deve provavelmente à menor massa de ar dentro do cilindro, o que reduz a diluição do calor gerado durante a combustão. Outra análise realizada foi a relação entre a eficiência de conversão e a temperatura dos gases de exaustão, como mostra a Figura 6.12.

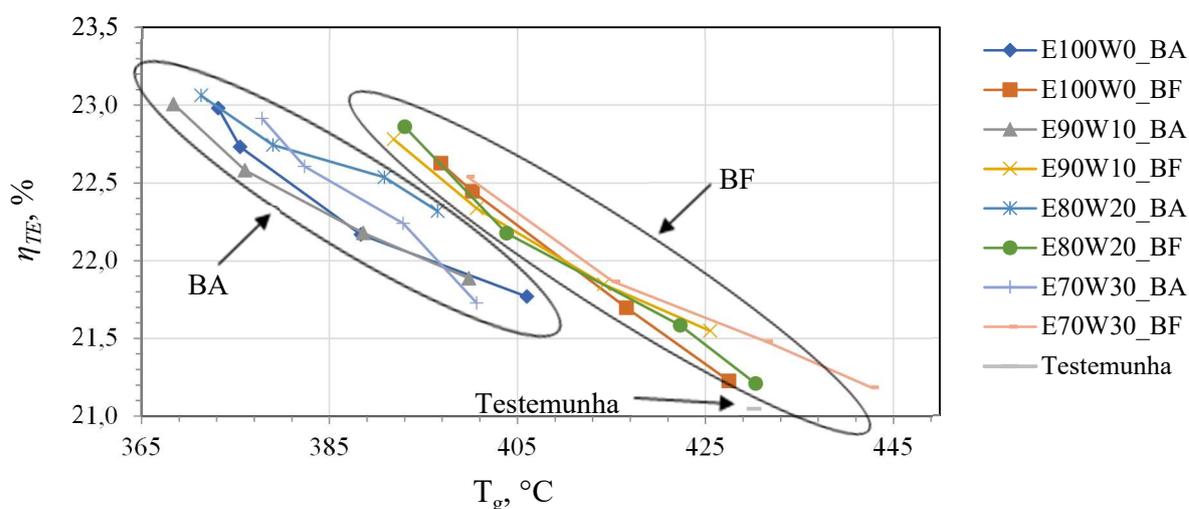


Figura 6.12 – Eficiência de conversão em função da temperatura dos gases de exaustão.

Nota-se que para todas as curvas há uma relação inversa entre a temperatura dos gases de exaustão a eficiência de conversão. Isto pode significar que parte da energia liberada pela combustão deixa de ser convertida em trabalho e acaba sendo expelido em forma de calor juntamente com os gases de exaustão. Verifica-se também que nos ensaios realizados com a borboleta fechada as temperaturas foram maiores, fato que pode ser atribuído a menor carga de ar dentro do cilindro e conseqüente redução da diluição do calor.

6.4.5 Opacidade dos gases de exaustão

Os motores diesel são os maiores geradores de material particulado em suspensão no ar. Muitos estudos têm mostrado que o material particulado resulta em distúrbios degenerativos e doenças [Geng et al., 2017], e neste contexto os motores bicompostíveis apresentam significativa redução das emissões de material particulado [Geng et al., 2017; Surawski et al., 2010].

A opacidade dos gases de exaustão (OGE) dá uma noção da quantidade de material particulado existente nestes. A medição foi realizada de forma direta introduzindo uma sonda na descarga de gases. Espera-se que ao aumentar a substituição de óleo diesel por etanol a opacidade viesse a reduzir. Os resultados obtidos são apresentados na Figura 6.13.

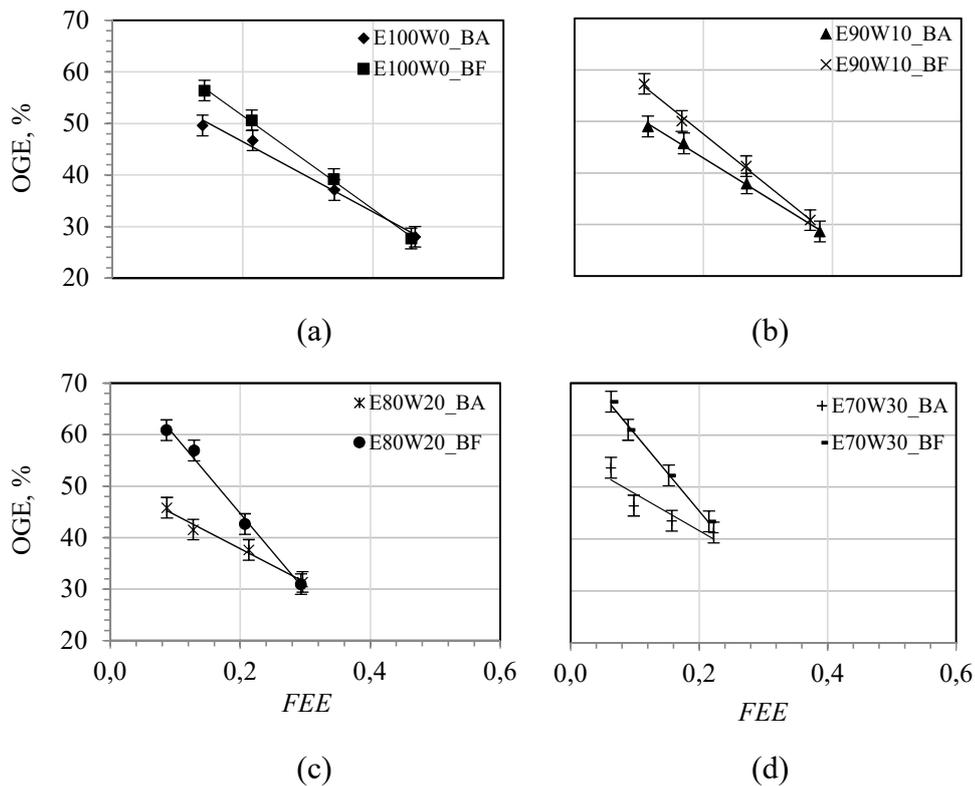


Figura 6.13 – Opacidade dos gases de exaustão: (a) E100W0; (b) E90W10; (c) E80W20; (d) E70W30.

A queda na opacidade dos gases com o aumento da *FME* é atribuída ao fato do etanol conter oxigênio em sua composição, melhorando a combustão e reduzindo a opacidade. Além disso, o etanol possui 48,6% de carbono em sua composição, já o OD possui 86,1%, conforme reportado no capítulo 4. Dessa forma, quanto maior a *FME*, menos óleo diesel é queimado, consequentemente, menos carbono é queimado, ocorrendo redução da opacidade dos gases de escape. Também se atribui a redução da opacidade à redução da presença de aromáticos, compostos presentes no óleo diesel.

Quando a borboleta esteve parcialmente fechada, a opacidade apresenta tendência a aumentar em relação à operação com a borboleta aberta. Neste caso a quantidade de combustível consumida é praticamente a mesma, entretanto, a massa de ar é reduzida, o que acaba gerando uma concentração maior de material particulado e consequente aumento da

escurecimento da fumaça. Além disto, a redução da quantidade de oxigênio disponível na câmara de combustão leva a aumento da produção de material particulado.

Para Nour et al., 2017, quando há maior atraso da ignição, como ocorre quando usado etanol por fumigação em motores de ignição por compressão, proporciona-se maior tempo para mistura entre ar e combustível, fazendo com que as regiões de mistura rica sejam reduzidas, baixando também as emissões de fuligem. Além disso, a adição de etanol aumenta os radicais OH promovendo a oxidação da fuligem. Já para Tsang et al., 2010, a fumigação reduz as emissões de MP em comparação com o uso apenas de diesel, provavelmente pela presença de oxigênio no álcool e redução de enxofre. O trabalho realizado por Vailatti et al., 2017, também obteve como resultado a redução da opacidade dos produtos da combustão.

O uso de maiores parcelas de água fez com que a opacidade aumentasse em relação ao ensaio no qual foi usado apenas etanol, e isto ocorre provavelmente pelo aumento da parcela de diesel, usada para compensar a redução de etanol. Entretanto, para Nour et al., 2017, o uso de etanol com parcelas maiores de água reduz as emissões de fuligem, ao contrário dos resultados obtidos neste trabalho, o que é atribuído ao maior atraso de ignição e maior tempo para homogeneização da mistura, como citado anteriormente. A adição de água também aumenta os radicais OH, contribuindo para a redução das emissões de fuligem.

No estudo realizado por Dai e Yao, 2012, o uso de câmeras de alta velocidade permitiu verificar que os pontos de ignição na atmosfera composta por ar e etanol foram mais distribuídos do que na atmosfera de ar, mostrando aumento da proporção de combustão de pré mistura. A luminosidade da chama foi enfraquecida na atmosfera com etanol, e a luminosidade está relacionada com a concentração de fuligem. Desta forma, a formação de fuligem é inibida. Ainda segundo Chauhan et al., 2011, o oxigênio da molécula do etanol é responsável por uma melhor combustão resultando em menor opacidade da fumaça.

6.4.6 Emissões de monóxido de carbono

Os resultados referentes às emissões específicas de monóxido de carbono são apresentados nas Figuras 6.14 e 6.15.

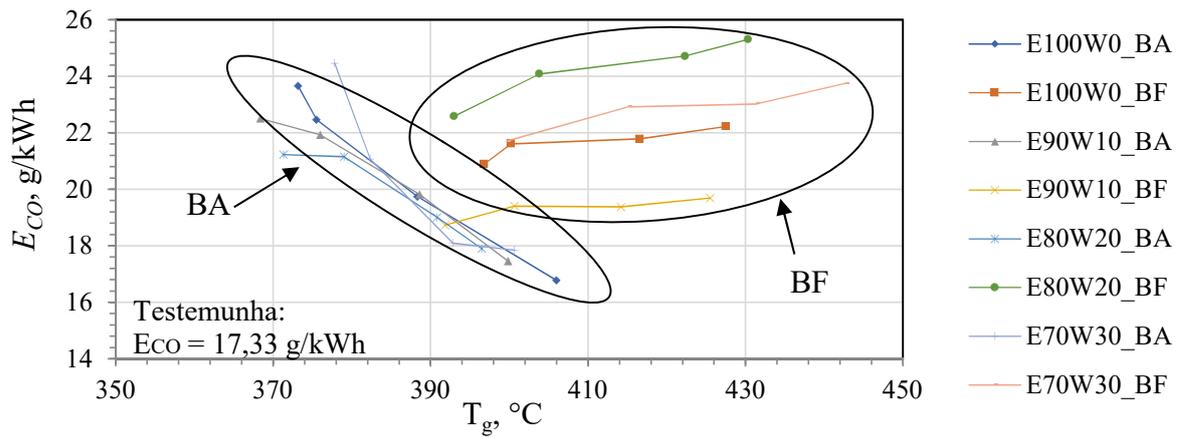


Figura 6.14 – Emissões específicas de monóxido de carbono em função da temperatura dos gases de exaustão.

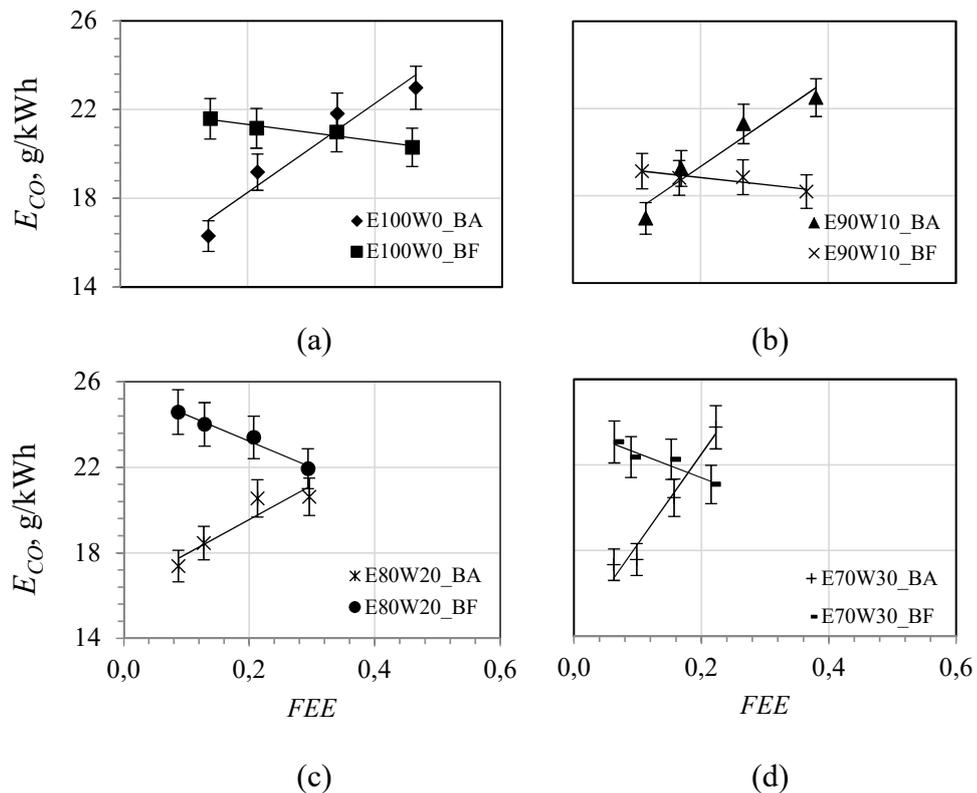


Figura 6.15 – Emissões específicas de monóxido de carbono: (a) E100W0; (b) E90W10; (c) E80W20; (d) E70W30.

Notou-se que nos ensaios realizados com a borboleta aberta há tendência da queda nas emissões específicas de monóxido de carbono quando a temperatura dos gases é maior. O inverso ocorre com a borboleta parcialmente fechada, ensaios nos quais há tendência do aumento das emissões específicas quando a temperatura dos gases aumenta. Segundo Geng et al., 2017, espera-se que as emissões de CO em motores operando com etanol e diesel sejam

maiores do que aquelas produzidas pelo motor operando somente com diesel, da mesma forma que os resultados obtidos neste trabalho e por Surawski et al., 2012.

Geng et al., 2017, citam que as emissões de CO são produzidas por combustão incompleta, quando ocorre combustão em baixa temperatura ou com carga pobre. Nos resultados apresentados na Figura 6.14, as menores temperaturas dos gases de exaustão correspondem também a menores temperaturas da carga admitida, o que resulta em menores temperaturas durante a combustão e, portanto, maiores emissões de CO (para o caso BA).

Entretanto, para Yusri et al., 2017, o uso de álcool em motores de ignição por compressão ajuda a suprir o oxigênio requerido para a formação de CO₂ ao invés de partículas ricas em carbono como o CO. Ao avaliar todos os ensaios realizados para este trabalho, verificou-se que o percentual de oxigênio fornecido juntamente com o etanol varia entre 1,1 e 6,3% do total fornecido pelo ar admitido, o que pode afetar inversamente a produção de CO.

Para as curvas obtidas com borboleta parcialmente fechada, a redução da massa de ar dentro do cilindro pode fazer com que falte oxigênio para conversão de CO em CO₂ e, como consequência, a formação deste poluente aumenta e a temperatura dos produtos da combustão também. As emissões em função da fração mássica de etanol são apresentadas na Figura 6.15.

Nas Figuras 6.14 e 6.15, verifica-se que há um comportamento inverso das emissões de CO em função da restrição do fluxo de ar admitido, ficando claro que a massa de ar existente no cilindro interfere nas emissões de monóxido de carbono. Com uma menor massa de ar dentro do cilindro (casos BF), o aumento da fração de etanol pré injetado reduz o excesso de ar da carga pré misturada, o que é um fator significativo para o aumento das emissões de CO e levando a combustão incompleta. Nos casos em que a borboleta esteve aberta, a maior disponibilidade de ar evita a ocorrência de combustão incompleta por indisponibilidade de oxigênio. A redução das emissões deste poluente com o aumento da fração mássica de etanol pode estar relacionada a combustão incompleta, na qual é provável que ocorra a conversão dos hidrocarbonetos pela reduzida massa de oxigênio presente.

Além da baixa temperatura da combustão, o aumento das emissões de CO no método de fumigação pode ocorrer pela combustão incompleta da carga pré-misturada em regiões afastadas da chama difusiva, pela extinção da chama em regiões próximas as paredes do cilindro, as quais se encontram em temperaturas menores, ou pela baixa evaporação do álcool também nestas regiões próximas as paredes do cilindro.

6.4.7 Emissões de óxidos de nitrogênio

Os resultados referentes às emissões específicas de óxidos de nitrogênio são apresentados nas Figuras 6.16 e 6.17.

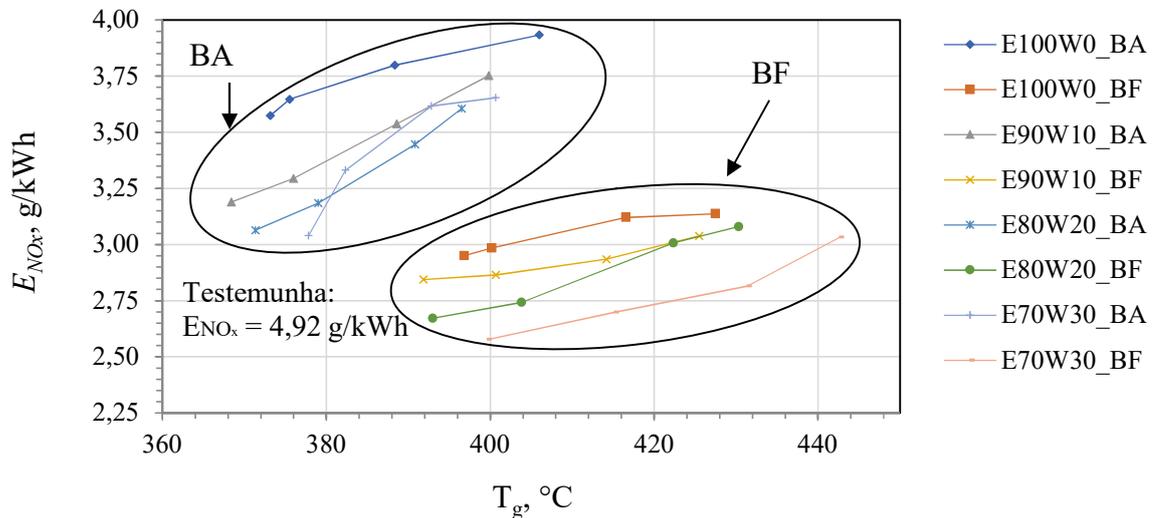


Figura 6.16 – Emissões específicas de óxidos de nitrogênio em função da temperatura dos gases de exaustão.

É possível notar duas regiões distintas no gráfico, uma dela com maiores índices de emissões, correspondente aos ensaios com borboleta aberta, e outra com menores índices de emissões, correspondente aos ensaios com borboleta parcialmente fechada. A formação dos compostos NO_x está relacionado a temperatura durante o processo de combustão. Estratégias de combustão de baixa temperatura apresentam proeminentes benefícios, como a redução dos óxidos de nitrogênio, sendo que quando usado álcool, a energia consumida para sua vaporização faz com que a temperatura da chama seja reduzida [Nour et al., 2017]. Como consequência disto a temperatura dos produtos da combustão também é reduzida, em relação à condição de operação original com diesel. Este fundamento explica o comportamento apresentado na Figura 6.16.

Com o aumento da fração de água no etanol, há tendência da redução das emissões de NO_x pois a água possui calor latente de vaporização ainda maior que o etanol, isto é, reduz mais ainda a temperatura durante a combustão. Nour et al., 2017, obtiveram menores temperaturas da chama com o uso de maiores parcelas de água no etanol do que quando usou somente etanol por fumigação. Como consequência também obteve menores emissões de NO_x com uso de água.

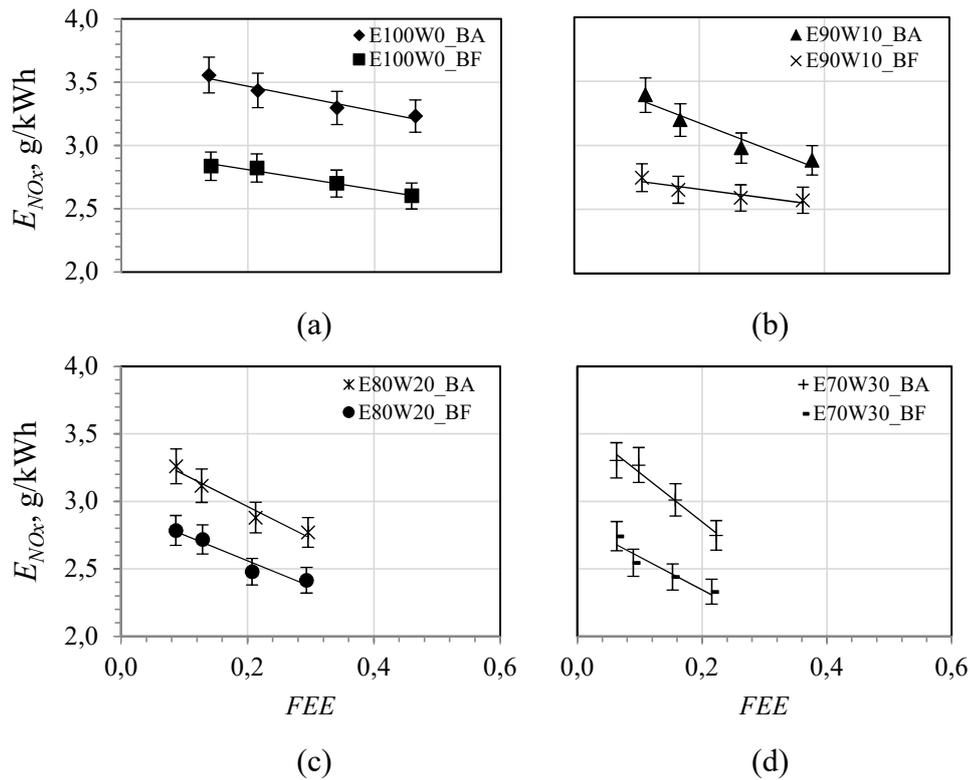


Figura 6.17 – Emissões específicas de óxidos de nitrogênio: (a) E100W0; (b) E90W10; (c) E80W20; (d) E70W30.

Nota-se na Figura 6.17 que as emissões específicas de óxidos de nitrogênio são menores nos ensaios em que a borboleta é mantida parcialmente fechada. Jamuwa et al., 2016, e Mariasiu et al., 2015, citam que as emissões de NO_x dependem também da concentração de oxigênio na câmara de combustão. Neste caso, com as maiores temperaturas dos produtos da combustão obtidas ao usar a borboleta parcialmente fechada (mostradas na Figura 6.11) a tendência seria a ocorrência de aumento das emissões, o que não correu, pois a redução da vazão de ar implica também em redução da disponibilidade de oxigênio na câmara de combustão para a produção de NO_x. Portanto, nota-se que a menor quantidade de oxigênio disponível, quando a borboleta estava parcialmente fechada, teve maior influência para a redução das emissões de NO_x do que a redução das temperaturas da carga admitida, indicando que pode haver predominância da formação pelo mecanismo de Fenimore, mecanismo intermediado por N₂O, ou pelo nitrogênio presente no combustível, em relação ao mecanismo de Zeldovich.

6.5 Conclusões parciais

Após análise dos dados apresentados nos resultados, verifica-se que o uso de etanol e etanol-água em um motor de ignição por compressão pelo método de fumigação, apresenta vantagens e desvantagens em relação a operação original com diesel. A restrição do fluxo de ar que entra no motor também demonstra significativa influência no desempenho do mesmo. Neste sentido, algumas conclusões são:

- a) Há redução na temperatura da carga admitida pelo motor quando usado etanol ou etanol-água, reforçando a afirmação encontrada na literatura que o calor necessário para vaporização do etanol pode afetar o desempenho da combustão e do motor. Ao fechar parcialmente a borboleta, menor vazão de ar fica disponível, levando a redução ainda maior da temperatura da mistura ar-etanol.
- b) O uso de etanol aumenta a eficiência da conversão da mesma forma que relatado na maioria das publicações consultadas, entretanto, a redução da vazão de ar que entra no motor provoca redução desta eficiência, atribuída a provável combustão incompleta.
- c) Há também aumento do consumo específico ao usar o etanol, mas aumento quando o fluxo de ar é reduzido.
- d) Da mesma forma que relatado na maioria dos resultados obtidos na literatura, há redução da temperatura dos produtos da combustão quando usado etanol, entretanto, a redução do fluxo de ar admitido causa aumento da temperatura destes produtos, como resultado do aumento da temperatura durante a combustão. A redução do excesso de ar causa elevação da temperatura de chama adiabática.
- e) A redução do fluxo de ar causa redução das emissões de óxidos de nitrogênio, o que pode estar relacionado a menor disponibilidade de oxigênio. A queda da temperatura durante a combustão (indicada pela literatura), causada pela injeção de etanol ou etanol-água, também inibe a formação de NO_x .
- f) O comportamento das emissões de CO mostrou-se inverso em relação ao uso da restrição de ar enquanto para o NO_x este comportamento segue a mesma tendência com borboleta aberta e com borboleta parcialmente fechada.
- g) A opacidade dos produtos da combustão é reduzida com o uso de etanol ou etanol-água, como previsto na literatura, mas aumenta com a redução do fluxo de ar admitido.

Observa-se na literatura que resultados divergentes são apresentados pelos diversos estudos realizados, para os quais foram usados diferentes tipos de motores em relação a sua construção, tamanho, razão de compressão, tipo de refrigeração e outras características. Portanto, é possível dizer que o uso do etanol ou de misturas etanol-água por fumigação nos motores pode ser mais eficiente, explorando condições operacionais diferentes, não dependendo exclusivamente de propriedades dos combustíveis e da mistura. Por fim, os resultados foram satisfatórios, indicando a viabilidade do uso de etanol e etanol-água em motores de ignição por compressão, auxiliando na redução da dependência de combustíveis fósseis e emissões de gases poluentes. Além disso, o uso de etanol-água indica a possibilidade de redução de custo da destilação do etanol.

7 ANÁLISE DA COMBUSTÃO EM MOTOR DE IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO OPERANDO COM FUMIGAÇÃO DE ETANOL (MOTOR AGRALE)

Para avaliação de diversas hipóteses apresentadas na literatura em relação ao comportamento da operação de um motor de ignição por compressão operando com fumigação de etanol, faz-se necessário o estudo dos parâmetros da combustão, que podem ser analisados a partir do levantamento da curva de pressão dentro do cilindro. Na pesquisa apresentada neste capítulo, buscou-se por meio desta curva determinar, por exemplo, a taxa de liberação de calor, o atraso na ignição, a duração da combustão e outros parâmetros que poderiam servir como base, inclusive para explicação dos resultados apresentados nos capítulos anteriores. As condições ensaiadas incluíram apenas o uso do etanol sem adição de água e sem restrição de ar na admissão.

7.1 Montagem experimental, instrumentação, aquisição e tratamento de dados

A Figura 7.1 mostra a montagem experimental preparada para a execução dos ensaios que deram origem aos resultados apresentados neste capítulo.

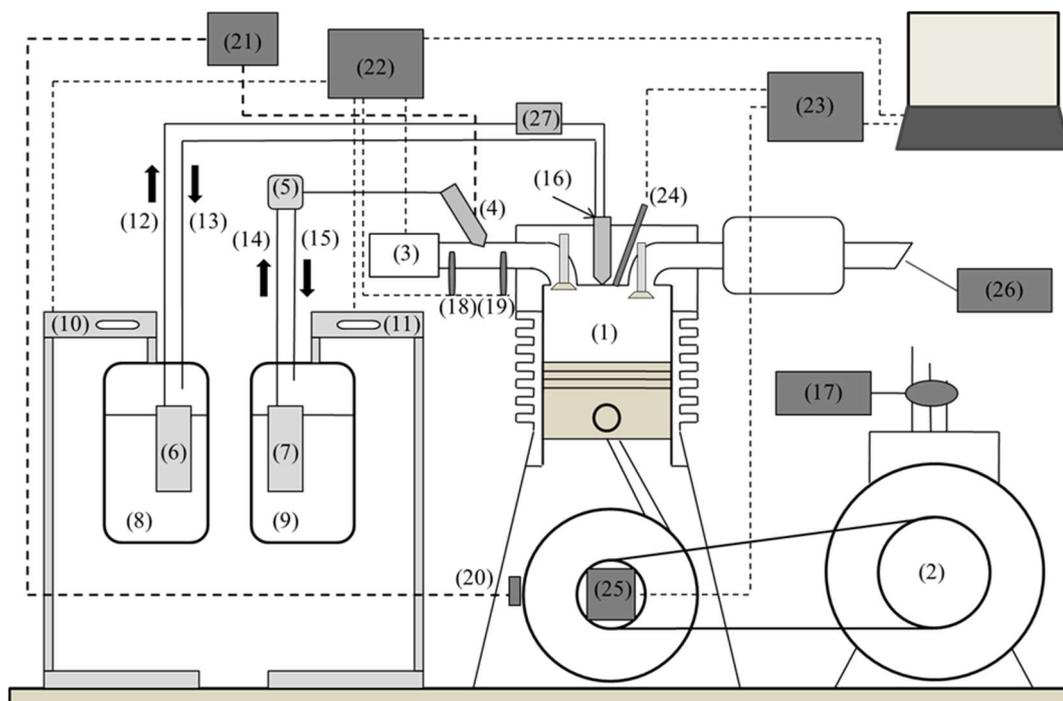


Figura 7.1 – Esquema do aparato experimental.

Os componentes na Figura 7.1 são: (1) motor de ignição por compressão; (2) alternador; (3) medidor de fluxo de ar; (4) bico injetor para fumigação; (5) válvula reguladora de pressão do etanol; (6) bomba de óleo diesel; (7) bomba de etanol; (8) reservatório de óleo diesel; (9) reservatório de etanol; (10) célula de carga do óleo diesel; (11) célula de carga do etanol; (12) linha de alimentação de óleo diesel; (13) linha de retorno de óleo diesel; (14) linha de alimentação do etanol; (15) linha de retorno do etanol; (16) bico injetor de óleo diesel; (17) voltímetro e amperímetro; (18) sensor temperatura antes da fumigação; (19) sensor temperatura após a fumigação (20) sensor de velocidade angular; (21) unidade de comando eletrônico; (22) arduino UNO R3; (23) aquisição de dados do sensor de pressão e do *encoder*; (24) sensor de pressão dentro do cilindro; (25) *encoder*; (26) analisador de gases.

Alguns instrumentos e equipamentos utilizados nestes ensaios já foram apresentados no capítulo 5, como por exemplo, o sistema de fornecimento de etanol, a unidade eletrônica de comando FT300 e o medidor de fluxo de ar. A montagem do coletor de admissão é semelhante àquela apresentada na Figura 6.2, excluindo-se a borboleta. O conjunto motor-gerador-carga é o mesmo apresentado anteriormente no capítulo 4.

Durante todos os ensaios a velocidade angular do motor foi mantida em aproximadamente 2560 rpm, necessária para que o alternador produzisse energia na frequência de 60 Hz, bem como a carga foi mantida constante em aproximadamente 7,2 kW (carga elétrica do alternador). Para determinação da potência de carga, foi medida a corrente elétrica consumida usando um alicate amperímetro e a tensão produzida pelo alternador usando um multímetro, para as quais os valores mantiveram-se aproximadamente em 19,1 A e 218 V durante todos os testes. Para variação da carga em relação aos ensaios apresentados no capítulo 6, o comprimento total das resistências foi reduzido.

Visando a automatização da aquisição de dados foi montado um sistema com microcontrolador Arduino UNO R3 para aquisição de dados de massa de combustível, de temperaturas no coletor de admissão e de tensão produzida pelo sensor MAF. Os dados eram exportados do microcontrolador para uma planilha Excel por comunicação serial. A configuração da montagem é apresentada na Figura 7.2.

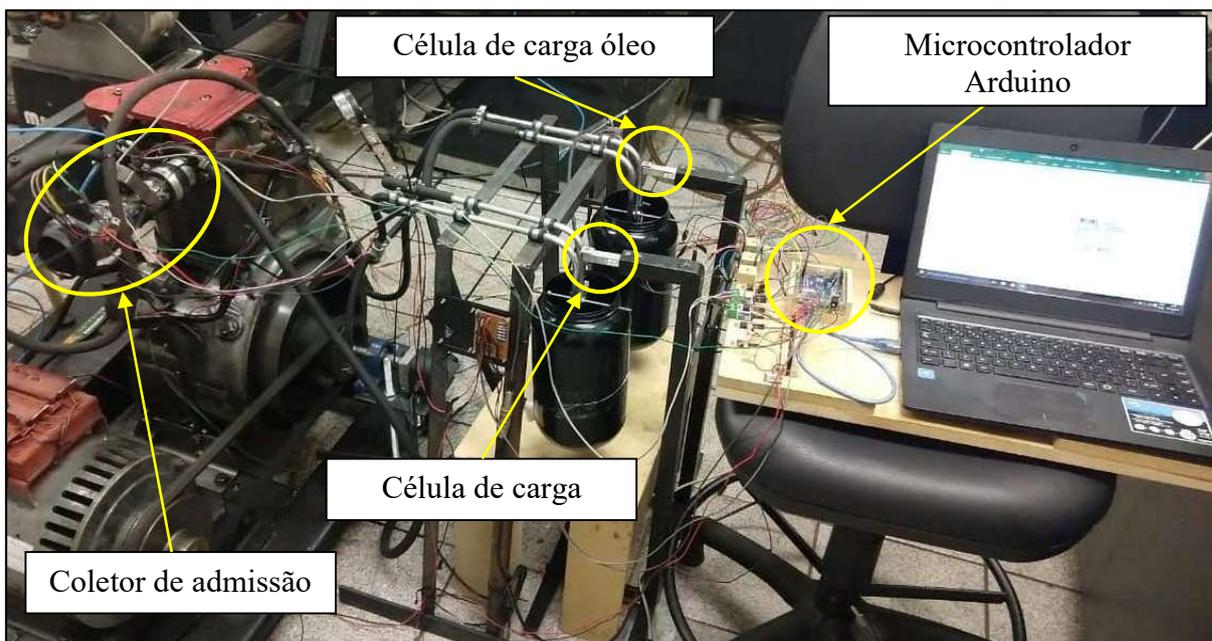


Figura 7.2 – Aquisição de dados pelo microcontrolador Arduino UNO R3.

A temperatura no coletor de admissão foi medida antes e depois da injeção do etanol, usando-se termistores do tipo NTC de 10 k Ω . A tensão produzida pelo MAF também foi adquirida através do microcontrolador para posterior cálculo da vazão mássica conforme a Equação apresentada no Apêndice D. Estes sensores produzem sinais analógicos em suas saídas e para leitura foram usadas diretamente as portas analógicas do Arduino.

As medições de massa instantânea de etanol e de óleo diesel nos reservatórios foram realizadas usando-se duas células de carga do tipo spl, com capacidade de até 5 kg, nas quais os respectivos reservatórios ficavam pendurados. Para coleta dos dados de cada célula de carga foi utilizado um conversor analógico/digital, modelo HX711, sendo desta forma os dados adquiridos por portas digitais do Arduino.

A balança foi montada de forma que os reservatórios ficassem pendurados nas células de carga e que as bombas de combustível e linhas de retorno não tivessem contato com os reservatórios. A estrutura de suporte das bombas e linhas combustíveis também foi fabricada em separado, visando reduzir a transmissão de vibração do motor para a célula de carga. A Figura 7.3 mostra a montagem da balança.

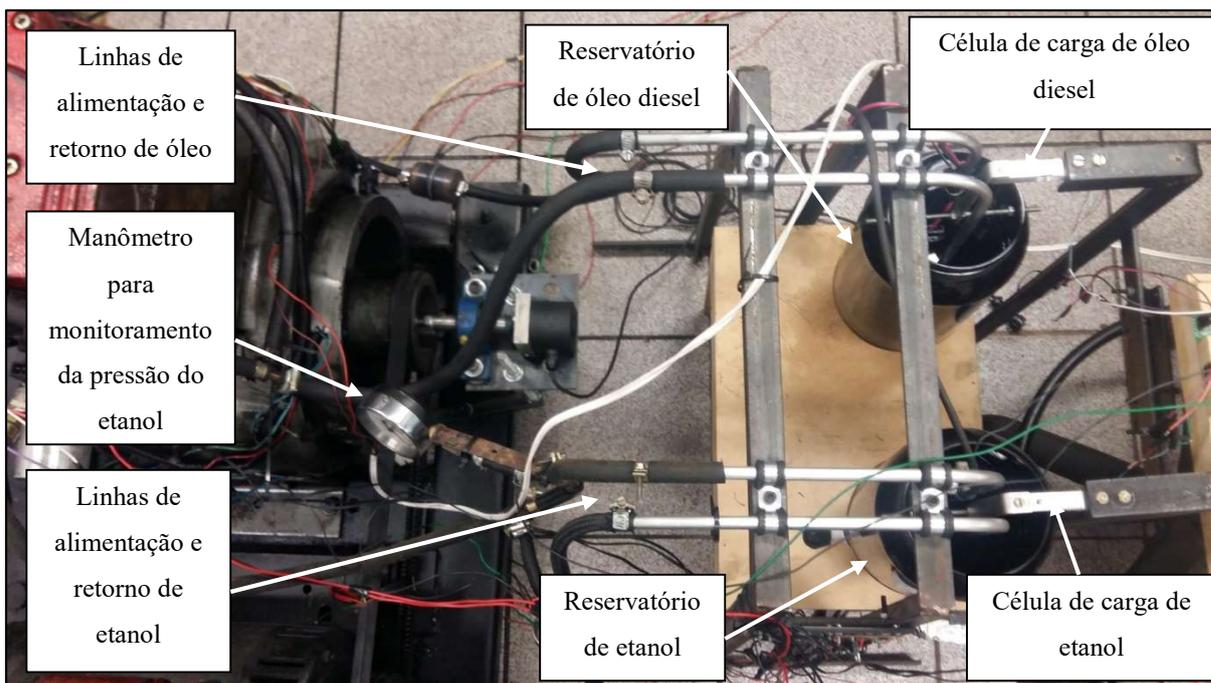


Figura 7.3 – Montagem da balança – vista superior.

A pressão na linha de fornecimento de etanol manteve-se constante em 5 bar ao longo dos ensaios, o que foi monitorado através de um manômetro analógico instalado na linha de fornecimento de etanol ao bico injetor. Já a linha de óleo diesel foi mantida pressurizada com pressão baixa (não medida) apenas para manutenção do fluxo constante na linha de retorno.

7.1.1 Tratamento dos dados obtidos através do microcontrolador Arduino

O registro de dados na planilha Excel era realizado em média 10 vezes a cada segundo, juntamente com o respectivo horário em que o dado era adquirido, sendo posteriormente realizado processamento e análise destes dados. O tempo total de cada ensaio foi de aproximadamente 3 minutos, o que gerou mais de 1800 dados de cada variável.

Nos valores das temperaturas no coletor de admissão, após a coleta dos dados, foi calculada a média e o desvio padrão das amostras 250 até 1750, sendo o desvio padrão considerado como a incerteza da medição (tipo A). No caso da leitura da vazão de ar através do MAF, também foi aplicado o mesmo método de seleção de dados da análise das temperaturas no coletor de admissão, sendo usada para determinação da incerteza total o desvio padrão da amostragem e a incerteza de 1,5% do MAF, obtendo-se assim a incerteza combinada pela raiz da soma de seus quadrados.

Os dados adquiridos referentes às massas de combustíveis também foram filtrados entre as linhas 250 e 1750 da planilha (pontos de aquisição), visando garantir que os dados considerados fossem em regime permanente, descartando o período inicial e final de medição. Desta forma, foram geradas curvas de massa em função do tempo, como mostra a Figura 7.4a para o óleo diesel e 7.4b para o etanol, nas quais nota-se o comportamento linear dos consumos de combustíveis.

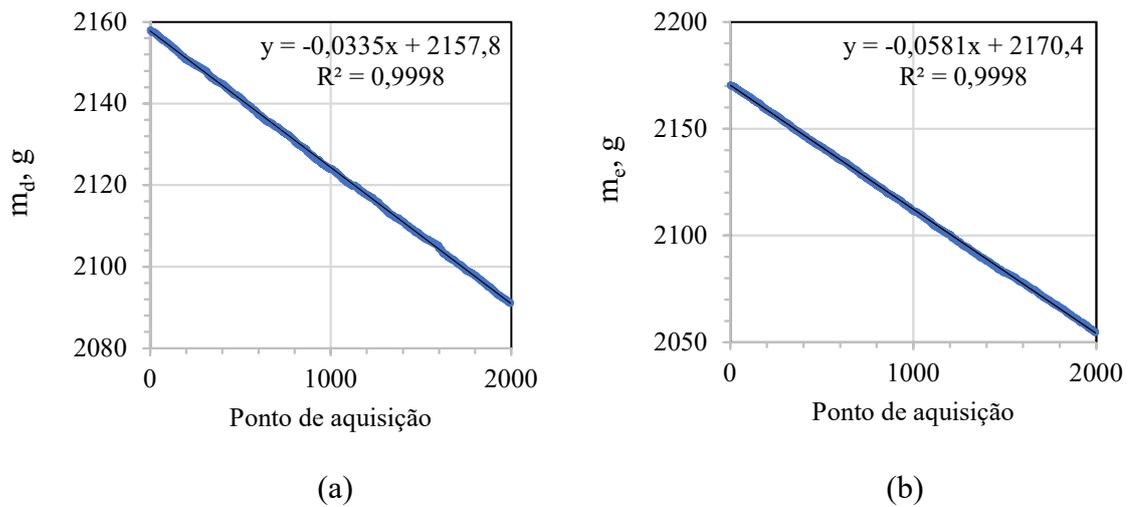


Figura 7.4 – Curva de consumo de combustíveis no ensaio E100W0_7.0 ms: (a) óleo diesel; (b) etanol.

As equações obtidas a partir das linhas de tendência lineares geradas sobre as curvas foram usadas para determinar a massa de combustíveis nos pontos 250 e 1750, e assim calcular a vazão mássica por

$$\dot{m}_c = \frac{m_{250} - m_{1750}}{t_{1750} - t_{250}} \quad (7.1)$$

na qual \dot{m}_c é a vazão mássica de combustível (óleo diesel ou etanol), m_{250} é a massa no ponto 250, m_{1750} é a massa no ponto 1750, t_{250} é o tempo no ponto 250 e t_{1750} é o tempo no ponto 1750. As curvas dos demais ensaios são apresentadas no Apêndice E.

A avaliação da incerteza dinâmica das balanças foi realizada através da diferença entre o valor da massa em cada ponto e o correspondente valor sobre a curva gerada pela equação da linha de tendência. Assim, foi calculada a diferença máxima e o desvio padrão da

amostragem de diferenças, sendo este último usado como parâmetro de incerteza. O Apêndice E também mostra uma Tabela com os valores obtidos.

7.1.2 Aquisição de dados da curva de pressão dentro do cilindro

A curva de pressão dentro do cilindro durante a combustão é um dado fundamental que auxilia na justificativa dos fenômenos observados no comportamento e operação do motor. A partir desta curva pode-se estimar, por exemplo, a taxa de liberação de calor, a curva de fração mássica queimada, o início e o final da combustão e o atraso na ignição. Para construção da curva de pressão é necessário obter o valor da pressão e o respectivo ângulo do virabrequim.

Para obtenção da pressão foi utilizado um sensor do tipo piezo resistivo, fabricante Kulite, modelo ECWT-312, refrigerado a água, o qual os dados são apresentados no detalhamento do Anexo B. A montagem do sensor no motor foi realizada no cabeçote, posicionado de acordo com indicação do fabricante do motor, como mostra a Figura 7.5.

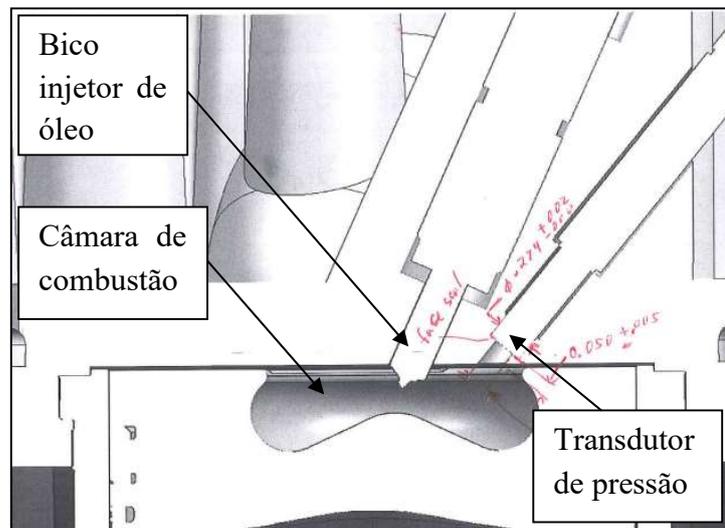


Figura 7.5 – Montagem do sensor de pressão do cilindro no cabeçote.

Para aquisição do ângulo do virabrequim foi utilizado um *encoder* incremental, fabricante S&E instrumentos, modelo E30A1A-360-PP, com resolução de 1°. O *encoder* foi acoplado diretamente ao volante do motor, como mostra a Figura 7.6.

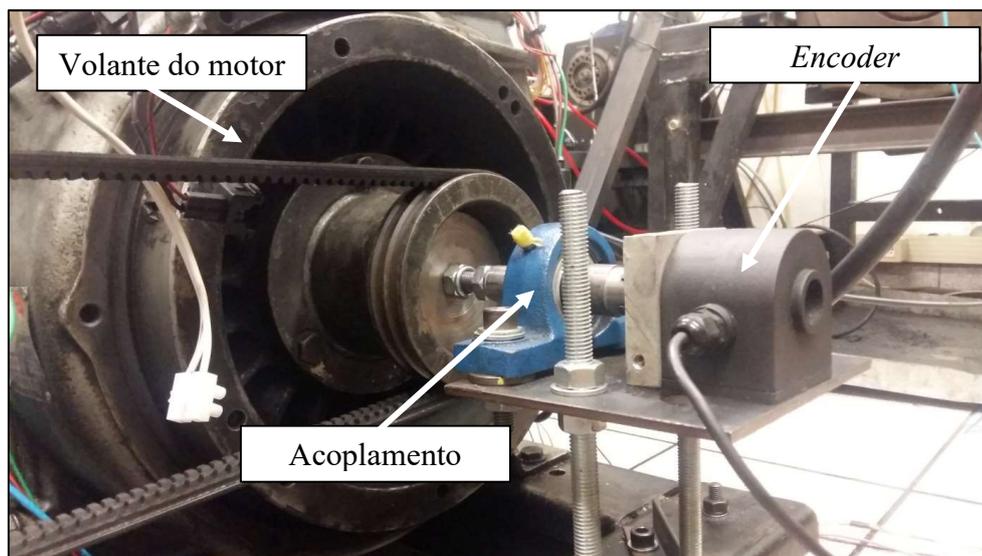


Figura 7.6 – Montagem do *encoder* incremental.

Para aquisição dos dados de pressão e de ângulo foi utilizado um microcontrolador dsPIC30f401 específico para processamento de sinais, que opera com frequência de 100 MHz, sendo a placa conectada ao computador via porta serial RS232. Esta placa foi produzida nos laboratórios de eletrônica da UNISINOS. Através da comunicação serial os dados eram exportados para uma planilha de Excel e a curva mostrada na tela do microcomputador. O sistema possui capacidade para registro de dados de uma curva completa do ciclo a cada, aproximadamente, 2 segundos, em função da limitação de velocidade de comunicação da porta serial.

7.1.3 Tratamento dos dados obtidos para montagem das curvas de pressão

Como citado anteriormente, o sistema de aquisição de dados é de fabricação própria, por isto inicialmente foi necessário realizar o levantamento da curva tensão por pressão do sensor, visando gerar uma equação para inserção na programação. O procedimento é mostrado no Apêndice F. A limitação de capacidade do microprocessador utilizado, por vezes, fazia com que a aquisição de dados não fosse completa durante o ciclo, registrando dados apenas nos primeiros ângulos, e por isto amostras de diversos ciclos tiveram que ser excluídas. Como cada ensaio teve duração de 3 minutos, e a placa exportava 1 ciclo a cada 2 segundos, teoricamente deveriam ter sido registrados 90 ciclos. Entretanto, devido ao problema citado anteriormente, o número de ciclos completos registrados foi menor, conforme mostra a Tabela 7.1.

Tabela 7.1 – Número de ciclos registrados em cada ensaio.

Ensaio	Número de ciclos
Testemunha	80
E100W0_2.00	61
E100W0_3.00	40
E100W0_4.00	75
E100W0_5.00	57
E100W0_6.00	65
E100W0_7.00	77

Nota-se que o número de ciclos completos registrados foi aleatório. Heywood, 1988, indica que para uma boa análise sejam registrados pelo menos 100 ciclos, apesar de diversos trabalhos usarem 50 ciclos, mesmo que não sucessivos, permitindo assim avaliar uma curva média e a estabilidade da combustão. Nesta etapa da pesquisa, dada disposição do sensor de pressão do cilindro, buscou-se novamente analisar os efeitos de maiores tempos de injeção (7 ms).

Para apresentação dos resultados, foi calculada a média dos ciclos em cada condição ensaiada a partir da média das amostras de pressão para o mesmo ângulo do virabrequim. Por exemplo, para o ângulo 360° do ensaio testemunha, foi calculada a média das pressões obtidas para este ângulo nos 81 ciclos, e assim sucessivamente para os demais ângulos e demais ensaios. A Figura 7.7 mostra as curvas de pressão obtidas e a curva média para o ensaio testemunha (em vermelho).

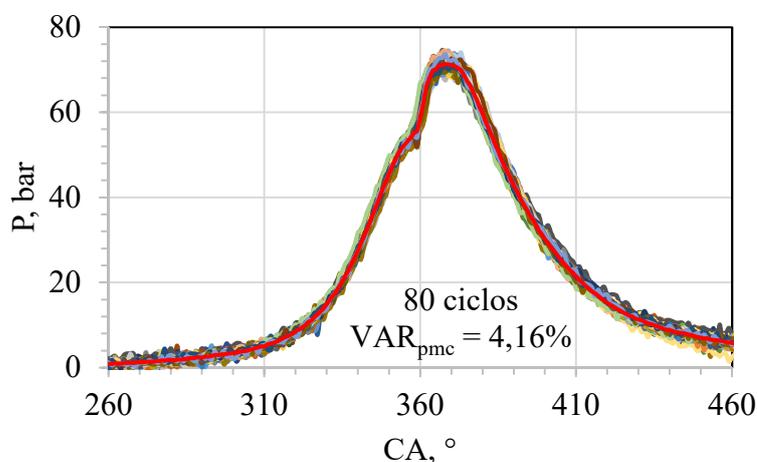


Figura 7.7 – Curva média de pressão sobre as curvas aleatórias.

Nota-se na Figura 7.7 a maior suavidade da curva média em relação às curvas aleatórias dentro da amostragem dos 81 ciclos. As variações de ciclo a ciclo podem estar relacionadas com leitura de dados ou com a estabilidade da combustão. Para avaliação da estabilidade da combustão em escala macro, segundo Jamrozik et al. (2018), é utilizada análise da variabilidade da pressão média do ciclo (VAR_{pmc}), definida segundo Martins (2011) por

$$VAR_{pmc} = \frac{\overline{\sigma}}{\overline{pmc}} \quad (7.2)$$

sendo $\overline{\sigma}$ o desvio padrão da pressão média do ciclo e \overline{pmc} o valor médio da pressão média do ciclo. Assim, a VAR_{pmc} foi calculada para cada caso estudado com base no número de ensaios apresentados na Tabela 7.1. Heywood, 1988, cita que a variabilidade da combustão deve ficar abaixo de 10%.

Durante a pesquisa bibliográfica realizada, buscou-se na literatura algum procedimento para avaliar a incerteza dos dados de pressão e das curvas desenvolvidas. Em todos os artigos e livros pesquisados os autores não fazem referência a este assunto, usando apenas o parâmetro VAR_{pmc} , citado anteriormente, como forma de análise da pressão média do ciclo. Portanto, buscou-se de alguma forma avaliar este ponto. Assim, para cada ângulo foi calculado o desvio padrão das amostras obtidas para um mesmo ângulo, e posteriormente a média destes desvios padrões. Esta média foi aplicada como sendo a incerteza das medições de pressão, e por ter sido obtida por meios estatísticos é considerada incerteza do tipo A. A Figura 7.8 mostra como exemplo as curvas de limite superior, inferior e a média para o ensaio testemunha.

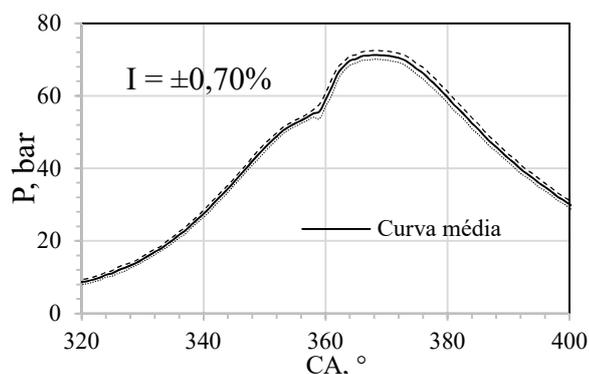


Figura 7.8 – Diferença entre as curvas média, limite superior e limite inferior.

Nota-se que o comportamento das três curvas é bastante semelhante e, para este caso, a incerteza obtida (tipo A) foi igual a $\pm 0,7\%$. Os gráficos obtidos para as demais condições de ensaios são apresentados no Apêndice G.

7.2 Procedimento dos ensaios e etapas de preparação

Para execução dos ensaios o procedimento foi semelhante aqueles apresentados nos capítulos 5 e 6, iniciando pela operação sem carga durante 15 minutos, com carga por mais 30 minutos para aquecimento e posterior registro dos dados para o ensaio testemunha. Após o ensaio testemunha iniciaram-se os ensaios com fumigação de etanol, sendo o procedimento de ajuste de velocidade angular do motor o mesmo já citado nos capítulos anteriores. O tempo de ensaio em cada condição foi de 3 minutos, e ao final dos testes o motor foi posto em operação com óleo diesel por 15 minutos com carga e por fim durante 15 minutos sem carga para resfriamento.

Antes do início dos ensaios as seguintes etapas de preparação foram realizadas no motor:

1. Desmontagem do cabeçote e do cilindro, remoção do pistão e limpeza dos componentes, removendo a carbonização presente (pistão, válvulas, galerias, bico injetor).
2. Limpeza do bico injetor de óleo diesel e teste do conjunto bico e bomba em oficina especializada.
3. Teste e limpeza do bico injetor de etanol em oficina especializada.
4. Substituição do óleo lubrificante.
5. Limpeza geral do motor externamente e internamente, removendo os vestígios do óleo usado.
6. Regulagem das válvulas de admissão e escape, observando os procedimentos e folgas indicados pelo fabricante.

Após execução dos ensaios também foi verificado o ponto de injeção do óleo diesel. Notou-se que, na condição ensaiada, o motor estava com início da injeção de óleo diesel em 19° APMS e final da injeção em 12° APMS, valores atrasados em relação à condição original descrita pelo fabricante do motor que considera o final da injeção em 17° APMS.

7.3 Análise dos parâmetros da combustão

Com base na curva de pressão dentro do cilindro é possível derivar mais informações sobre o processo de combustão e assim avaliar seu comportamento, através da análise da taxa de liberação de calor, da fração mássica de combustível queimada, da determinação de início e do final da combustão, dentre outros. O fluxograma da Figura 7.9 mostra as etapas do pós-processamento dos dados da combustão.

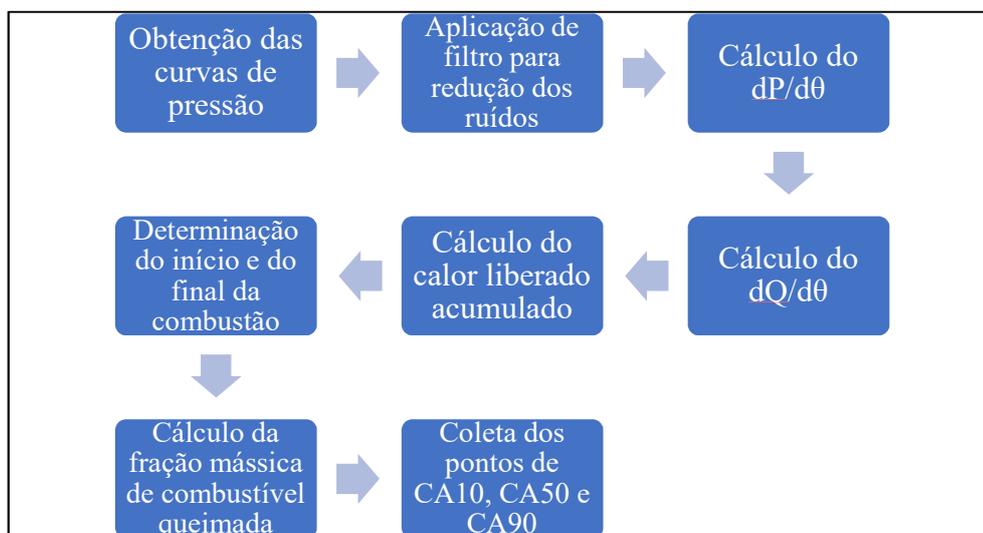


Figura 7.9 – Etapas do pós-processamento de dados da combustão.

Foi usado o método da média móvel para filtragem de dados visando suavizar as curvas de pressão e conseqüentemente as curvas obtidas por derivação desta. Observou-se o comportamento das curvas filtradas e não filtradas visando minimizar as perdas de informações de pico. A descrição completa dos métodos apresentados na Figura 7.9 são apresentadas a seguir.

7.3.1 Taxa de liberação de calor e liberação de calor acumulada

Para obter a curva de liberação de calor, ou taxa de liberação de calor em função do ângulo do virabrequim ($dQ/d\theta$) utilizou-se a Equação 7.3, definida por

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{1}{k-1} \left(kP \frac{dV}{d\theta} + V \frac{dP}{d\theta} \right) \quad (7.3)$$

na qual dQ é a diferencial do calor, $d\theta$ é a diferencial do ângulo, dV é a diferencial do volume, dP é a diferencial de pressão e k é a constante politrópica (considerada constante e igual a 1,4). Como a resolução do *encoder* utilizado era de 1°, a Equação 7.3 foi resolvida de forma analítica com $d\theta$ igual a 1°, obtendo a seguinte forma

$$\frac{dQ}{\theta_i - \theta_{i-1}} = \frac{1}{k-1} \left(k \left(\frac{P_i + P_{i-1}}{2} \right) \left(\frac{V_i - V_{i-1}}{\theta_i - \theta_{i-1}} \right) + \left(\frac{V_i + V_{i-1}}{2} \right) \left(\frac{P_i - P_{i-1}}{\theta_i - \theta_{i-1}} \right) \right) \quad (7.4)$$

na qual os subscritos $i-1$ referem-se ao ângulo anterior e o subscrito i ao ângulo atual. Realizando o somatório da taxa de liberação de calor ao longo do processo de combustão obtém-se o calor total liberado. O termo de variação da pressão em função do ângulo ($dp/d\theta$) é chamado de taxa de elevação de pressão, e segundo Jamrozik et al., 2018, as características de operação de motores de ignição por compressão são substancialmente afetadas por este parâmetro.

A liberação de calor acumulada pode ser obtida somando-se o calor liberado a cada intervalo de ângulo. Além disto, dividindo-se o somatório dos valores parciais pelo total de calor liberado obtém-se uma curva de liberação de calor, que varia entre 0 e 1, podendo ainda compará-la com a curva do calor contido no combustível, visando caracterizar o total de perdas que ocorrem em função da ineficiência da combustão.

7.3.2 Determinação do início e final da combustão, da duração e do atraso da ignição

Dhole et al., 2016, citam que a duração da combustão pode ser calculada a partir da curva de fração mássica de combustível queimada e da curva de liberação de calor acumulada, segundo as informações apresentadas na Figura 7.10.

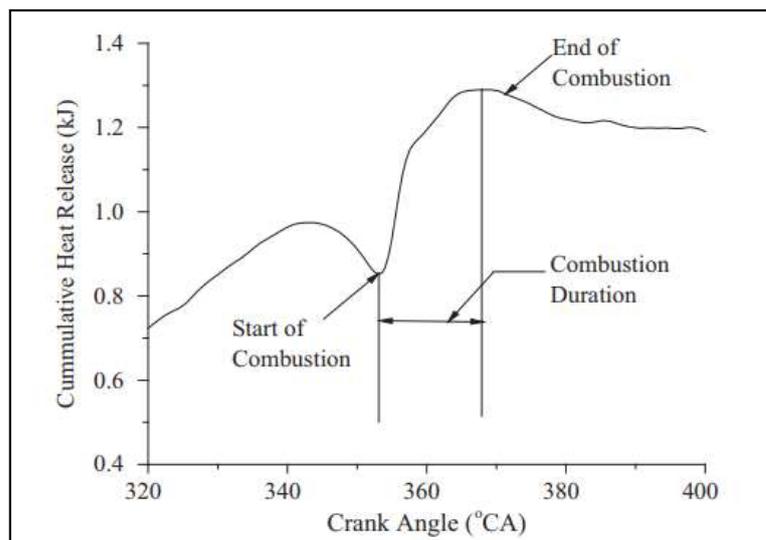


Figura 7.10 – Diagrama indicando a duração da combustão [Dhole et al., 2016].

Considera-se como início da combustão o ângulo de mínimo calor liberado acumulado (CHR) da curva na região após a injeção do óleo diesel, e como final da combustão o ângulo de máximo CHR. Este método foi o utilizado neste trabalho, e com base nos ângulos definidos como início e final da combustão, foi possível levantar a curva de fração mássica queimada de combustível, como será mostrado no próximo tópico.

Para Hansdah e Murugan, 2014, o atraso da ignição é definido como o intervalo entre o momento da injeção do diesel e o ponto do ciclo que a liberação de calor passa de valores negativos para zero, e a partir deste ponto passa a ser positiva. Com base no gráfico da Figura 7.8, o atraso da ignição é definido como o intervalo entre o início da injeção e o início da combustão.

Jamrozik et al., 2018, define o atraso da ignição como o intervalo entre o início da injeção do óleo diesel e o ângulo em que 10% do calor foi liberado (10% da fração mássica de combustível queimada). Já a duração da combustão é definida como o intervalo entre 10 e 90% da fração mássica de combustível queimada. Este método foi o utilizado nas análises realizadas neste trabalho, sendo este período de combustão identificado como CA10-CA90.

Para avaliar a duração da combustão em fase de pré-mistura e difusiva, Jamuwa et al., 2016, define ainda um intervalo entre CA10-CA50 como a fase inicial de combustão, representando a duração em que a liberação de calor é impulsionada principalmente pela combustão de óleo diesel e etanol no modo pré-misturado. No intervalo entre CA50-CA90 há predominância da combustão difusiva.

7.3.3 Fração mássica queimada de combustível

A fração mássica queimada (FMQ) de combustível é um parâmetro normalizado com escala entre 0 e 1 que descreve, através de uma curva, o processo de liberação de energia química em função do ângulo do virabrequim [Mendera et al., 2002]. Através desta curva pode-se avaliar outros parâmetros que serão descritos mais à frente.

Para determinar a fração mássica queimada de combustível utilizou-se o método proposto por Rassweiler e Withrow, também aplicado por Jamrozik et al., 2018, e por outros autores citados na revisão bibliográfica. Este método considera que o diferencial de pressão dentro do cilindro (Δp_t) é resultante da soma do diferencial de pressão produzido pela redução (ou aumento) de volume (Δp_v), com o diferencial de pressão produzido pela combustão (Δp_c). Matematicamente

$$\Delta P_t = \Delta P_v + \Delta P_c \quad (7.5)$$

A variação de pressão em função da redução do volume é dada por

$$\Delta P_v = p_i \left[\left(\frac{V_{i+1}}{V_i} \right)^k - 1 \right] \quad (7.6)$$

na qual p_i é a pressão no instante atual, V_{i+1} é o volume no próximo instante, V_i é o volume no instante atual e k é a constante politrópica. Δp_t é a variação da pressão medida usando-se o sensor de pressão. Assim, com base na Equação 7.5 calcula-se Δp_c , parâmetro utilizado para determinar a fração mássica de combustível queimado (FMQ) através da Equação

$$FMQ = \frac{m_{q(i)}}{m_{q(total)}} = \frac{\sum_0^i \Delta P_c}{\sum_0^n \Delta P_c} \quad (7.7)$$

na qual $m_{q(i)}$ é a massa total queimada até o instante i , e $m_{q(total)}$ a massa total fornecida, sendo a relação entre estes a definição da FMQ , n é o número total de intervalos considerados e i é o

intervalo incremental. Desta forma, este método considera que a fração mássica de combustível queimada é proporcional ao aumento de pressão causado pela combustão.

7.4 Análises de parâmetros de desempenho: trabalho líquido, pressão média do ciclo, potência e eficiência indicada

O trabalho líquido do ciclo (W_{liq}) foi calculado através da integração cíclica da pressão multiplicada pelo volume, por

$$W_{liq} = \int_{0^{\circ}}^{720^{\circ}} P dV \quad (7.8)$$

que discretizada para intervalos de $\theta = 1^{\circ}$ fica na forma

$$W_{liq} = \sum_{\theta=0^{\circ}}^{\theta=720^{\circ}} \frac{P_{\theta} - P_{\theta-1}}{2} (V_{\theta} - V_{\theta-1}) \quad (7.9)$$

O W_{liq} é utilizado para determinar a pressão média do ciclo, por

$$p_{mc} = \frac{W_{liq}}{V_d} \quad (7.10)$$

e a potência indicada (P_i) por

$$P_i = W_{liq} \frac{N}{2.60} \quad (7.11)$$

Com base na P_i e na taxa de calor fornecido pelos combustíveis (Q_e) obtém-se a eficiência indicada (η_i) por

$$\eta_i = \frac{P_i}{Q_e} \quad (7.12)$$

Estes parâmetros de desempenho, além daqueles já apresentados no capítulo 4, foram usados para comparativo entre os pontos ensaiados.

7.5 Resultados e discussões parciais

A partir dos dados coletados nos ensaios e das análises realizadas de acordo com o exposto na metodologia, foram obtidos resultados referentes à combustão e aos parâmetros de desempenho, que são apresentados a seguir. Como nos ensaios realizados para esta etapa da pesquisa a carga aplicada ao alternador foi maior que nos ensaios anteriores, optou-se por elevar novamente o tempo de injeção de etanol fumigado, utilizando as condições apresentadas na Tabela 7.2. A mesma Tabela também apresenta as substituições em termos de massa e energia, e as vazões de combustíveis.

Tabela 7.2 – Consumo de combustíveis e substituições obtidas nos diversos ensaios realizados.

Ensaio	t, ms	\dot{m}_d , g/s	\dot{m}_e , g/s	FME	FEE
Testemunha	-	0,687	0,000	0,000	0,000
E100W0_2.0	2.00	0,652	0,119	0,155	0,093
E100W0_3.0	3.00	0,566	0,223	0,282	0,181
E100W0_4.0	4.00	0,493	0,329	0,400	0,273
E100W0_5.0	5.00	0,429	0,446	0,501	0,369
E100W0_6.0	6.00	0,386	0,529	0,578	0,436
E100W0_7.0	7.00	0,361	0,627	0,634	0,494

Nota-se em comparação a substituição apresentada no capítulo anterior para o ensaio E100W0_BA que o aumento do tempo de injeção de 5 para 7 ms provocou aumento de 4,45% na FME e 6,25% na FEE, enquanto a carga aumentou de 6 para 7,2 kW (20%). Em termos de energia, a substituição alcançada foi de quase 50% no ensaio E100W0_7.0, enquanto em termos de massa chegou a 63,4% neste mesmo ensaio. Mais uma vez a faixa de substituição explorada mostrou-se ampla, inclusive acima do recomendado pela literatura (até 50%).

7.5.1 Consumo de ar do motor e excesso de ar

A medição da vazão de ar durante os ensaios foi realizada usando-se o mesmo sensor mostrado no capítulo 6. Com base no consumo de ar e nos consumos de combustíveis foram posteriormente determinados os fatores λ para cada condição. Os resultados obtidos são mostrados na Figura 7.11.

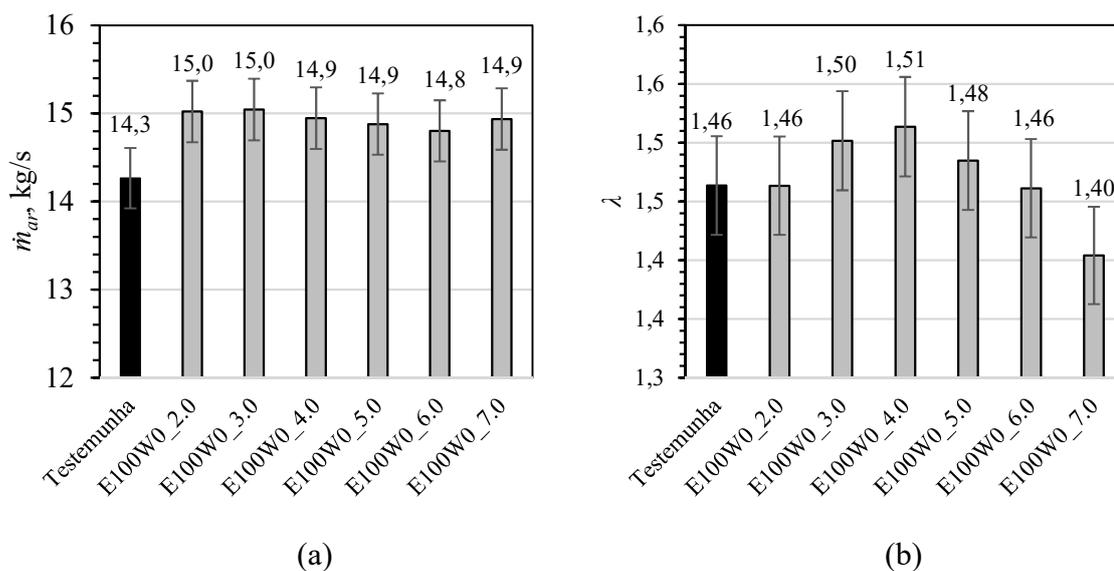


Figura 7.11 – Vazão de ar medida: (a) vazão mássica de ar; (b) λ .

A incerteza total média para a vazão mássica de ar é de 2,35%. Para o caso da Figura 7.11a, nota-se que há tendência de elevação da vazão mássica no modo bicomcombustível em relação ao ensaio testemunha, fato não verificado nos resultados apresentados no capítulo 6. Observando que no caso de um motor de ignição por compressão, sem borboleta, operando a velocidade angular constante, como nos casos ensaiados, a vazão mássica de ar deveria ser a mesma. A variação apresentada em relação ao ensaio testemunha deve ser atribuída a fenômenos físicos envolvendo o escoamento, com por exemplo, a redução da massa específica do ar admitido em função do calor fornecido para vaporização do etanol. Este fato é relatado na literatura por Gargiulo et al., 2015, Tutak, 2014, e Jamrozik et al., 2018. As faixas de incerteza dos ensaios em modo bicomcombustível não permitem avaliar diferenças entre elas.

No caso do coeficiente de excesso de ar, nota-se que há tendência da sua elevação até a condição do ensaio E100W0_4.0, indicando maior disponibilidade de ar dentro da câmara de combustão nesta condição, e posterior queda progressiva até a máxima substituição de óleo

diesel por etanol. Como o cálculo deste parâmetro também relaciona as vazões de combustíveis, é razoável que seu comportamento seja diferente daquele apresentado pela vazão de ar. Este comportamento pode refletir nas curvas de eficiência que serão apresentadas mais adiante, sendo então este assunto retomado.

7.5.2 Análise da pressão durante o ciclo e do trabalho produzido

O dado primário obtido para análise do processo de combustão é a pressão dentro do cilindro em função do ângulo do virabrequim, sendo que a partir deste é produzida a curva de pressão. Para as condições ensaiadas as curvas obtidas são mostradas na Figura 7.12.

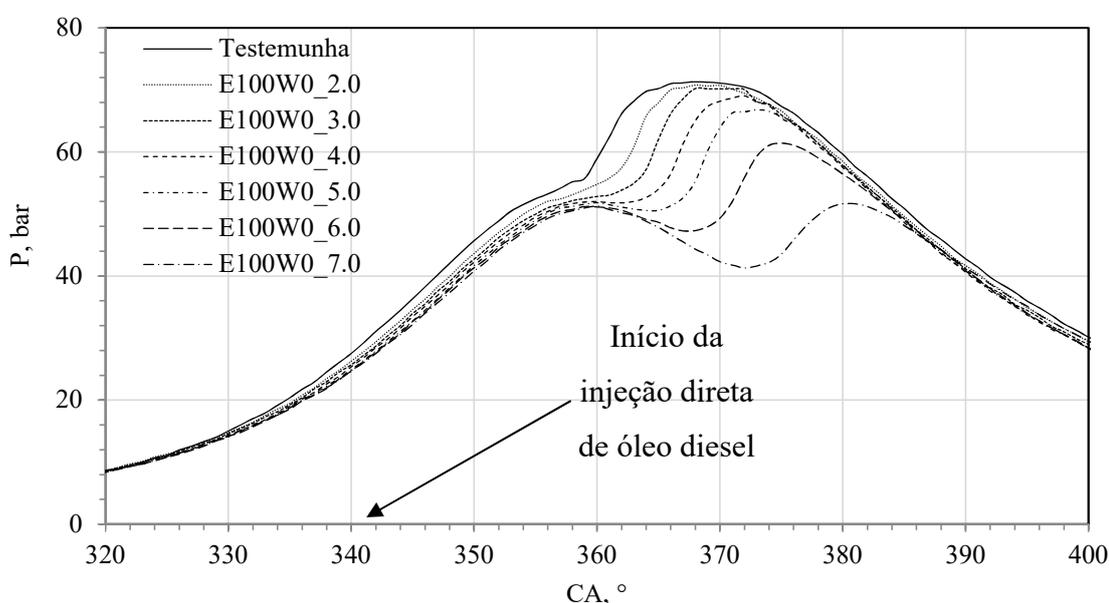


Figura 7.12 – Curvas de Pressão dentro do cilindro (sem filtro de dados).

É possível notar a tendência da redução do pico de pressão e também atraso da posição de ocorrência do pico em função do aumento da parcela de etanol fumigado. Na curva do ensaio testemunha, nota-se a elevação da pressão, descolando da curva motora, bem próxima do PMS, enquanto nas demais curvas a elevação de pressão é mais suave e ocorre mais tardiamente. Há na curva do ensaio E100W0_7.0 significativo atraso do início da elevação da pressão, o que acarreta redução da pressão média do ciclo e pode indicar que a combustão está ocorrendo de forma tardia. A redução da pressão média do ciclo leva a redução do trabalho produzido no ciclo. Os dados de pressão obtidos a partir da curva da Figura 7.12 são apresentados na Tabela 7.3.

Nos ensaios E100W0_2.0 e E100W0_3.0 a redução no pico de pressão fica em torno de 2% em relação à condição original do ensaio testemunha, o que pode estar parcialmente relacionada a incerteza da instrumentação usada para mensurar a pressão dentro do cilindro. Nos ensaios E100W0_4.0 e E100W0_5.0 a redução no pico de pressão fica em 3,1 e 6,3%, respectivamente, enquanto nos ensaios E100W0_6.0 e E100W0_7.0 há redução significativa do valor deste pico em, respectivamente, 13,8 e 27,5%.

Tabela 7.3 – Alguns dados referentes à pressão dentro do cilindro.

Ensaio	P_{\max} , bar – CA, °	pmc , bar	$(dp/d\theta)_{\max}$, bar/° – CA, °
Testemunha	71,3 – 368	10,11	3,77 – 362
E100W0_2.0	70,8 – 368	10,27	4,99 – 364
E100W0_3.0	70,2 – 368	9,95	4,86 – 365
E100W0_4.0	69,0 – 372	9,76	4,81 – 367
E100W0_5.0	66,8 – 373	9,67	4,89 – 369
E100W0_6.0	61,4 – 375	9,44	3,86 – 372
E100W0_7.0	51,6 – 380	9,45	2,31 – 376

Em relação a pressão média do ciclo, nota-se que há aumento do seu valor no ensaio E100W0_2.0 em relação ao ensaio testemunha, efeito que pode estar relacionado a redução do trabalho de compressão em 1,44%, bem como aumento do trabalho de expansão em 1,45%, e consequente aumento do trabalho líquido do ciclo, visto que a determinação desta variável se dá pela relação entre o trabalho do ciclo e o volume deslocado pelo motor (constante). A Figura 7.13 mostra a região do aumento no trabalho de expansão, comparando os ciclos médios dos ensaios testemunha e E100W0_2.0. Já a Tabela 7.4 mostra os valores de trabalho durante as etapas do ciclo e o trabalho líquido. Entretanto, esta variação pode também estar associada a incerteza de medição.

O máximo valor $dp/d\theta$ ficou em 4,99 bar/° para o ensaio E100W0_2.0, o que representa 32,3% a mais do que o valor de pico apresentado no ensaio testemunha. Nos ensaios E100W0_3.0, E100W0_4.0 e E100W0_5.0 os valores apresentam pouca variação máxima entre si, chegando a 1,6%, e nos ensaios subsequentes há redução de 29,9% (E100W0_6.0) e 71,0% (E100W0_7.0) em relação ao ensaio testemunha. Esta significativa redução do pico de $dp/d\theta$ no ensaio de maior substituição de óleo diesel por etanol em função do maior atraso no início da combustão, que ocorre já com o tempo de expansão em curso.

Segundo Jamrozik et al. (2018) o pico do termo $dp/d\theta$ não deve exceder 10 bar para motores de combustão interna em geral.

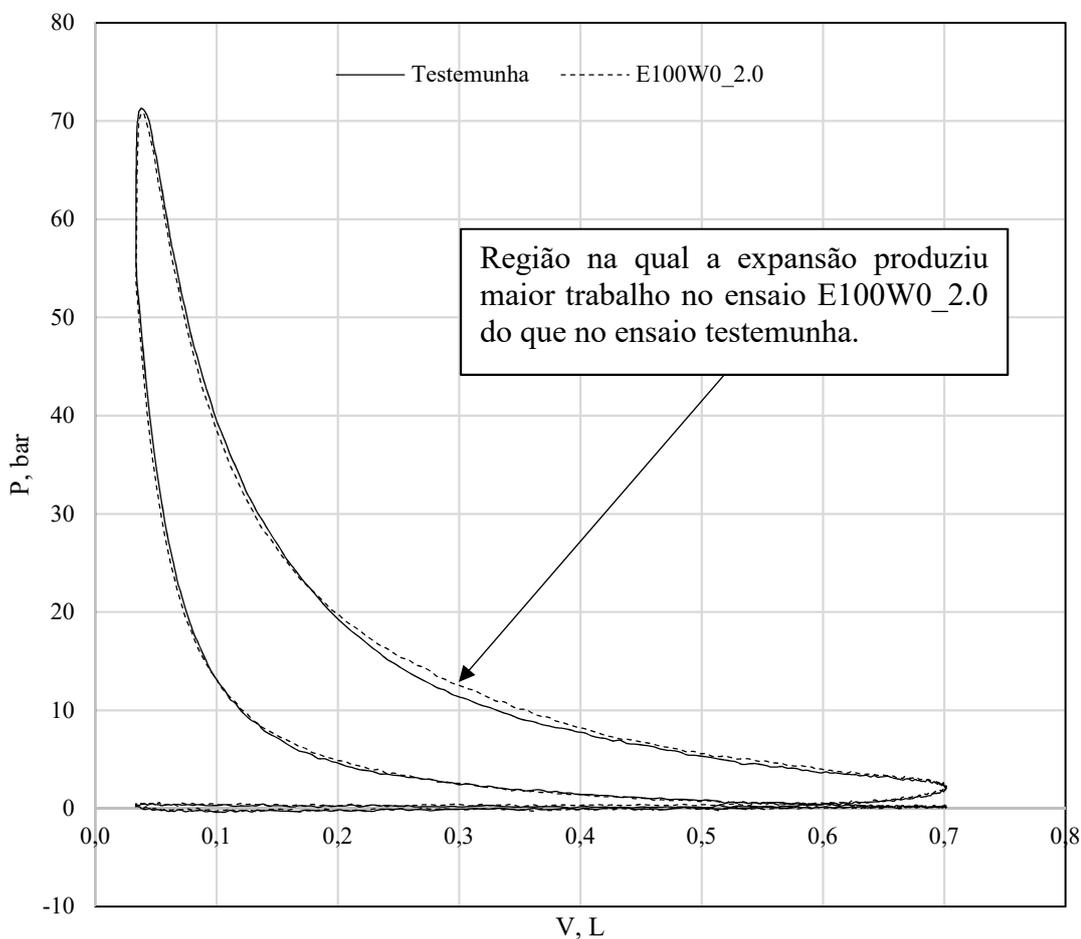


Figura 7.13 – Diagrama p x V dos ensaios testemunha e E100W0_2.0 sobrepostas.

Tabela 7.4 – Trabalho durante o ciclo.

Ensaio	W_{com} , J	W_{exp} , J	W_{adm} , J	W_{esc} , J	W_{liq} , J
Testemunha	-328,6	1030,0	-4,0	-21,1	675,7
E100W0_2.0	-323,9	1044,9	-4,8	-30,0	686,2
E100W0_3.0	-320,7	1012,7	-4,8	-22,3	664,8
E100W0_4.0	-314,1	988,5	-5,4	-17,0	651,9
E100W0_5.0	-311,8	987,2	-4,5	-25,1	645,7
E100W0_6.0	-314,1	972,2	-4,7	-22,6	630,7
E100W0_7.0	-309,0	970,2	-4,2	-25,7	631,2

Em média o trabalho de admissão representa 0,46% enquanto o de escape representa 2,33% do trabalho de expansão. Já o trabalho de compressão representa, em média, 31,7% do trabalho de expansão. Em relação ao trabalho líquido, há inicialmente elevação em 1,5% no

ensaio E100W0_2.0 em relação ao ensaio testemunha, e posterior queda progressiva a medida que a fração de etanol aumenta, chegando à máxima redução 7,5% no ensaio E100W0_7.0, justificando o mesmo comportamento obtido para a pressão média do ciclo.

Apesar do maior pico de pressão e maior trabalho de expansão durante o ensaio testemunha na região próxima ao PMS, como mostram a Figura 7.12 e a Tabela 7.3, durante um maior período da expansão a pressão mantém-se maior no ensaio E100W0_2.0, o que pode estar relacionado a combustão do etanol misturado ao ar que se encontra fora da região do *spray* de óleo diesel. Esta combustão ocorreria em um momento mais tardio em relação a queima do combustível oriundo do *spray*, proporcionando elevação de pressão significativa quando o pistão já se encontrava em curso avançado do tempo de expansão.

Um dos impactos significativos do uso do etanol por fumigação em motores de ignição por compressão é a redução da temperatura da carga e da combustão, citada por diversos autores como causa de alguns comportamentos observados por eles relatados. Ao analisar as curvas de pressão nota-se que, com o aumento da substituição de óleo diesel por etanol, há redução do valor desta propriedade para um mesmo ângulo, o que fica mais visível quanto mais próximo do final da compressão o final do tempo de compressão, indicando também queda na temperatura da carga, com mostram as curvas da Figura 7.14. Esta Figura é uma ampliação da região entre 340 e 360° da Figura 7.12, apresentada anteriormente.

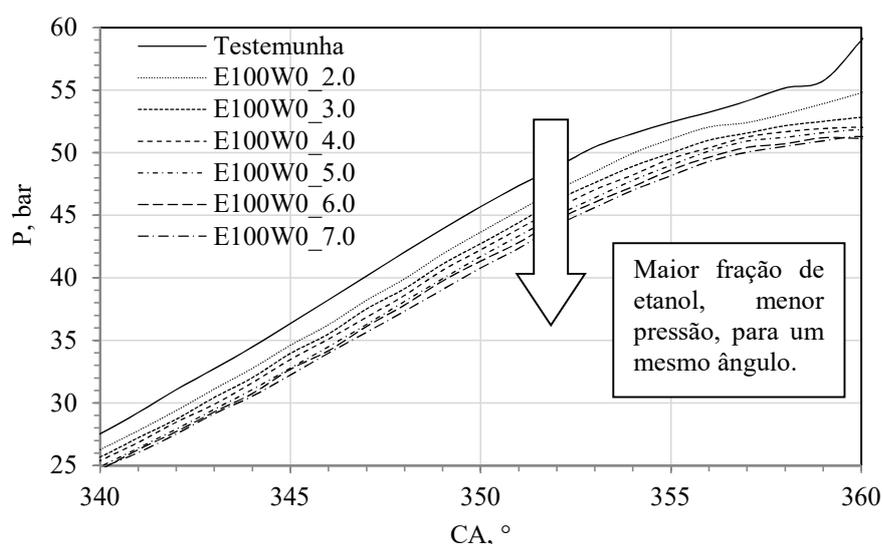


Figura 7.14 – Detalhe da redução de pressão durante a compressão, quando aumentada a fração de etanol.

Nota-se a tendência progressiva da queda de pressão em função do aumento da fração de etanol e, como consequência, considera-se que também há queda da temperatura. Considerando o ângulo de 355° , que está próximo ao final da compressão e antes do início da combustão (como será mostrado mais à frente), a pressão no ensaio testemunha é de 52,4 bar, e a partir deste valor a queda é progressiva com seguintes valores em relação ao ensaio testemunha: 2,6% (E100W0_2.0); 4,7% (E100W0_3.0); 5,6% (E100W0_4.0); 6,6% (E100W0_5.0); 7,3% (E100W0_6.0); 8,2% (E100W0_7.0).

Este efeito é esperado, segundo a literatura, ocorrendo em função do calor consumido para vaporização do etanol injetado via fumigação, o qual possui calor latente de vaporização elevado. Esta queda de temperatura pode ser um dos fatores responsáveis por atraso na ignição, dado que será avaliado mais à frente. Também a partir dos resultados apresentados no capítulo anterior, ficou exposto que a fumigação do etanol causa redução na temperatura da carga admitida, da mesma forma que os resultados obtidos nos ensaios deste capítulo, mostrados na Figura 7.15.

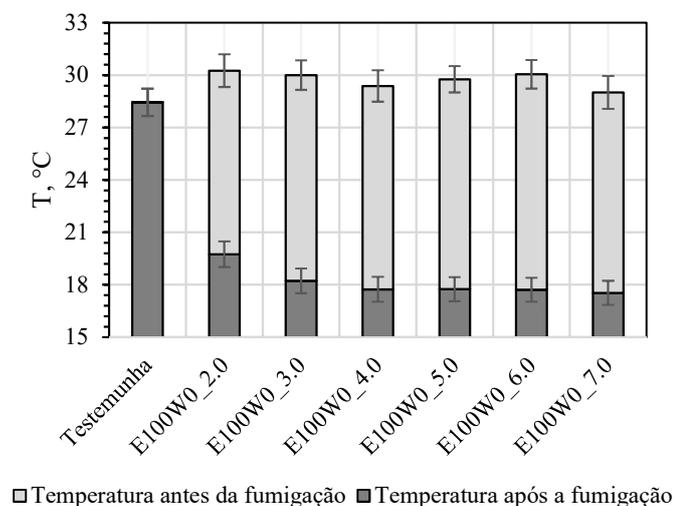


Figura 7.15 – Temperatura da carga admitida.

Nota-se a redução a temperatura da carga admitida após a fumigação que chega a 12,3 °C registrada no ensaio E100W0_6.0. Apesar das faixas de incerteza expostas nas colunas, também se verifica tendência à redução da temperatura da carga quando aumentada a fração de etanol, comportamento mais claro nas substituições mais baixas. Este resultado é coerente com a redução da temperatura no final do tempo de compressão, exposto pela análise da Figura 7.11. Ainda assim, há de considerar-se que boa parte do etanol é vaporizado dentro do cilindro, durante o tempo de compressão e não no coletor de admissão.

Apesar do etanol encontrar-se no reservatório a temperatura ambiente, a sua expansão durante o processo de injeção desde a pressão do sistema (5 bar) até uma pressão próxima a atmosférica (no coletor de admissão), ocasiona queda em sua temperatura, e consequentemente da temperatura da carga de ar e combustível.

A variação da temperatura do ar admitido antes da injeção do etanol apresenta variação que pode ser atribuída às condições ambientais durante o período de realização de testes. Entretanto, considerando as faixas de incerteza, esta variação não pode ser dada como certa.

7.5.3 Análise do calor liberado e duração total da combustão

Com base nos dados de pressão em função do ângulo do virabrequim foi determinada a taxa de liberação de calor a cada intervalo de ângulo (1°), e as curvas sobrepostas obtidas são apresentadas na Figura 7.16.

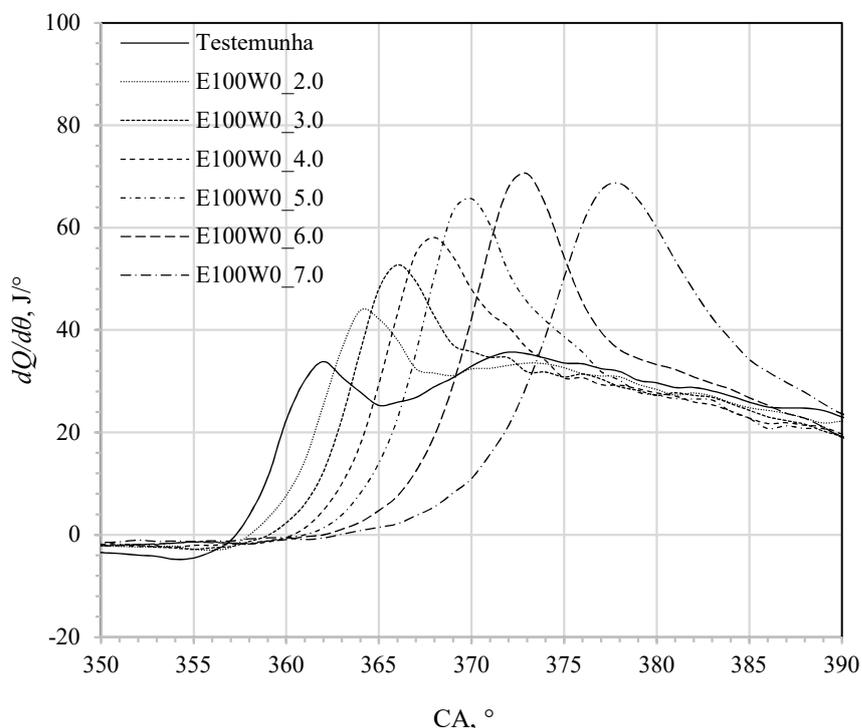


Figura 7.16 – Curvas de taxa liberação de calor (filtro: 2° média móvel).

Verifica-se progressivo aumento do pico da taxa de liberação de calor com o aumento da fração de etanol fumigado, e o atraso do pico em relação a posição do virabrequim. O aumento do pico da taxa de liberação de calor progressivo com a substituição do óleo diesel

por etanol é associado na literatura ao maior atraso na ignição e a redução no tempo total de combustão, parâmetros que serão demonstrados nos tópicos seguintes. O ensaio E100W0_6.0 apresenta elevação no pico de liberação de calor que chega a 92,4% acima do valor obtido no ensaio testemunha, saindo de 35,8 bar para 68,6 bar. Para o caso de maior substituição de óleo diesel por etanol, E100W0_7.0, verifica-se pequena queda no valor de pico em relação ao ensaio anterior, E100W0_6.0, que chega a 1,0%.

A aplicação de um filtro de dados através de média móvel apresentou suavização das curvas, entretanto, provocou redução nos valores de pico, que chegou a 27,5% no caso do ensaio E100W0_2.0. Apesar desta significativa redução no valor de pico, os comportamentos das curvas mostraram-se idênticos (ângulo de pico máximo), e por isto optou-se por apresentar as curvas da Figura 7.16 com a aplicação deste filtro. Para as outras condições ensaiadas o percentual de redução do pico ficou abaixo de 27,5%, chegando a 3,8% no ensaio E100W0_7.0.

Ao analisar as curvas dos ensaios E100W0_2.0 e E100W0_3.0 é possível notar comportamento semelhante ao descrito por Martins, 2011, como característico da curva de liberação de calor para motores de ignição por compressão (ver Figura 2.1a). Ressalta-se que para este caso, o autor refere-se a motores que operam apenas com combustível injetado diretamente na câmara de combustão, sem presença de carga pré-misturada. Duas fases distintas são perceptíveis nestas duas curvas, sendo a primeira delas a combustão do óleo diesel injetado e que foi pré-misturado a carga de ar (primeiro pico), e posterior combustão difusiva (segundo pico).

Nas demais curvas, nota-se a inexistência do segundo patamar elevado, indicando que a combustão não apresenta mais as características daquela que ocorre nos motores de ignição por compressão convencionais. Há provável redução da parcela de combustível queimado na fase difusiva, o que justifica a não elevação da taxa de liberação de calor nesta fase. Isto ocorre porque a maior parte do combustível passa a ser queimada na fase de combustão de pré-mistura, levando também ao aumento no pico da taxa de liberação de calor nestas condições, como também pode ser notado principalmente na curva do ensaio testemunha.

Ao aproximar a curva de liberação de calor para a região próxima ao ângulo no qual inicia-se a injeção do óleo diesel na câmara de combustão, alguns detalhes podem ser observados. A aproximação é mostrada na Figura 7.17.

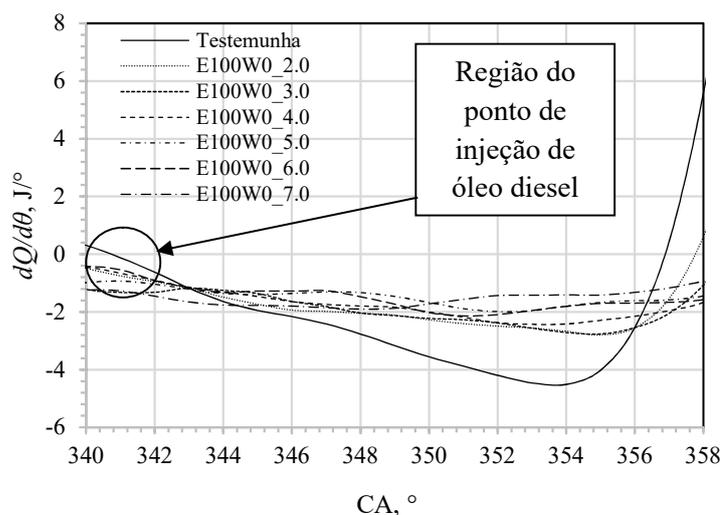


Figura 7.17 – Detalhe da taxa de liberação de calor durante a injeção de óleo diesel.

A curva que representa o ensaio testemunha, apresenta queda no valor da taxa de liberação de calor, a partir do ângulo em que se inicia a injeção de óleo diesel (341°). Como nesta posição ainda não ocorre liberação de calor por parte da combustão, esta redução é atribuída ao consumo de calor por parte do óleo diesel para sua vaporização na atmosfera de ar. Nas demais curvas, há redução da parcela de óleo diesel injetado e maior presença do etanol, que também é responsável por consumo de calor para vaporização, como já relatado anteriormente na análise da Figura 7.15. Ainda assim, verifica-se que conforme há redução da fração de óleo diesel injetado e aumento da parcela de etanol pré-misturado, esta tendência da redução da taxa de liberação de calor diminui, chegando a não ser observada na condição E100W0_7.0.

A partir da taxa de liberação foi possível realizar o somatório das parcelas de calor liberadas a cada intervalo no ângulo θ , desta forma, obter uma curva de liberação de calor acumulada para cada condição, como mostra a Figura 7.18.

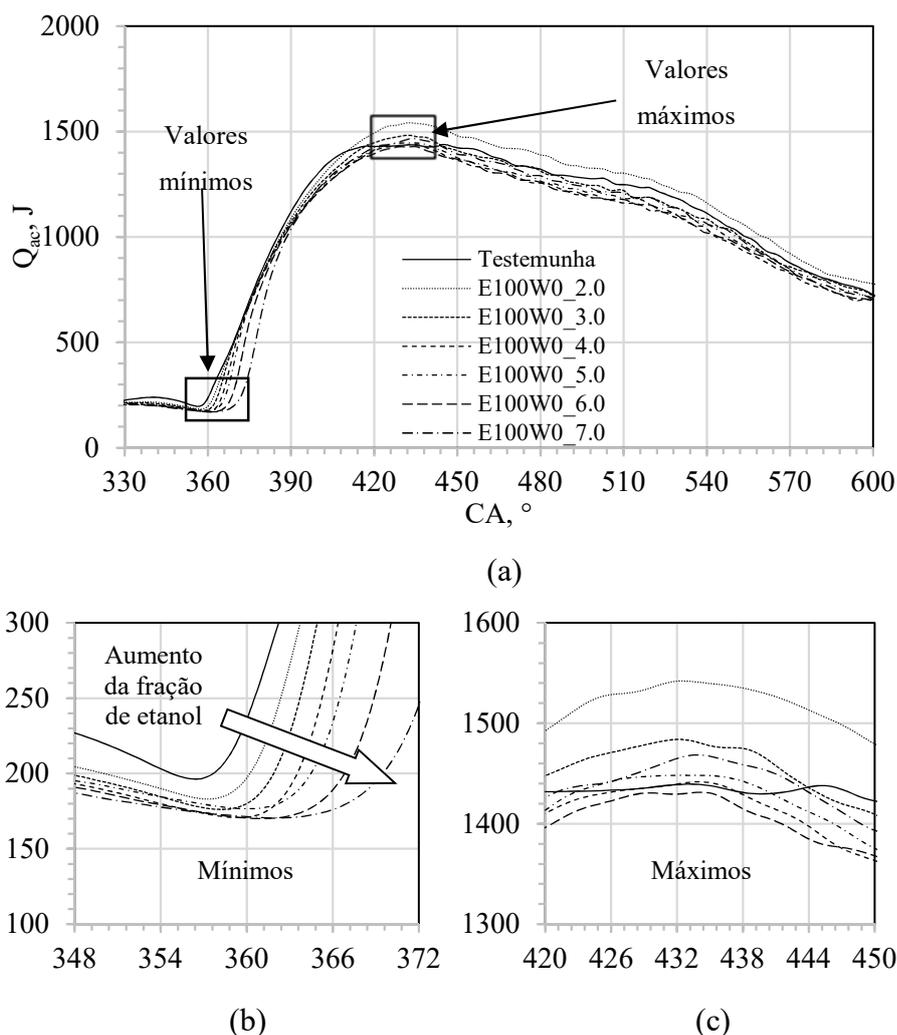


Figura 7.18 – Calor liberado acumulado: (a) curvas completas (b) ampliação da região de mínimos; (c) ampliação da região de máximos.

Aplicando o método descrito no item 7.3.2, as curvas mostradas na Figura 7.18 foram utilizadas apenas para determinar as posições de início e de fim da combustão, identificando os respectivos pontos mínimos após a injeção de óleo diesel, e os pontos máximos de cada uma das curvas, da mesma forma que está exemplificado na Figura 7.10. Os valores obtidos são apresentados na Tabela 7.5.

Nota-se que na região próxima ao ângulo de 360° , na qual é esperado o início da combustão, o calor acumulado já apresenta valores próximos a 200 J, ou seja, a curva não representa o calor acumulado liberado durante a combustão, pois considera o calor adicionado ao fluido de trabalho em função do processo de compressão. Desta forma, esta curva é usada apenas para determinação do início e do final da combustão segundo método citado anteriormente.

Tabela 7.5 – Ângulos de início e fim da combustão com base no diagrama de calor liberado acumulado.

Ensaio	CA _{ic} , °	CA _{fc} , °	Q _i , J/ciclo
Testemunha	356	433	1245,75
E100W0_2.0	357	432	1360,41
E100W0_3.0	358	432	1308,87
E100W0_4.0	359	434	1272,02
E100W0_5.0	360	432	1272,17
E100W0_6.0	361	434	1263,68
E100W0_7.0	362	434	1298,33

Há aparente atraso no início da combustão e em relação ao final desta há variação oscilatória dos valores obtidos, o que pode ser atribuído a instabilidade da combustão. O calor liberado durante a combustão mostrado na Tabela 7.5 já considera apenas o intervalo angular mostrado na mesma Tabela. Entretanto, a literatura sugere que a duração da combustão está efetivamente relacionada a um intervalo menor do que o total da liberação de calor, definido como o intervalo entre a queima de 10 e 90% do combustível (CA10-90) [Jamrozik, et al., 2018].

7.5.4 Análise da fração mássica de combustível queimada e parâmetros correlacionados

Utilizando como base o intervalo total de combustão apresentado na Tabela 7.5, aplicou-se o método descrito no item 7.3.3 para determinar a fração mássica de combustível queimada e, a partir desta, o intervalo de combustão CA10-90. As curvas de fração mássica queimada são mostradas na Figura 7.19.

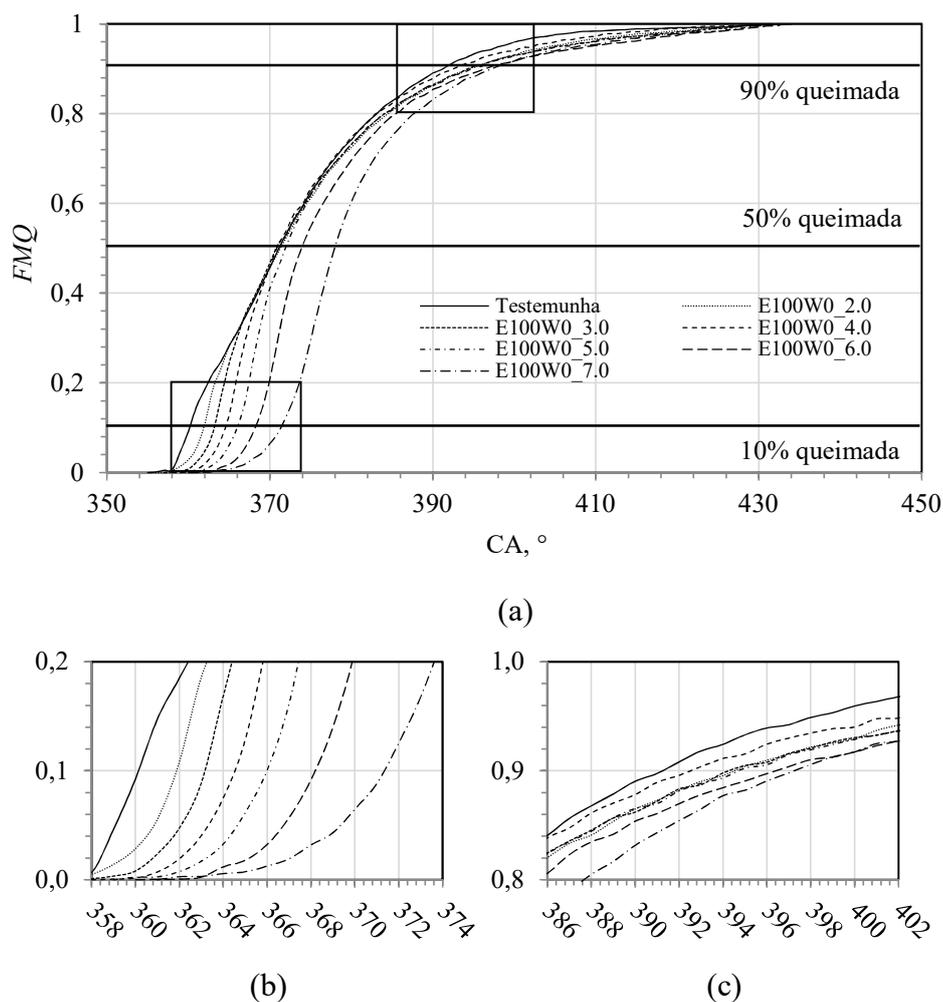


Figura 7.19 – Curvas de fração mássica de combustível queimada: (a) curvas gerais; (b) aproximação na região CA10; (c) aproximação na região CA90.

A partir da determinação dos ângulos em que 10%, 50% e 90% da fração de combustível foram queimadas, com base nas curvas da Figura 7.19, obteve-se o intervalo CA10-90 e o calor liberado pela combustão durante este intervalo, dados apresentados na Tabela 7.6.

É perceptível na Tabela 7.6 que o calor liberado durante o período CA10-90 é significativamente menor do que aquele total liberado durante o intervalo total de combustão (Q_t), chegando a ser 29,2% menor no ensaio E100W0_4.0. Desta forma, os intervalos CA10-90, CA10-50 e CA50-90 são usados apenas para avaliação do atraso na ignição, e avaliação da duração da combustão em fases pré-misturadas e difusivas. A relação entre o calor total liberado e o calor fornecido contido no combustível será apresentada mais à frente.

Tabela 7.6 – Ângulos de início e fim da combustão com base no diagrama de calor liberado acumulado.

Ensaio	CA10, °	CA50, °	CA90, °	$Q_{CA10-90}$, J/ciclo	Q_i , J/ciclo	Q_e , J/ciclo
Testemunha	360,1	371,1	391,2	925,5	1245,7	1375,5
E100W0_2.0	361,8	371,3	394,5	972,9	1360,4	1438,6
E100W0_3.0	363,1	370,8	394,3	945,6	1308,9	1385,5
E100W0_4.0	364,5	370,9	394,0	900,5	1272,0	1356,1
E100W0_5.0	366,0	371,9	394,7	940,3	1272,2	1360,3
E100W0_6.0	368,2	373,9	396,4	974,0	1263,7	1366,8
E100W0_7.0	371,3	376,1	397,2	990,1	1298,3	1429,4

Os resultados obtidos para atraso na ignição (AI) e duração das fases da combustão são mostrados na Figura 7.20.

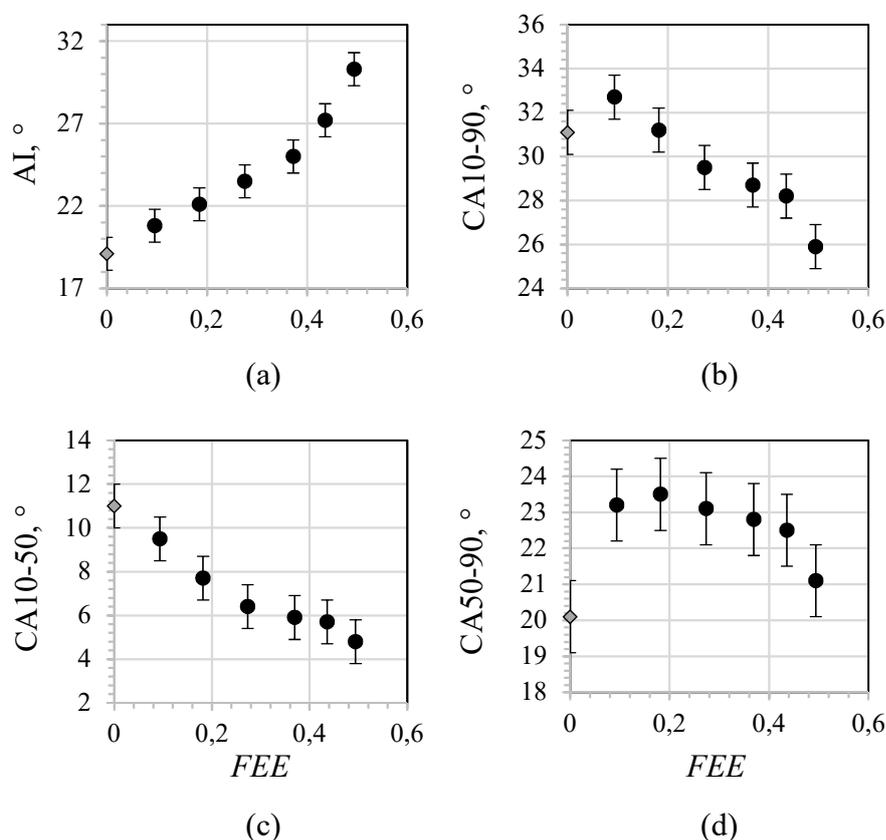


Figura 7.20 – Fases da combustão: (a) atraso na ignição; (b) intervalo CA10-90; (c) intervalo de combustão de pré mistura – CA10-50; (d) intervalo de combustão difusiva – CA50-90.

Nota-se na Figura 7.20a o aumento no atraso da ignição com o aumento da fração de etanol, o que é atribuído por Nour et al., 2017, e Jamrozik et al., 2018, a fatores como o baixo número de cetano do etanol, dentre outros. No ensaio E100W0_7.0, o atraso chegou a ser 11,2° maior do que na condição original do ensaio testemunha, podendo representar,

entretanto, excessivo atraso dado o tardio início da combustão e pico de pressão evidenciados, sendo mais adequado neste caso que o ponto de injeção do óleo diesel fosse adiantado em relação a condição utilizada, possibilitando o início antecipado da combustão e ocorrência do pico mais próximo ao PMS. Este atraso na ignição justifica o atraso dos picos de pressão (Figura 7.12) e atraso no pico de taxa de liberação de calor (Figura 7.16).

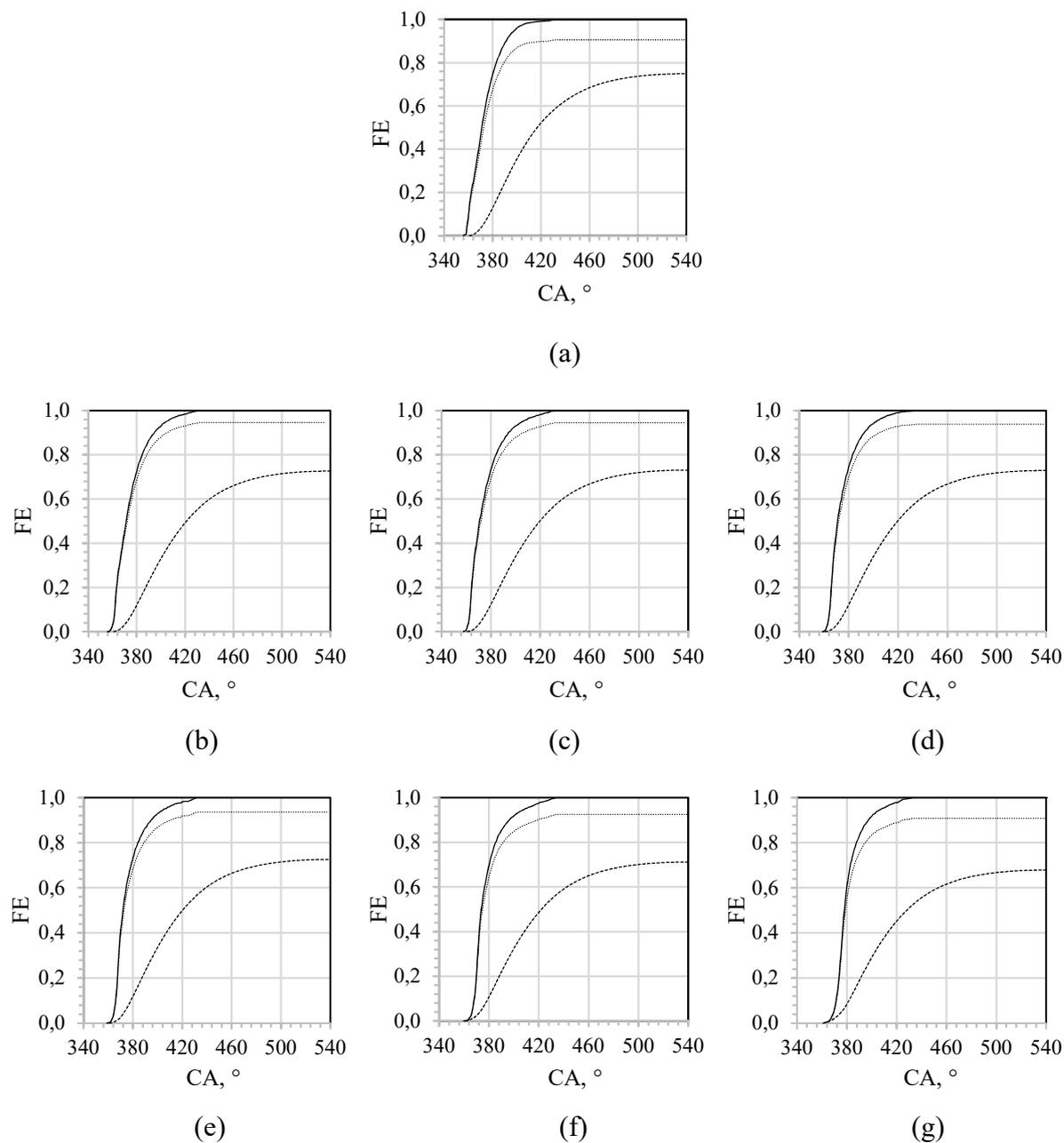
Em relação a duração total da combustão, CA10-90, verifica-se que há aparente tendência a redução deste período, com o aumento da fração de etanol, entretanto, nem todas as condições ensaiadas tiveram valor abaixo do ensaio testemunha, apenas as 4 condições de maior substituição (E100W0_4.0, E100W0_5.0, E100W0_6.0 e E100W0_7.0).

A duração da combustão em fase de pré mistura (CA10-50) apresenta valor em queda progressiva a partir da condição do ensaio testemunha e do aumento da fração de etanol. O valor mínimo de duração deste intervalo foi igual a $4,8^\circ$ durante o ensaio E100W0_7.0, representando redução de $6,2^\circ$ em relação ao ensaio testemunha. A redução do intervalo CA10-50 mostra que 50% do combustível é queimado em um menor intervalo de tempo, no modo pré-mistura, o que resulta na elevação das taxas de liberação de calor. Entretanto este parâmetro não indica que maior ou menor parte do combustível é queimada nesta fase.

Já a duração da combustão em fase difusiva (CA50-90) é maior do que a duração na condição do ensaio testemunha em todas as condições de substituição, reduzindo progressivamente com o aumento da fração de etanol. Há aparente aumento deste período do ensaio E100W0_2.0 para o E100W0_3.0, o que não pode ser afirmado em função da faixa de incerteza.

7.5.5 Desempenho do ciclo

Com base na vazão de combustíveis (etanol e óleo diesel), nos respectivos poderes caloríficos e na velocidade angular do motor, calculou-se a quantidade de energia fornecida por ciclo. Assim, foi possível construir uma curva normalizada de liberação de calor, e uma curva normalizada de calor contido no combustível. Para fins de comparação, foram também inseridas no mesmo gráfico uma curva normalizada do trabalho de expansão, baseada na curva de pressão por volume. A Figura 7.21 mostra estas curvas.



— Calor no combustível Calor liberado pela combustão - - - Trabalho de expansão

Figura 7.21 – Fração energética contida no combustível, liberada durante a combustão e convertida em trabalho: (a) ensaio testemunha; (b) ensaio E100W0_2.0; (c) ensaio E100W0_3.0; (d) ensaio E100W0_4.0; (e) ensaio E100W0_5.0; (f) ensaio E100W0_6.0; (g) ensaio E100W0_7.0.

A normalização da energia liberada durante a combustão e do trabalho realizado foi baseada no calor contido no combustível, em cada condição ensaiada. Como referência de calor liberado durante a combustão foi utilizado aquele liberado durante o período total da

combustão, e não o intervalo CA10-90, pois este acaba desconsiderando o início e o final da combustão, resultando em até 29,2% menos calor total liberado do que se considerando o intervalo total de combustão (para o ensaio E100W0_4.0), como já citado anteriormente.

Nota-se na Figura 7.21 a redução da fração de energia convertida em trabalho nos ensaios em modo bicomcombustível em relação a condição de ensaio testemunha. A presença das curvas de calor liberado pela combustão sempre abaixo da curva de calor contido no combustível mostra que os métodos usados para medição e determinação dos parâmetros apresentam confiabilidade, com resultados coerentes em relação ao balanço de energia. A diferença entre as curvas de calor no combustível e calor liberado pela combustão mostra o quanto o processo de queima de combustível está sendo eficiente. Quanto menor o distanciamento entre elas maior é a eficiência.

No ensaio testemunha, a eficiência da combustão (η_c) ficou em 90,6%, e a relação entre o trabalho produzido e o calor no combustível ficou em 74,8%. Ressalta-se que o trabalho produzido citado aqui, não é o trabalho do ciclo, mas aquele de expansão durante o intervalo da combustão. Em todas as condições ensaiadas no modo bicomcombustível a eficiência da combustão ficou acima daquela obtida no ensaio testemunha, como mostram as curvas da Figura 7.22. A Figura também apresenta a eficiência indicada.

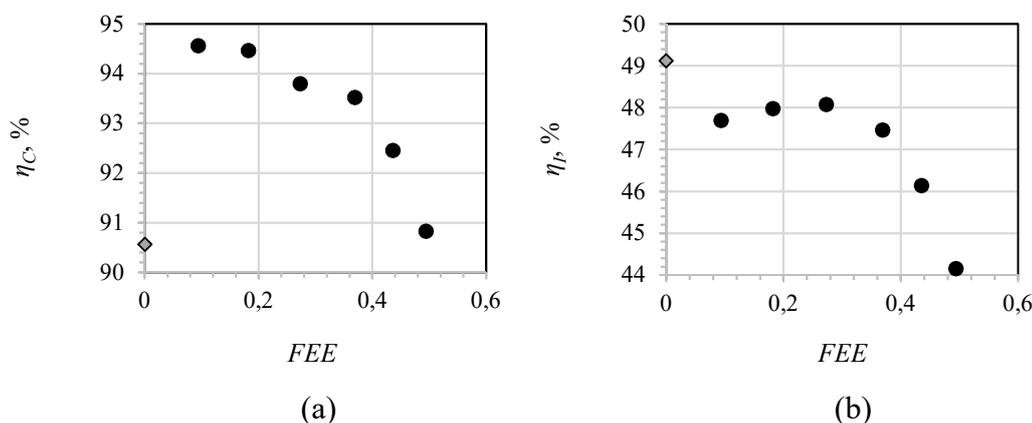


Figura 7.22 – Comportamento das eficiências: (a) da combustão; (b) indicada.

A elevação da eficiência da combustão no modo bicomcombustível em relação a operação monocombustível teve sua maior ocorrência no ensaio E100W0_2.0, no qual o aumento chegou a 4,41%. Pode-se relacionar o aumento da eficiência da combustão com aumento do atraso na ignição e conseqüente aumento da taxa de liberação de calor.

A máxima eficiência indicada obtida foi na condição do ensaio testemunha, na qual o valor foi igual a 49,1%. Nos ensaios em modo bicomcombustível a eficiência indicada foi, em todos os casos, menor do que no ensaio testemunha, chegando a uma redução de 10,1% no caso da maior substituição (E100W0_7.0), com valor igual a 44,2%. A maior eficiência indicada obtida nos ensaios em modo bicomcombustível foi no ensaio E100W0_4.0 (48,1%), o que pode estar relacionado a maior disponibilidade de ar na câmara de combustão. De fato, ao comparar o comportamento do coeficiente de excesso de ar naquela Figura, com o comportamento da eficiência indicada, pode-se notar semelhança.

A redução da eficiência indicada no modo bicomcombustível pode estar associada a queda na temperatura da carga admitida. Pannirselvam et al., 2012, verificaram em seus estudos que ao aumentar a temperatura da carga fumigada a eficiência térmica do motor aumentava. Há, em todos os casos bicomcombustível, o aumento do calor total liberado durante a combustão em comparação com o calor liberado no ensaio testemunha, entretanto, a carga de mistura de ar e combustível dentro do cilindro encontrava-se mais fria, promovendo perda no calor para pré-aquecimento desta. Além disto, com a redução da temperatura da carga, é provável que a temperatura da parede do cilindro também estivesse menor, o que pode afetar a perda de calor por estas. Por isto parte do calor liberado pelo combustível deixaria de ser convertido em trabalho, contribuindo para a queda na eficiência indicada.

7.5.6 Desempenho do conjunto motor-gerador

Como parâmetros para análise de desempenho do conjunto motor-gerador, foram utilizados o consumo específico de combustível e a eficiência de conversão termoelétrica. Os resultados são apresentados na Figura 7.23.

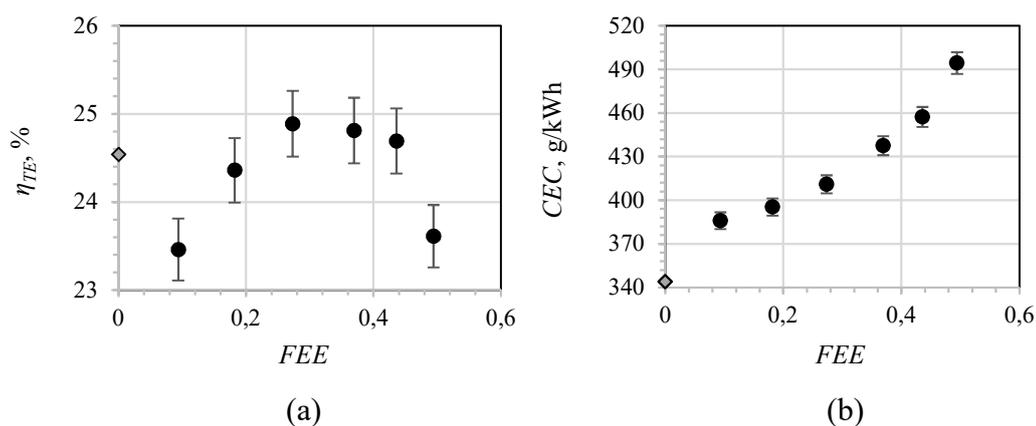


Figura 7.23 – Parâmetros do desempenho do grupo gerador: (a) eficiência na conversão termoelétrica; (b) consumo específico de combustíveis.

Como a eficiência indicada é calculada usando-se o trabalho líquido produzido durante o ciclo e a eficiência de conversão termoelétrica o trabalho elétrico produzido pelo alternador, ambos relacionados com o calor contido no combustível fornecido, a diferença em seus comportamentos pode apenas estar relacionada a dois motivos:

a) Incerteza da instrumentação utilizada para medição.

b) Diferenças no processo de conversão do trabalho dos gases em eletricidade, neste caso descartando-se perdas mecânicas relativas ao acoplamento, ao alternador, ou diferenças nas perdas por efeito joule no próprio alternador, pois a operação foi em carga e rotação constante para todas as condições de teste.

Assim, sugere-se que as perdas mecânicas que culminaram nesta diferença tenham ocorrido em função da variação da potência de atrito. Nas condições de menores pressão médias durante o ciclo, como aquelas obtidas para os ensaios com maiores substituições de óleo diesel por etanol, a pressão exercida pelos anéis de vedação do pistão sobre a parede do cilindro é reduzida, diminuindo assim o esforço de atrito e promovendo a conversão de trabalho de expansão dos gases em trabalho no eixo do motor. Comparando-se os ensaios E100W0_2.0 em relação ao E100W0_3.0, há redução de 0,6% na eficiência indicada e de 3,7% na eficiência de conversão termoelétrica, enquanto a pressão média do ciclo aumenta, do ensaio E100W0_3.0 para E100W0_2.0, de 9,95 bar para 10,57 bar.

A eficiência de conversão termoelétrica teve seu valor máximo no ensaio E100W0_4.0, atingindo 24,9%, enquanto o valor mínimo foi no ensaio E100W0_2.0, atingindo 23,5%. Para o ensaio testemunha o valor obtido foi igual a 24,5%. Da mesma forma que nos resultados apresentados no capítulo 5, para as misturas de etanol e água, nota-se a

tendência de ocorrer um ponto de eficiência mais elevada em percentuais de substituições intermediários. Naquelas condições, todas as eficiências obtidas em modo bicomcombustível foram superiores àquela obtida para o ensaio apenas com óleo diesel.

Em relação ao consumo específico de combustível, calculado com base na massa consumida, era esperado seu aumento ao usar o etanol em função do menor poder calorífico deste combustível, fazendo que maior massa devesse ser injetada para compensar a energia que deixa de ser fornecida com o óleo diesel. Assim, o menor valor obtido foi no ensaio testemunha, 344,0 g/kWh, aumentando progressivamente até atingir o valor máximo de 494,3 g/kWh no ensaio E100W0_7.0, conforme pode ser visto na Figura 7.22b.

7.6 Conclusões parciais

Até o capítulo anterior, os dados de pressão dentro do cilindro durante o funcionamento em modo bicomcombustível com óleo diesel e etanol pelo método da fumigação não haviam sido analisados, o que inviabilizava uma maior exatidão nas afirmações e nas conclusões realizadas. A partir das curvas de pressão outros parâmetros puderam ser estimados, de acordo com os métodos apresentados na literatura e, desta forma, algumas ocorrências puderam ser verificadas. Assim, algumas conclusões obtidas a partir dos resultados apresentados neste capítulo foram:

- a) Ficou clara a queda de temperatura da carga dentro do cilindro devido a fumigação de etanol, com base na redução da pressão no fim do tempo de compressão, em função da vaporização do etanol e da redução da temperatura da carga já na admissão.
- b) O uso do etanol tende a reduzir a pressão máxima do ciclo, o que não impacta obrigatoriamente na redução da pressão média do ciclo ou da eficiência deste. Torna-se necessário, portanto, avaliar as curvas de pressão não apenas na sua região próxima ao PMS.
- c) O uso do etanol avança o pico de pressão dentro do cilindro para além do indicado na literatura (até 50%), sendo então que ao usar o etanol por fumigação seria vantajoso avançar o ponto de injeção de óleo diesel a fim de avançar também o início da combustão.
- d) Ainda sobre o aspecto citado no item c, nota-se que efetivamente há atraso progressivo do início da combustão, ou seja, maior atraso na ignição ao usar o

etanol, e outras alterações nos períodos que compõem a duração da combustão (CA10-50, CA50-90 e CA50-90).

- e) A eficiência da conversão termelétrica mostrou-se maior que a condição original com óleo diesel nos ensaios intermediários de substituição, mostrando que há viabilidade técnica para uso deste método com melhor aproveitamento energético.

Com base no exposto, nota-se claramente que o uso do etanol por fumigação em motores de ignição por compressão afeta significativamente o processo de combustão, da evolução da pressão e da produção de trabalho pelo motor.

8 ANÁLISE DA COMBUSTÃO EM MOTOR DE IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO OPERANDO COM FUMIGAÇÃO DE ETANOL E MISTURAS DE ETANOL COM ÁGUA (MOTOR RICARDO)

Neste capítulo serão abordados os ensaios realizados no conjunto motor-dinamômetro caracterizado no capítulo 4, item 4.2. Durante a execução dos ensaios cujos resultados foram apresentados no capítulo 7, houve alguns problemas na operação do sensor usado para medir a pressão dentro do cilindro, logo após a execução dos ensaios utilizando apenas etanol, sem adição de água. Buscou-se então uma alternativa para avaliação da operação com elevadas frações de água, o que se fez junto ao laboratório de motores da Universidade Federal de Santa Maria.

Em comparação com o motor Agrale M93, apresentado no item 4.1, o motor Ricardo Proteus apresenta como principais diferenças: sistema de arrefecimento à água; menor razão de compressão (16:1), não sendo possível a variação deste parâmetro; maior volume deslocado. O sistema de injeção de óleo diesel é do mesmo tipo que o motor Agrale M93, por bomba e bico injetor mecânicos. Os ensaios realizados neste motor foram utilizando fumigação de etanol hidratado com graduação de 92, 81 e 69%.

8.1 Montagem experimental, instrumentação, aquisição e tratamento de dados

A Figura 8.1 mostra a montagem experimental preparada para a execução dos ensaios que deram origem aos resultados apresentados neste capítulo.

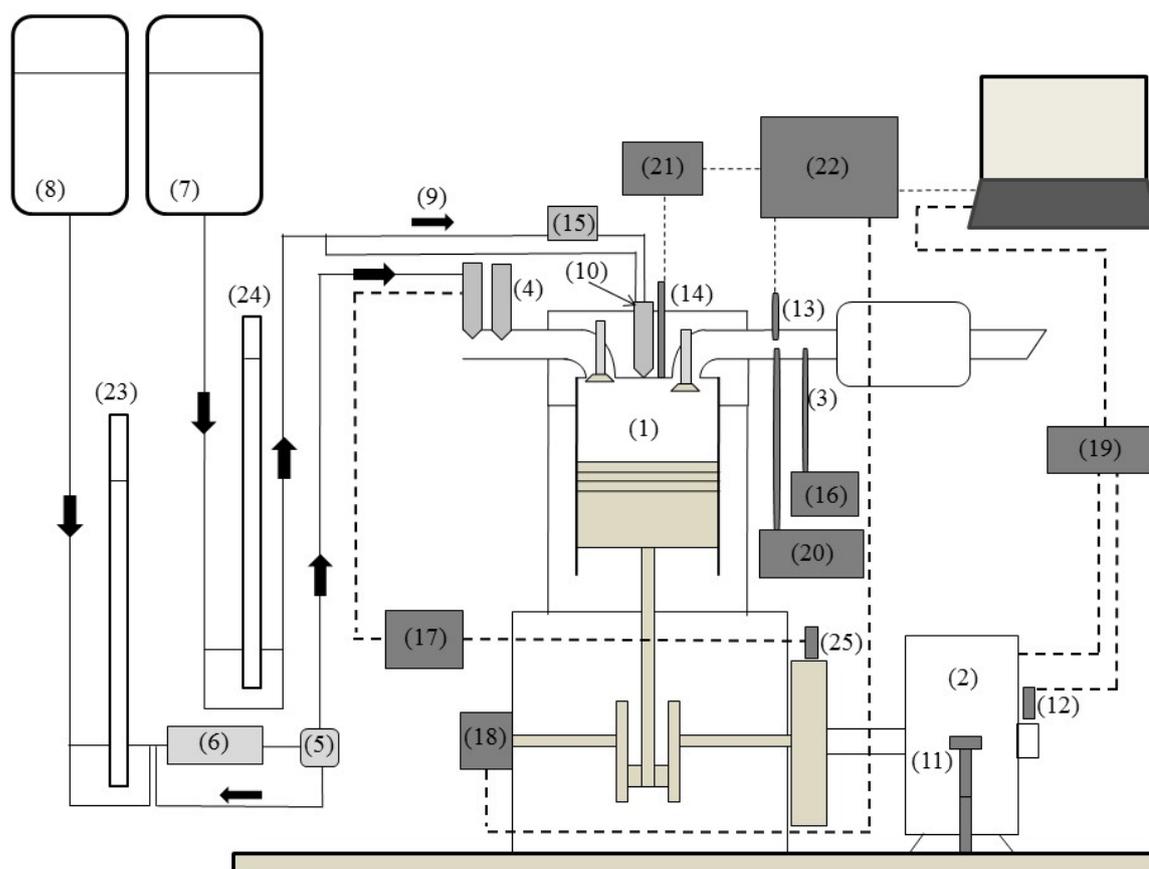


Figura 8.1 – Esquema do aparato experimental.

Os componentes na Figura 8.1 são: (1) motor de ignição por compressão; (2) dinamômetro de correntes parasitas; (3) sonda lambda; (4) bicos injetores para fumigação; (5) válvula reguladora de pressão do etanol; (6) bomba de etanol; (7) reservatório de óleo diesel; (8) reservatório de etanol; (9) linha de alimentação de óleo diesel; (10) bico injetor de óleo diesel; (11) célula de carga; (12) sensor de velocidade angular da malha fechada do dinamômetro; (13) sensor de temperatura dos gases de exaustão; (14) sensor da pressão dentro do cilindro; (15) bomba injetora de óleo diesel; (16) indicador digital da sonda lambda; (17) unidade eletrônica de comando; (18) *encoder*; (19) placa de gerenciamento do dinamômetro; (20) analisador de gases; (21) condicionador de sinal do sensor da pressão dentro do cilindro; (22) placa de aquisição de dados; (23) proveta graduada para medição de consumo de etanol; (24) proveta graduada para medição de consumo de óleo diesel; (25) sensor de velocidade angular do motor.

Alguns instrumentos e equipamentos utilizados nestes ensaios já foram apresentados no capítulo 5, como por exemplo, o sistema de fornecimento de etanol, a unidade eletrônica de comando FT300. A montagem do coletor de admissão foi realizada utilizando-se 2 bicos

injetores ao invés de apenas 1, como realizado nos ensaios do motor Agrale M93, dada a maior cilindrada do motor Ricardo. Também foi instalada no coletor de admissão uma borboleta visando o corte do ar no caso de o motor disparar, ou seja, operando apenas como dispositivo de segurança, e encontrando-se sempre totalmente aberta durante a operação.

A velocidade do motor, parametrizada no sistema de controle do dinamômetro, foi igual a 1800 rpm em todos os ensaios, enquanto a carga foi mantida constante em aproximadamente 6 bar. Este ajuste foi realizado através da vazão dos combustíveis, especialmente o óleo diesel, como será mostrado mais à frente no item de procedimento de ensaio. O dinamômetro e seu sistema de controle em malha fechada foram montados dentro do próprio laboratório.

A medição do consumo de combustível ser deu através de duas buretas graduadas, uma para cada combustível, para as quais o fluxo de consumo era desviado dos reservatórios quando desejava-se realizar a medição. O tempo para consumo de 30 mL, tanto para óleo diesel como para o etanol hidratado, foi registrado com uso de um cronômetro. Posteriormente, foi realizada a conversão do consumo volumétrico em consumo mássico, da mesma forma que realizado nos resultados apresentados no capítulo 5.

As temperaturas do ar na admissão (antes da fumigação) e dos gases de escape, arrefecimento e óleo do motor foram monitoradas através de termopares do tipo “K” da marca Minipa, modelo MTK16 com faixa de medição de -50°C a 1300°C. Também foi utilizado um medidor de excesso de ar da marca FuelTech, que utiliza uma sonda *lambda* de banda larga para aquisição de dados, e mostra no seu *display* o valor do excesso de ar.

8.1.1 Aquisição de dados da curva de pressão dentro do cilindro

A pressão no cilindro foi medida através de um transdutor de pressão piezoelétrico da marca AVL modelo GH 14 D, tendo seus dados condicionados e amplificados por um sistema específico. Os valores de pressão de combustão foram adquiridos por uma placa de aquisição de dados marca National Instruments, modelo PCI 6024E, com resolução de 16-bit. O transdutor foi posicionado no cabeçote na posição vertical. O intervalo de amostragem foi de 0,2° de ângulo do virabrequim, adquirido por um *encoder* da marca Hengstler, modelo RI32, instalado diretamente no eixo do motor, na parte dianteira. Os detalhes do sistema são mostrados na Figura 8.2.

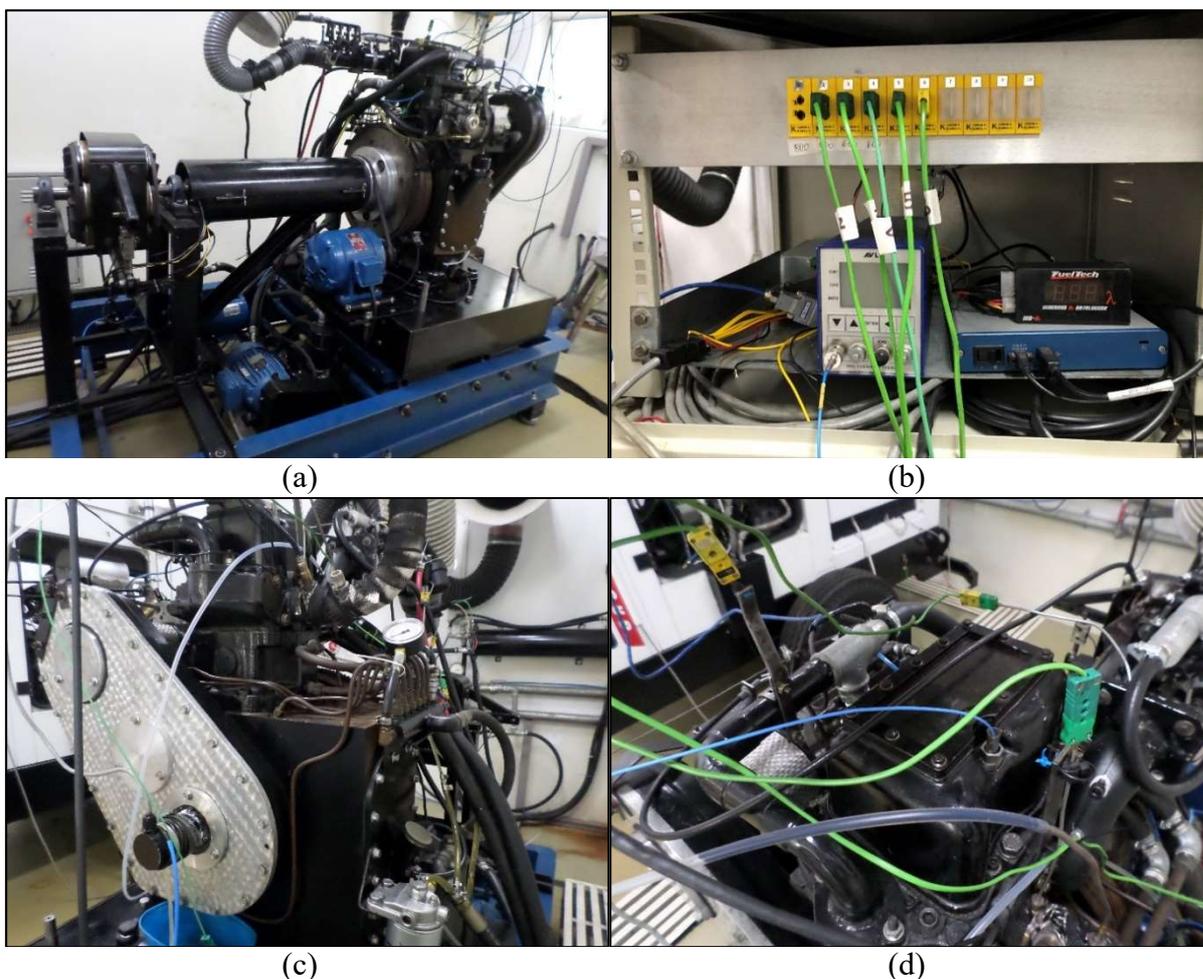


Figura 8.2 – Montagem experimental do motor Ricardo: (a) vista geral; (b) sistema de aquisição e tratamento de dados; (c) detalhe da montagem do *encoder*; (d) detalhe da posição da montagem do transdutor de pressão.

Foram registrados os dados de pressão dentro do cilindro e posição do virabrequim de 100 ciclos em cada condição ensaiada, sendo os dados exportados pelo sistema para uma planilha Excel. Um *software* instalado em um microcomputador, elaborado no próprio laboratório, e conectado ao sistema, também exibia em tempo real as curvas de pressão por posição do virabrequim e outras curvas. Além disso, o sistema exibia os dados medidos como temperaturas, excesso de ar, pressões, VAR_{pmc} , $dP/d\theta$, visando monitoramento da operação do motor. Esta facilidade permite saber se o motor está operando em condições adversas, evitando assim, danos ao conjunto. Na aparelhagem utilizada nos ensaios do capítulo 7 não era possível avaliar em tempo real muitos destes parâmetros, e assim, se o motor estivesse operando em uma condição que pudesse levar a algum dano, este fato só seria verificado quando analisadas as planilhas. A Figura 8.3 mostra uma imagem da tela do sistema de aquisição de dados.

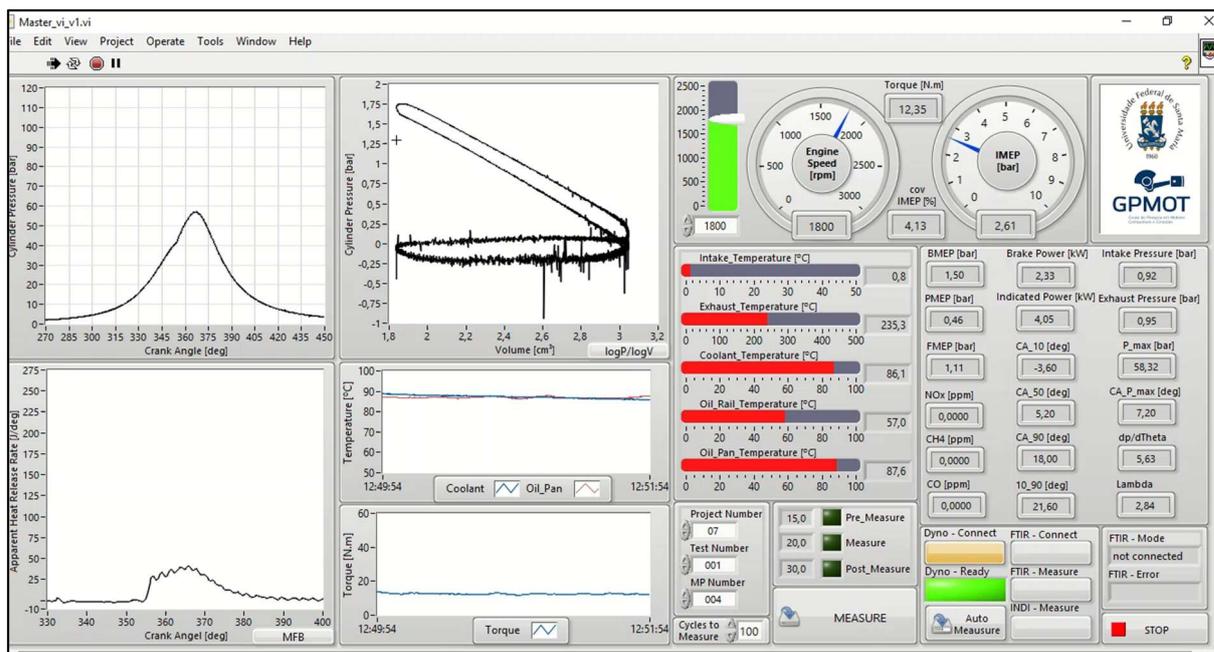


Figura 8.3 – Tela do sistema de aquisição de dados.

Outra característica do sistema de aquisição de dados utilizado nos ensaios do motor Ricardo é a automatização dos cálculos da potência indicada, CA10, CA50 e CA90, o que reduz significativamente o tempo de análise em relação aos ensaios do capítulo 7, nas quais foram obtidas as curvas de pressão e todos os parâmetros tiveram que ser calculados pelo autor. Ainda assim, todas as curvas de pressão obtidas foram pós-processadas para obtenção dos resultados, visando realizar um comparativo.

8.2 Procedimento dos ensaios e etapas de preparação

O motor utilizado nos ensaios já vinha sendo avaliado na condição de operação bicomcombustível com biogás e óleo diesel, e teve seu coletor de admissão adaptado para instalação do sistema de injeção de etanol, não sendo realizado nenhum procedimento de limpeza ou abertura do mesmo antes do início dos ensaios com etanol. As etapas de preparação envolveram apenas a instalação do sistema de fornecimento de combustível por fumigação e do sistema eletrônico de controle.

O procedimento para realização dos ensaios em modo bicomcombustível foi o seguinte:

1. Aquecimento da água e do óleo por meio de resistências instaladas nos respectivos sistemas, até atingir aproximadamente a temperatura de 80 °C, ambos fluidos.
2. Partida do motor sem carga, e estabilização das temperaturas da água e do óleo.
3. Ajuste da carga desejada.

4. Com a carga ajustada, operando somente com óleo diesel, iniciava-se o fornecimento de combustível por fumigação, aumentando o tempo de injeção, inicialmente, para o menor valor desejado.

5. Em função da injeção de etanol, a carga do motor era reajustada para um maior valor pelo controle do dinamômetro. Então o fornecimento de óleo diesel era reduzido através da alavanca do acelerador, até que o valor da carga voltasse ao original.

6. Com a carga reajustada, os dados dos ciclos eram gravados através do *software* em uma planilha.

7. Após a gravação dos dados media-se o consumo de combustível, primeiro do óleo diesel e depois do etanol.

8. Por último era obtido o registro do analisador de gases, e anotado o valor da tensão lida no MAF.

Após a etapa 8, aumentava-se o tempo de injeção por fumigação e o procedimento seguia a partir do item 5. Antes e no final de cada bateria de ensaios em um mesmo ponto de injeção foram realizados ensaios testemunhas apenas com óleo diesel. Os tempos de injeção por fumigação utilizados foram 2.0, 3.0, 4.0 e 5.0 milissegundos programados no módulo de injeção eletrônica, com os dois bicos injetores operando simultaneamente.

O ponto de injeção de óleo diesel dentro da câmara de combustão foi avançado de 351° para 346° (9° APMS para 14° AMPS) por meio de um mecanismo externo de alavanca, próprio do motor para esta função. Entretanto, este sistema permite a variação em uma faixa de $\pm 10^\circ$, e para mudar o ponto para posições mais avançadas foi necessário realizar alteração na fixação da polia da bomba injetora.

Os ensaios somente eram iniciados quando a temperatura da água do sistema de arrefecimento e do óleo lubrificante estivessem acima de 80 °C, sendo estas monitoradas durante os testes para ficar entre 80 °C e 90 °C. O valor médio obtido durante os ensaios foi igual a 86,61 °C, para a água, com desvio padrão de 2,98% para a amostragem dos ensaios, e 82,64 °C para o óleo, com desvio padrão de 2,16%.

8.3 Análise dos parâmetros da combustão

Os métodos adotados para análise dos parâmetros de combustão foram os mesmos apresentados no item 7.3 do capítulo anterior, sendo usada como base a curva de pressão dentro do cilindro para obter os seguintes resultados: $dP/d\theta$; calor liberador durante a

combustão ($dQ/d\theta$); calor acumulado (Q_{ac}); determinação do início e final da combustão; construção da curva de fação mássica queimada; verificação das posições CA10, CA50 e CA90.

O ponto em que o óleo diesel era efetivamente injetado dentro da câmara de combustão foi avaliado através da curva de liberação de calor ($dQ/d\theta$), como mostra o exemplo da Figura 8.4.

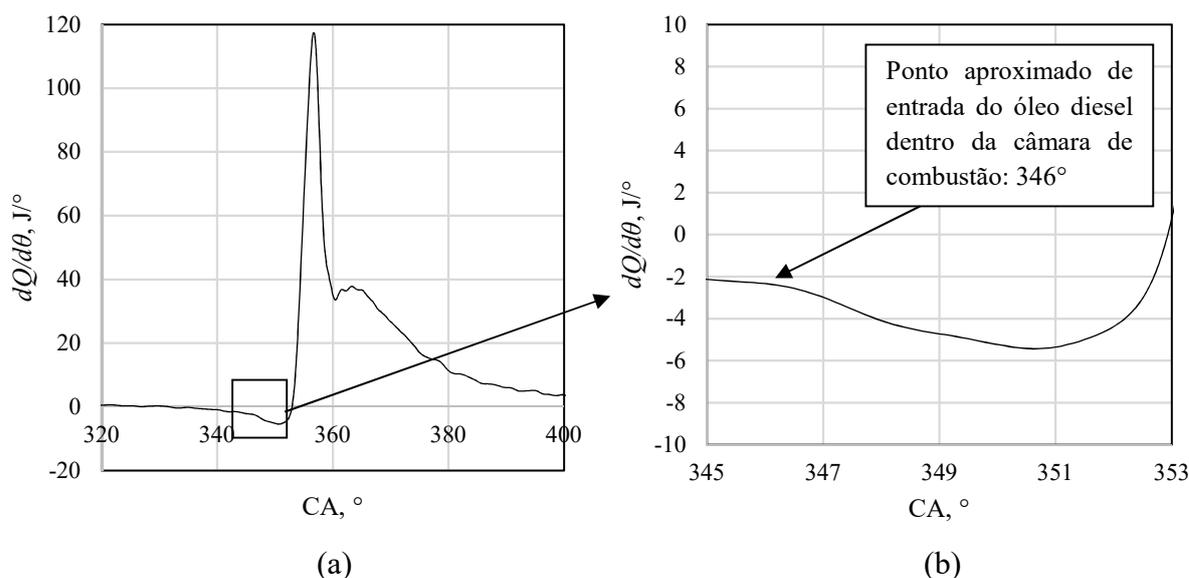


Figura 8.4 – Ponto real de início da injeção do óleo diesel: (a) curva de liberação de calor; (b) aproximação da região do ponto de injeção.

Para o caso da Figura 8.4, o ponto ajustado na alavanca externa era de 340°, isto é, há uma diferença referente ao tempo necessário para que o esforço realizado pelo pistão da bomba injetora realize efetivamente a abertura do bico injetor. A queda no valor de $dQ/d\theta$ a partir do momento em que o óleo diesel começa a ser injetado dentro a câmara de combustão está relacionada ao calor absorvido por ele para sua vaporização.

8.4 Resultados e discussões para os ângulos de injeção de 341° e 356°

Com base nos dados obtidos nos experimentos diversos parâmetros de operação foram comparados e obtidos processando os dados da combustão, da mesma forma que realizado no capítulo 7. Dadas as diferenças físicas entre o motor Agrale M93 e o motor Ricardo Proteus, observou-se que alguns resultados apresentaram características diferentes entre os testes

destes motores. As substituições de óleo diesel por etanol atingidas são apresentadas na Tabela 8.1.

Tabela 8.1 – Consumo de combustíveis e substituições obtidas nos diversos ensaios realizados.

Ensaio	t, ms	\dot{m}_d , g/s	\dot{m}_e , g/s	FME	FEE	λ
Testemunha 351°	0.0	0,498	0,000	0,000	0,000	2,00
E100W0	2.0	0,450	0,152	0,253	0,155	1,90
	3.0	0,341	0,345	0,503	0,354	1,97
	4.0	0,240	0,520	0,684	0,540	1,93
	5.0	0,154	0,693	0,819	0,710	1,88
	2.0	0,450	0,147	0,246	0,132	1,86
E85W15	3.0	0,371	0,370	0,499	0,317	1,85
	4.0	0,319	0,513	0,617	0,428	1,80
	5.0	0,242	0,698	0,742	0,572	1,75
	2.0	0,442	0,150	0,254	0,116	1,88
E70W30	3.0	0,376	0,354	0,485	0,266	1,82
	4.0	0,315	0,539	0,631	0,397	1,80
	5.0	0,265	0,718	0,730	0,510	1,75
	Testemunha 346°	0.0	0,508	0,000	0,000	0,000
E100W0	2.0	0,430	0,131	0,233	0,142	1,91
	3.0	0,323	0,335	0,509	0,360	1,90
	4.0	0,217	0,523	0,707	0,566	1,96
	5.0	0,139	0,682	0,830	0,726	1,91
	2.0	0,434	0,145	0,251	0,134	2,04
E85W15	3.0	0,355	0,340	0,489	0,308	2,05
	4.0	0,300	0,513	0,631	0,443	2,04
	5.0	0,215	0,698	0,764	0,601	2,04
	2.0	0,450	0,149	0,248	0,113	1,90
E70W30	3.0	0,382	0,332	0,465	0,250	1,85
	4.0	0,323	0,517	0,616	0,381	1,85
	5.0	0,260	0,718	0,734	0,515	1,88

Nota-se que a faixa de substituição foi mais ampla do que nos ensaios realizados anteriormente, chegando a atingir a fração energética de etanol igual a 0,726 na condição E100W0_5.0, em 346°. Como o motor Ricardo possui maior deslocamento volumétrico do que o motor Agrale foram instalados dois bicos injetores, operando em paralelo, visando suprir uma possível maior necessidade de fumigação. Durante sua operação o motor Ricardo também se mostrou mais estável quando realizada maior substituição. No caso do motor Agrale, com tempo de abertura dos injetores maior do que 7.0 milissegundos já ocorria falha na sua operação.

8.4.1 Análise da pressão durante os ciclos

Foram realizados registros de 100 ciclos em cada condição ensaiada, e as curvas apresentadas na Figura 8.5 são as médias de cada condição.

De forma geral maiores picos de pressão foram atingidos nos ensaios com ângulo de injeção de óleo diesel igual a 346° . É notável que a injeção em ângulo de 351° apresenta condição tardia de combustão em relação ao ângulo 346° , em função do atraso na elevação de pressão, o que leva a esta redução nos valores de pico, bem como deslocamento da curva para ângulos mais avançados. Isto ocorre em função da combustão ocorrer durante o tempo de expansão. Visualmente pode-se notar também em todos os gráficos da Figura 8.5 que o uso da fumigação, independente da fração de água e ponto de injeção de óleo diesel, faz com que as curvas de pressão passem a avançar na posição do virabrequim (elevação de pressão) de forma progressiva com o aumento da fração de fumigação, a partir da curva do ensaio testemunha.

Em cada conjunto de curvas também é possível notar a redução da pressão no final do tempo de compressão, indicando que há queda na temperatura da carga admitida, conforme esperado, e caracterizando também possível redução na temperatura durante a combustão. A queda na temperatura durante a combustão pode trazer efeitos já discutidos na literatura e que serão novamente expostos quando necessário na sequência das análises.

Para fins de comparação entre os diferentes pontos ensaiados, a Tabela 8.2 apresenta alguns dados específicos de cada ensaio.

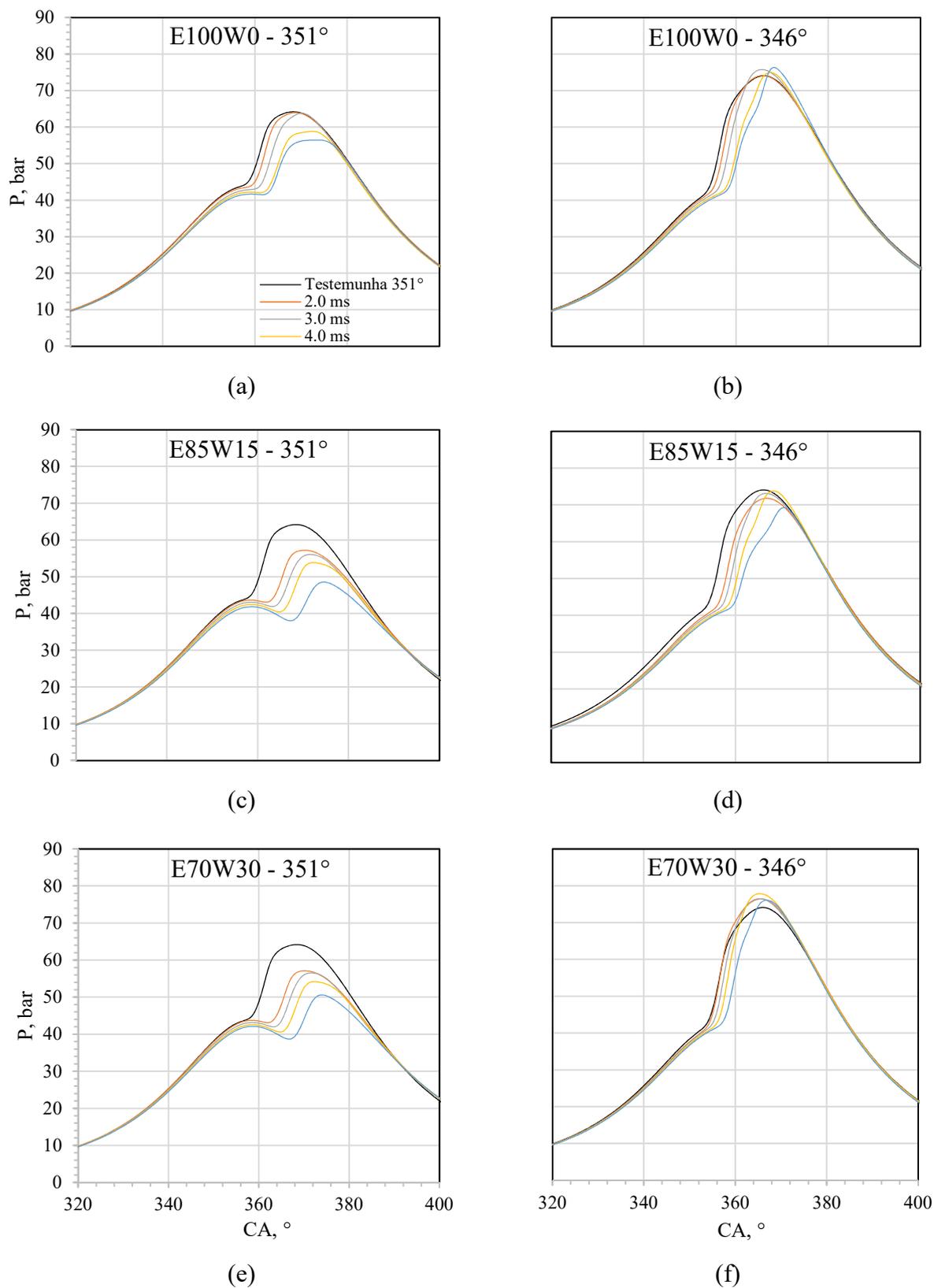


Figura 8.5 – Curvas de pressão dentro do cilindro entre 320° e 400°: (a) E100W0 – 351°; (b) E100W0 – 346°; (c) E85W15 – 351°; (d) E85W15 – 346°; (e) E70W30 – 351°; (f) E70W30 – 346°.

Tabela 8.2 – Dados obtidos através das curvas de pressão dentro do cilindro.

Ensaio	t, ms	P_{\max} , bar – CA, °	$(dp/d\theta)_{\max}$, bar/° – CA, °	VAR_{pmc} , %
Testemunha 351°	0.00	64,2 – 368,4	6,0 – 361,8	0,59
E100W0	2.0	64,0 – 368,8	6,5 – 362,4	0,67
	3.0	63,8 – 370,2	5,6 – 363,8	1,79
	4.0	58,9 – 372,4	4,6 – 365,4	2,54
	5.0	56,5 – 373,8	4,5 – 365,0	2,74
E85W15	2.0	57,2 – 370,4	4,9 – 366,4	0,82
	3.0	56,1 – 371,6	4,3 – 366,4	1,38
	4.0	53,9 – 372,2	4,1 – 368,2	2,16
	5.0	48,6 – 374,6	3,1 – 370,8	2,90
E70W30	2.0	57,1 – 370,2	4,9 – 365,4	0,71
	3.0	56,5 – 371,6	4,4 – 366,8	1,45
	4.0	54,2 – 372,2	3,9 – 367,8	1,98
	5.0	50,6 – 374,0	3,3 – 370,2	2,75
Testemunha 346°		74,1 – 366,0	10,7 – 357	0,81
E100W0	2.0	74,1 – 365,8	9,8 – 357,8	0,63
	3.0	75,7 – 365,6	8,4 – 358,8	1,42
	4.0	75,0 – 367,4	7,9 – 360,4	2,17
	5.0	76,3 – 368,2	7,9 – 366,6	2,75
E85W15	2.0	71,8 – 366,8	9,6 – 359,0	0,81
	3.0	73,1 – 366,6	7,6 – 360,0	1,44
	4.0	73,8 – 368,2	7,2 – 365,8	1,94
	5.0	69,3 – 370,4	5,9 – 361,0	2,50
E70W30	2.0	76,4 – 365,6	11,2 – 357,4	0,65
	3.0	76,5 – 365,4	10,6 – 358,0	0,96
	4.0	77,9 – 365,4	9,6 – 358,8	1,17
	5.0	76,1 – 366,8	7,9 – 359,8	2,15

Em relação a pressão média do ciclo, tentou-se manter seu valor constante ao longo dos ensaios, isto é, manter a mesma carga. O valor alvo foi 6 bar, monitorado instantaneamente através do *software* de aquisição de dados, sendo o valor médio obtido no pós-processamento dos dados igual a 6,02 bar, com desvio padrão da amostragem igual a 1,06%.

Na série de ensaios em 351°, a pressão máxima cai com o aumento da fração de etanol, enquanto o ângulo em que ela ocorre avança progressivamente, o que se deve a redução da pressão no final do tempo de compressão e a tardia injeção e consequente início da combustão. Ao comparar as condições E85W15 e E70W30 verifica-se que as pressões máximas obtidas são reduzidas em relação a condição com etanol sem adição de água (E100W0). O ensaio testemunha teve a maior pressão dentre as condições com este ângulo de injeção direta. A maior queda de pressão foi igual a 24,30% no ensaio E85W15_5.0 em relação a condição testemunha neste ponto de injeção direta.

Já na condição de 346° a variação da pressão máxima e do ângulo de ocorrência não apresentaram linearidade, o que pode ser visto nas respectivas curvas da Figura 8.5, em função da modificação da forma de algumas curvas de pressão, principalmente nas maiores frações de substituição. Em alguns casos a pressão máxima na operação bicombustível foi inclusive maior do que na condição testemunha, efeito que segundo a literatura pode estar associado ao maior atraso na ignição provocado pelo etanol e pela água ou em decorrência do aumento da combustão na fase de pré mistura. Nota-se este efeito especialmente nos ensaios E70W30, nos quais a pressão máxima sempre foi maior do que na condição testemunha, chegando a ser 5,13% maior na condição de 4.0 ms de injeção.

Com relação ao $dP/d\theta$, pode representar o nível de detonação que está ocorrendo dentro da câmara de combustão, e valores elevados podem inclusive danificar o transdutor de pressão. Em todas as séries de ensaios o aumento da fração de etanol causa redução progressiva do valor máximo deste parâmetro, bem como avanço do seu ângulo de ocorrência. Jamrozik et al., 2018, cita que valores aceitáveis para os motores de combustão interna vão até 10 bar/°, ficando fora desta condição os seguintes ensaios: testemunha 346°; E70W30_2.0; E70W30_3.0 (destacados em cinza na Tabela 8.2). A injeção de óleo diesel no ponto de 346 ° pode ser excessivamente adiantada, o que causa maior nível de detonação no caso do ensaio testemunha. Já no caso dos ensaios E70W30_2.0 e E70W30_3.0, em função da elevada fração de água, a necessidade de óleo diesel requerido para manutenção da carga era alta, ou seja, a quantidade de óleo diesel era a mais próxima, dentre todos os ensaios, daquela necessária na condição testemunha, o que levou ao aumento da detonação. Uma constatação que pode confirmar este fato é que nas frações maiores (E70W30_4.0 e E70W30_5.0) os valores de $dP/d\theta$ reduziram.

A avaliação da estabilidade da combustão através do parâmetro VAR_{pmc} apresentou valores dentro do indicado pela literatura (máximo de 10%). Nos dois ensaios testemunhas os valores ficaram abaixo de 1%, havendo progressivo aumento do VAR_{pmc} com o aumento da fração de etanol em todas as séries de ensaios, chegando a um valor máximo de 2,90% no ensaio E85W15. Nota-se que estes valores ficaram abaixo daqueles obtidos nos testes do motor Agrale e apresentados no capítulo anterior, o que pode estar relacionado ao sistema de aquisição de dados ou a operação física e forma construtiva do motor.

O ensaio testemunha 346° apresenta maior VAR_{pmc} do que o ensaio em 351°, sendo coerente com aumento no valor de $dP/d\theta$, ou seja, maior detonação provocando também maior instabilidade durante o processo de combustão.

8.4.2 Análise do calor liberado e duração total da combustão

Inicialmente são apresentados os resultados referentes a taxa de liberação de calor, seguidos do calor acumulado. As curvas de calor acumulado foram usadas para determinar os ângulos de início e final da combustão, como citado na metodologia e também realizado nos resultados do capítulo anterior. A organização da apresentação das curvas foi realizada de forma que seja possível visualizar todas as curvas em um mesmo gráfico, e na sequência individualmente. Para os ensaios com fumigação de etanol E100W0, os resultados da taxa de liberação de calor são mostrados nas Figuras 8.6, para 351°, e 8.7 para 346°.

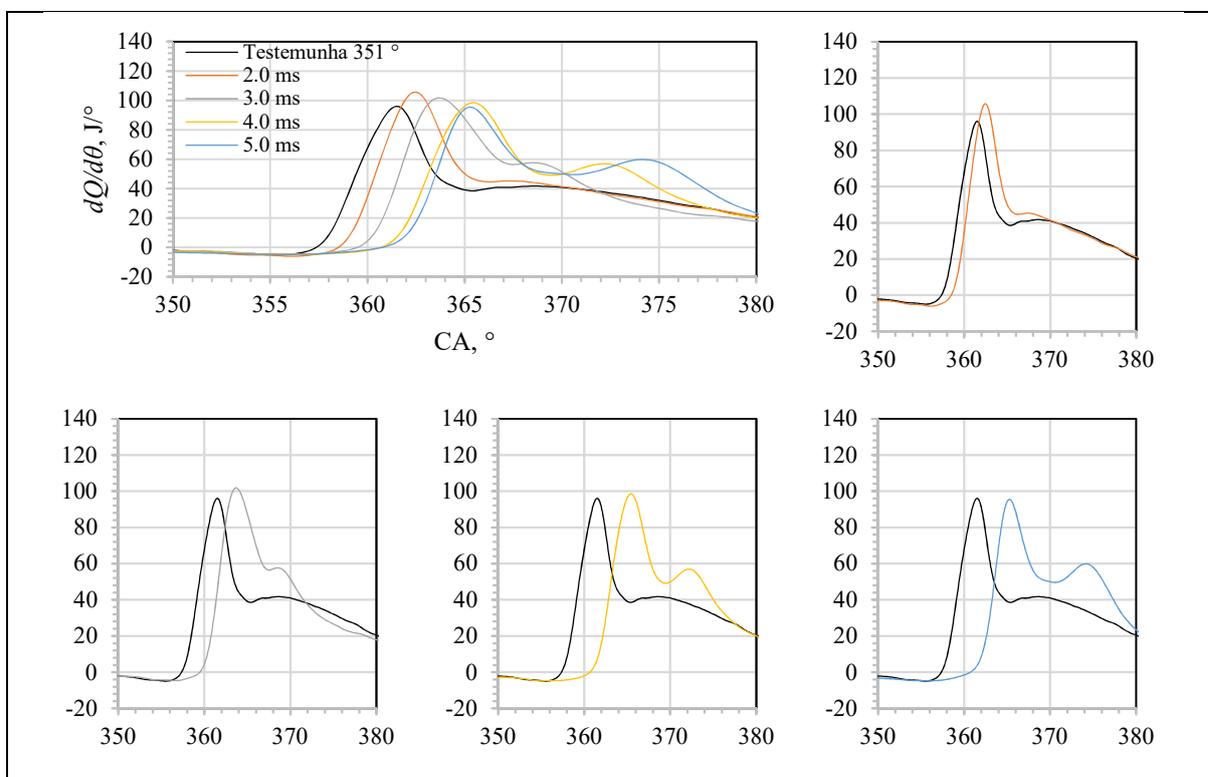


Figura 8.6 – Curvas de taxa de liberação de calor para a condição E100W0 – 351°

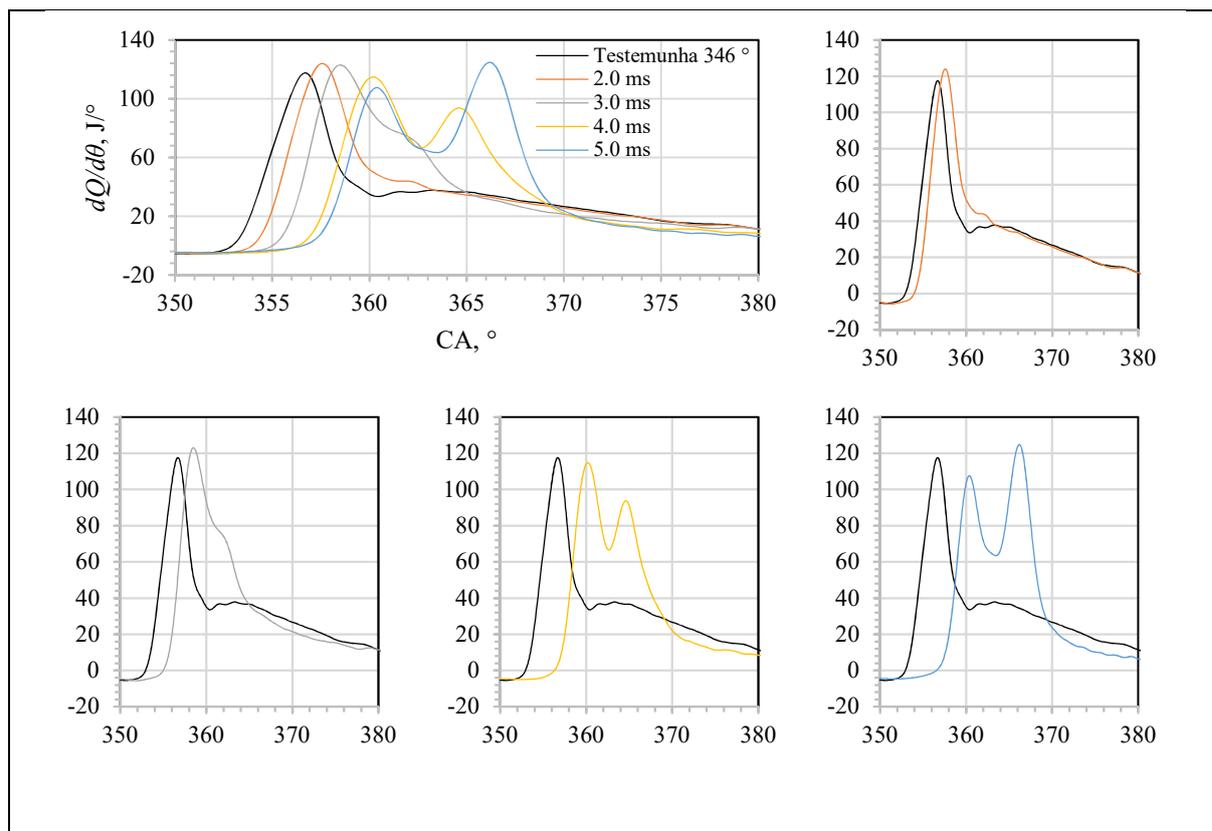


Figura 8.7 – Curvas de taxa de liberação de calor para a condição E100W0 – 346°

Ao analisar as Figuras 8.6 e 8.7 nota-se que o aumento da fração de fumigação faz com que ocorra elevação do segundo pico de liberação de calor, o qual pode ocorrer, em menor proporção, em motores de ignição por compressão que operam apenas com óleo diesel, como já citado no capítulo anterior, item 7.5.3. Há também redução da taxa de liberação de calor no primeiro pico. Nos resultados da Figura 8.6 a elevação do segundo pico torna-se ainda mais expressiva, chegando a ser maior do que o primeiro pico no caso da maior substituição. Ao analisar a curva de pressão deste ensaio, nota-se que o resultado é compatível com o comportamento da pressão, como mostra a Figura 8.8.

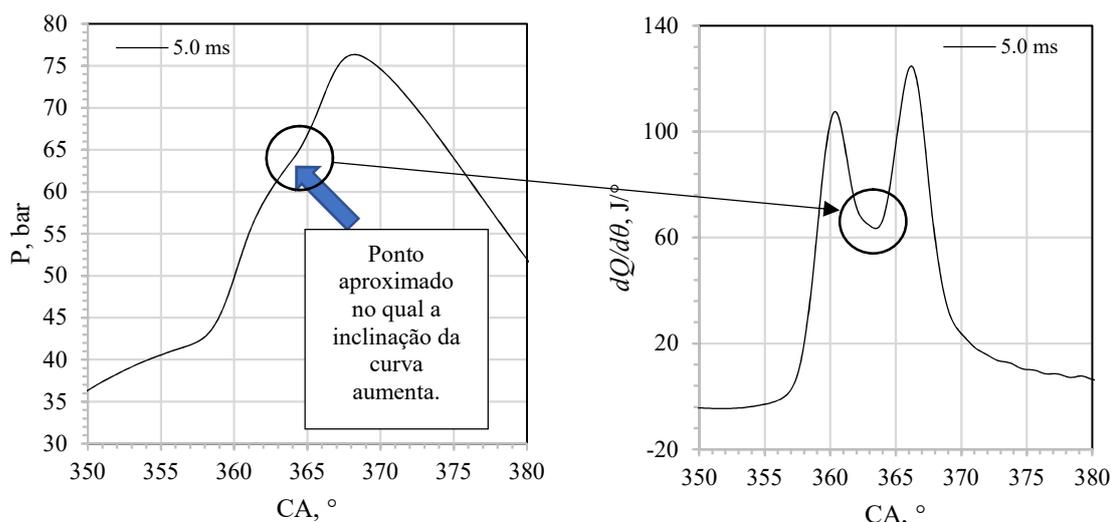


Figura 8.8 – Comparativo entre as curvas de pressão e de liberação de calor, E100W0 – 346°.

Nas condições E100W0 – 346°, com 5.0 ms de injeção, também é possível notar este efeito na curva de pressão. Este segundo pico de pressão está na literatura associado a combustão difusiva (terceira etapa da combustão), entretanto, neste trabalho possivelmente está relacionado a combustão de carga de etanol pré misturada fora da região do *spray* de óleo diesel. Como as substituições são elevadas, há uma fração elevada de etanol, e sua combustão deve, portanto, representar uma fração significativa de calor liberado durante o processo.

Os valores de pico da taxa de liberação de calor são maiores nos ensaios com ângulo de injeção direta igual a 346°, o que está relacionado a ocorrência da combustão antecipadamente em relação aos ensaios com ângulo de 351°, o que é notável pela antecipação dos picos em relação a posição do virabrequim. Para os ensaios E85W15 as curvas de taxa de liberação de calor são apresentadas nas Figuras 8.9, para 351°, e 8.10, para 346°.

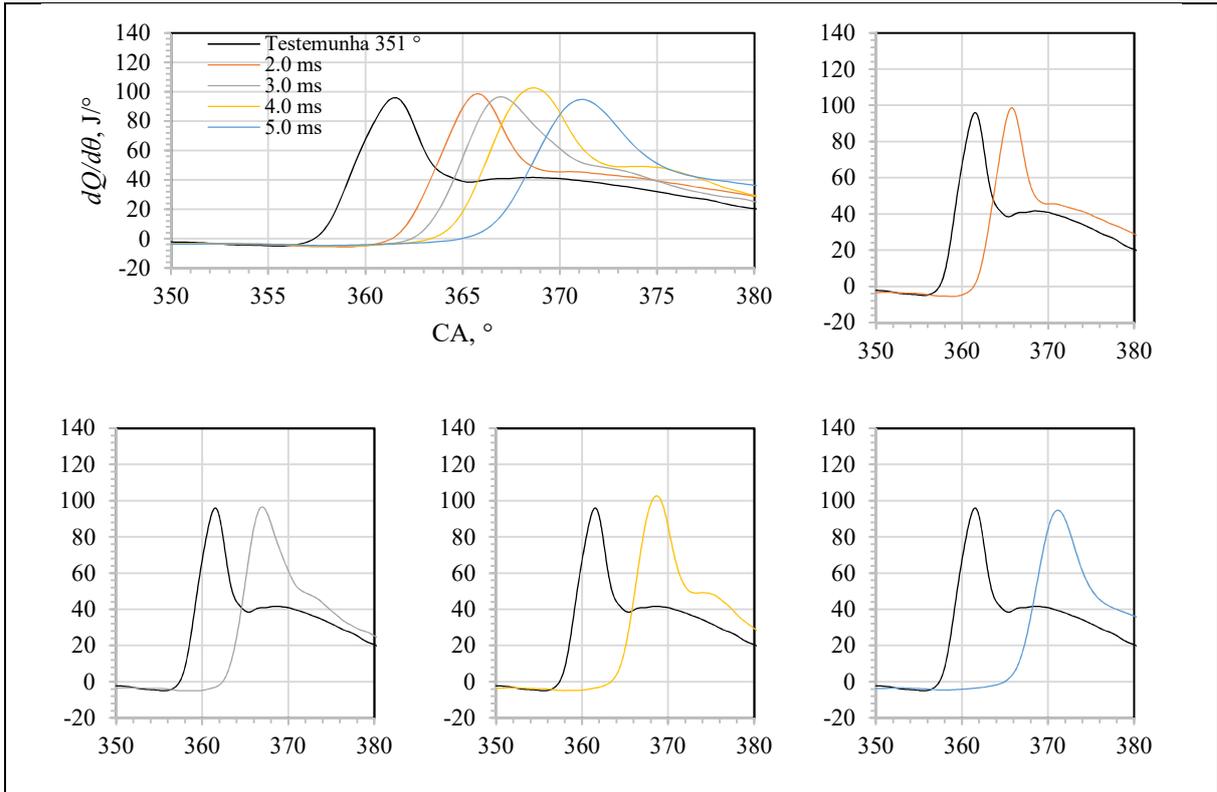


Figura 8.9 – Curvas de taxa de liberação de calor para a condição E85W15 – 351°

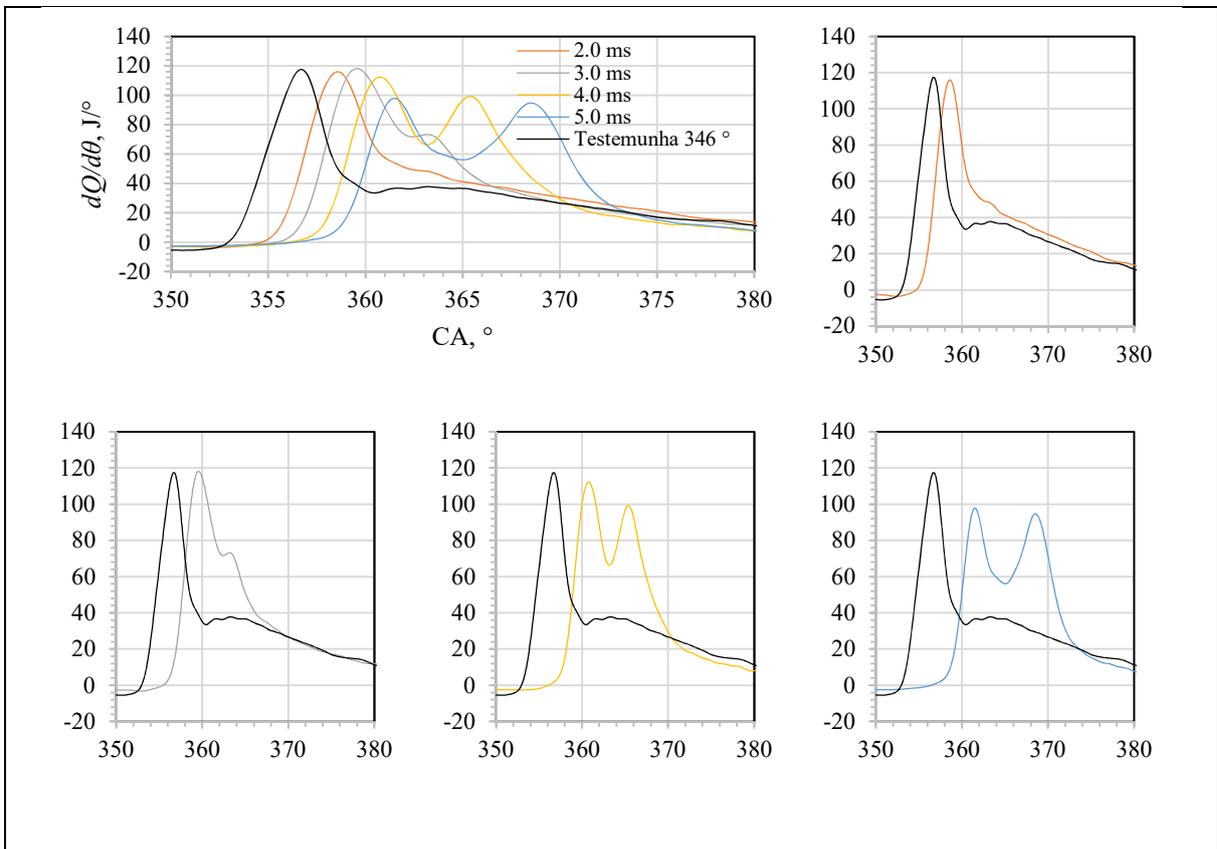


Figura 8.10 – Curvas de taxa de liberação de calor para a condição E85W15 – 346°

Da mesma forma que nas curvas E100W0 ao avançar o ponto de injeção de óleo diesel dentro da câmara de combustão para 346° há surgimento de um segundo pico de taxa de liberação de calor, mais acentuado também nas durações de injeção de 4.0 e 5.0 ms. Entretanto, desta vez o segundo pico não ultrapassa o primeiro em nenhum dos casos, bem como não é maior que o pico obtido no ensaio testemunha, como ocorreu no caso do ensaio E100W0 – 346° com 5.0 ms de injeção.

Há perceptível atraso na elevação da taxa de liberação de calor em relação aos ensaios E100W0, avançando a curva em função da posição do virabrequim, bem como redução dos valores de pico, exceto no caso E85W15 – 351° com 4.0 ms. Os avanços das curvas de liberação de calor podem ser relacionados ao possível maior atraso na ignição causado pela presença da água, relatado por Morsy, 2015, e que terá seus valores apresentados na sequência do trabalho.

As curvas de taxa de liberação de calor para os ensaios E70W30 são apresentadas nas Figuras 8.11, para 351° , e 8.12, para 346° .

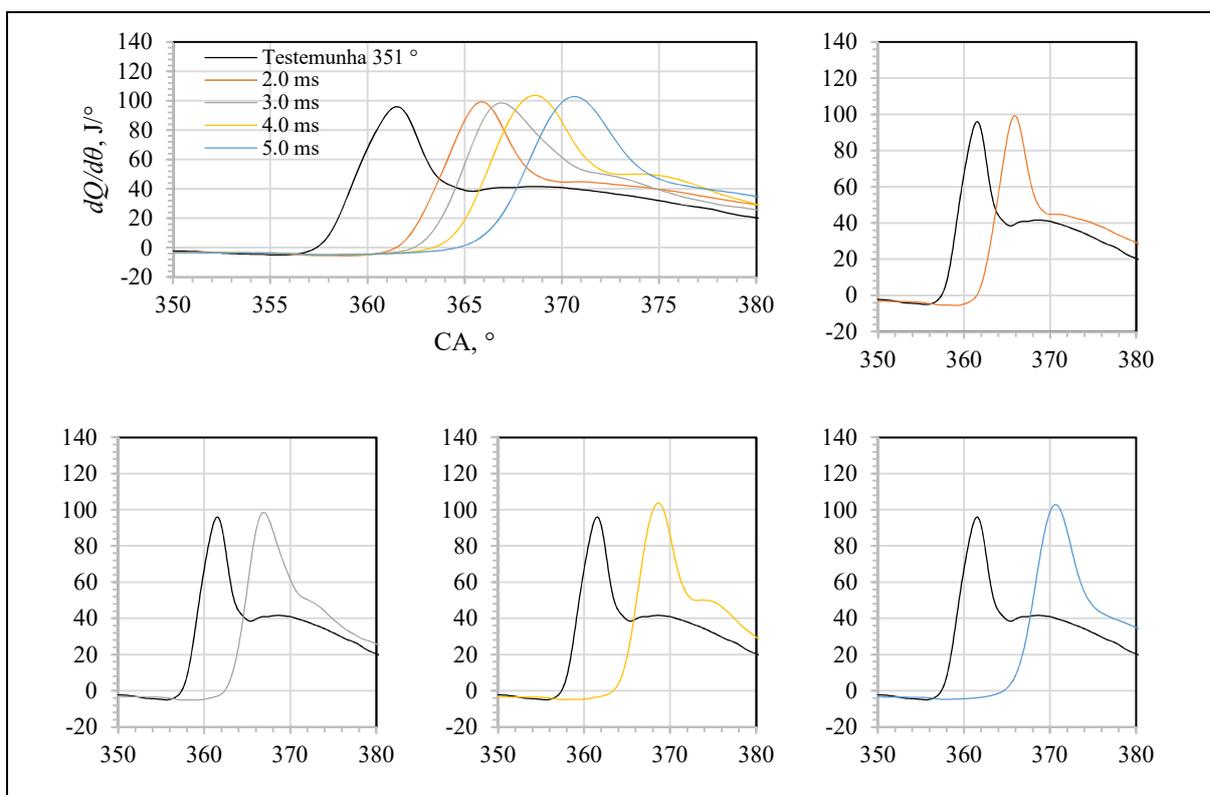


Figura 8.11 – Curvas de taxa de liberação de calor para a condição E70W30 – 351°

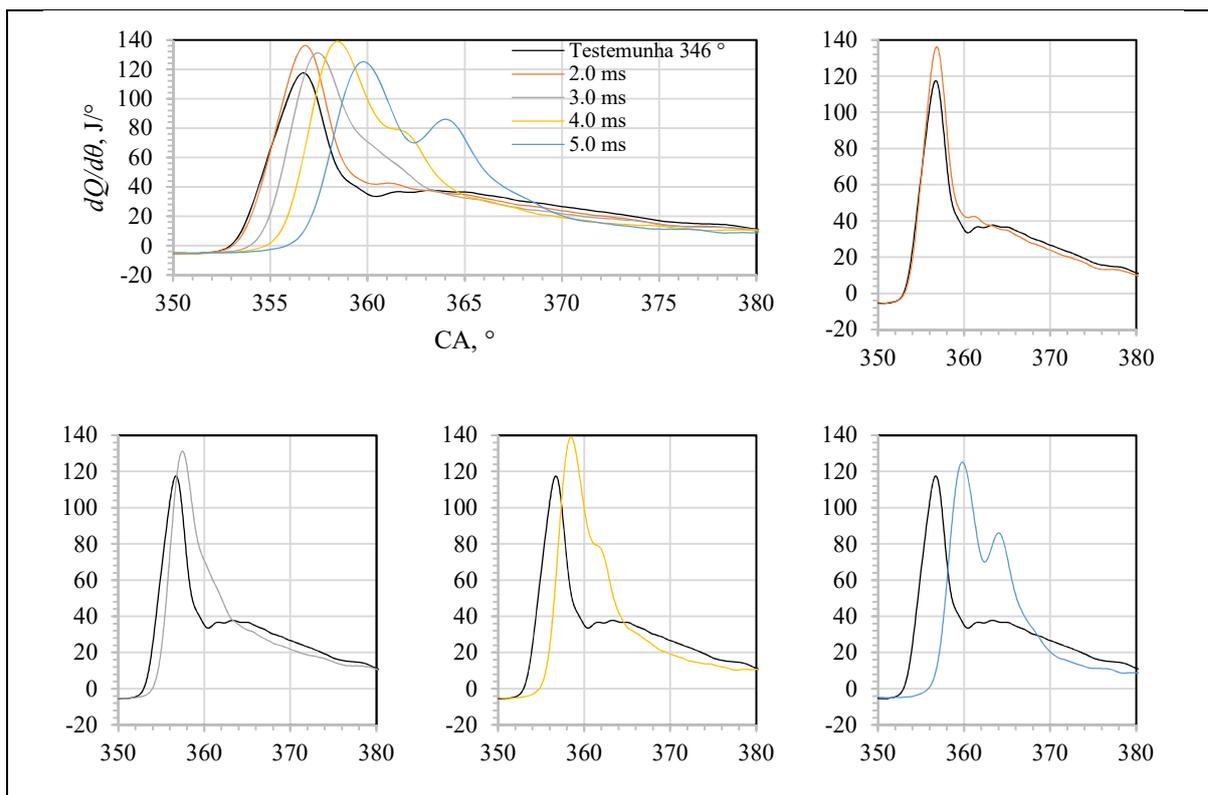


Figura 8.12 – Curvas de taxa de liberação de calor para a condição E70W30 – 346°

Se comparadas as curvas de pressões dos ensaios E85W15 – 351° e E70W30 – 351°, mostradas no item 8.4.1, nota-se que há pouca diferença em seus comportamentos, o que reflete da mesma forma nas curvas de taxa de liberação de calor. Os respectivos picos e avanços das curvas em relação as condições E100W0 – 351° são significativamente semelhantes, o que provavelmente se deve ao fato do excessivo atraso na ignição, fazendo com a variação da parcela de água não afete (positiva nem negativamente) a condição da combustão.

Já ao comparar as curvas na condição de injeção a 346°, nota-se que o aumento da fração de água causou elevação dos picos de taxa de liberação de calor, e adiantou as curvas em relação a posição do virabrequim, em comparação inclusive com a condição E100W0. Entretanto, o segundo pico, relatado nos elevados percentuais de substituição, não ocorreu, o que pode estar relacionado a redução da parcela de etanol presente na câmara de combustão e aumento da presença de óleo diesel, promovendo maior parcela de combustão pré misturada na primeira fase e reduzindo a combustão de carga pré misturada na segunda fase.

Algumas das curvas obtidas mostram significativa semelhança com aquelas obtidas na literatura para motores operando com dois combustíveis em modo RCCI (*reactivity controlled compression ignition*), como mostra a Figura 8.13.

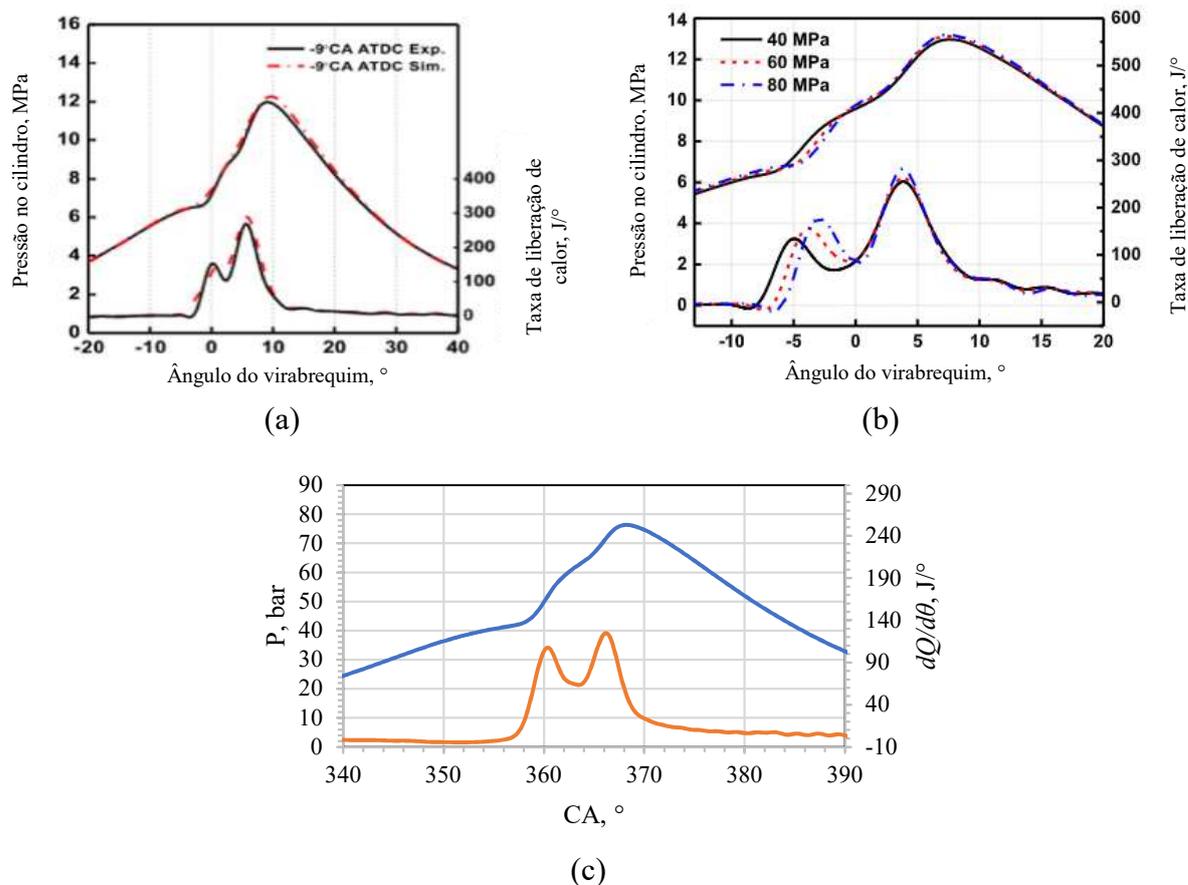


Figura 8.13 – Comparativo entre curvas obtidas neste trabalho e pela literatura para operação de motores RCCI. (a) curvas obtidas por Li et al., 2017; (b) curvas obtidas por Liu et al., 2018; (c) curvas obtidas neste trabalho.

Apesar desta semelhança, a caracterização da operação em modo RCCI se dá também pelos reduzidos níveis de emissões de óxidos de nitrogênio, resultado apresentado na sequência do trabalho.

As curvas de liberação de calor acumulada são, de forma geral, semelhantes, e não serão mostradas na íntegra dentro deste texto de resultados, ficando sua apresentação integral para o Apêndice H. Em comparação com as curvas apresentadas no capítulo anterior obtidas nos ensaios do motor Agrale, as curvas obtidas para o motor Ricardo possuem um patamar na região próxima aos máximos, o que dificulta a definição com exatidão do pico máximo de calor acumulado. A Figura 8.14 apresenta um comparativo destas curvas em condições semelhantes (E100W0) e a Tabela 8.3 os valores dos respectivos intervalos de combustão.

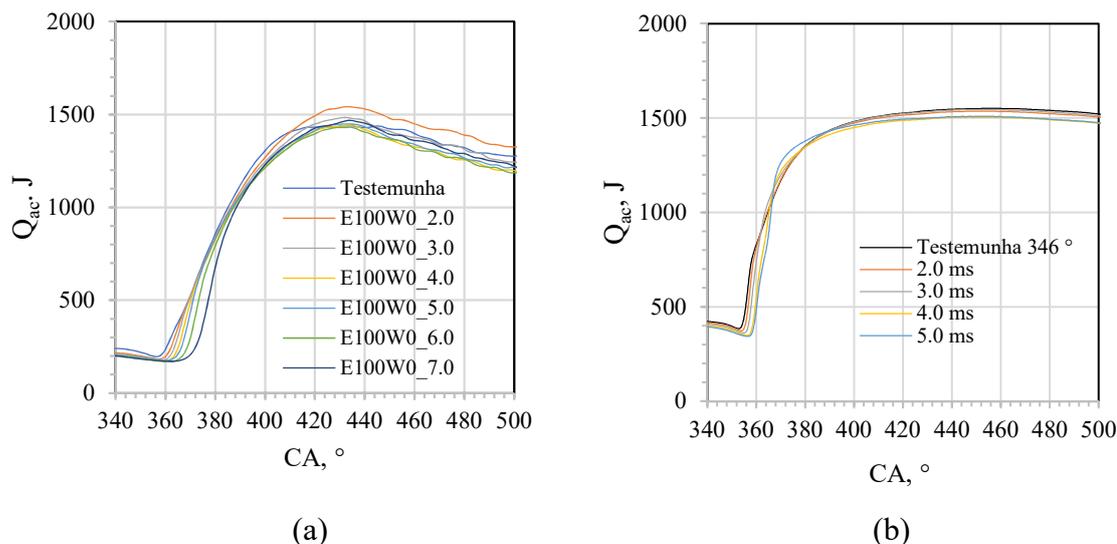


Figura 8.14 – Curva de liberação de calor acumulada nas condições E100W0: (a) motor Agrale; (b) motor Ricardo.

A manutenção da liberação de calor acumulada por maior período nos ensaios realizados com o motor Ricardo pode estar relacionada à redução da perda de calor pelas paredes do cilindro em função do sistema de arrefecimento que opera com água, tendo assim, melhor controle da temperatura.

Tabela 8.3 – Intervalos totais de combustão.

Ensaio	CA _{ic} , °	CA _{fc} , °	Ensaio	CA _{ic} , °	CA _{fc} , °
Testemunha 351°	357,4	452,0	Testemunha 346°	353,6	455,4
	359,0	453,4		354,4	448,8
E100W0	359,6	444,6	E100W0	355,2	447,2
	361,4	452,6		356,6	449,2
	360,8	459,4		357,0	450,2
	362,0	467,0		355,0	442,2
E85W15	362,6	463,0	E85W15	355,8	446,8
	363,4	462,0		356,2	446,0
	365,0	458,2		356,0	439,6
	362,0	459,2		353,4	454,0
E70W30	362,6	460,0	E70W30	354,0	451,4
	363,4	458,4		355,0	458,6
	364,8	461,6		355,8	445,8

Nota-se que há tendência de atraso no início da combustão com o aumento da fração de etanol, ficando bem definido este ponto. Por outro lado, o final da combustão não apresenta uma tendência regular, e isto ocorre em função da dificuldade de determinar com precisão sua ocorrência. Nos intervalos de combustão descritos na Tabela 8.3 foi aplicado o método para determinação da fração mássica de combustível queimada, conforme descrito na metodologia do capítulo anterior.

8.4.3 Análise da fração mássica de combustível queimada e parâmetros correlacionados

A partir das curvas de liberação de calor acumulada foram estabelecidos os intervalos de combustão, como mostra a Figura 8.15.

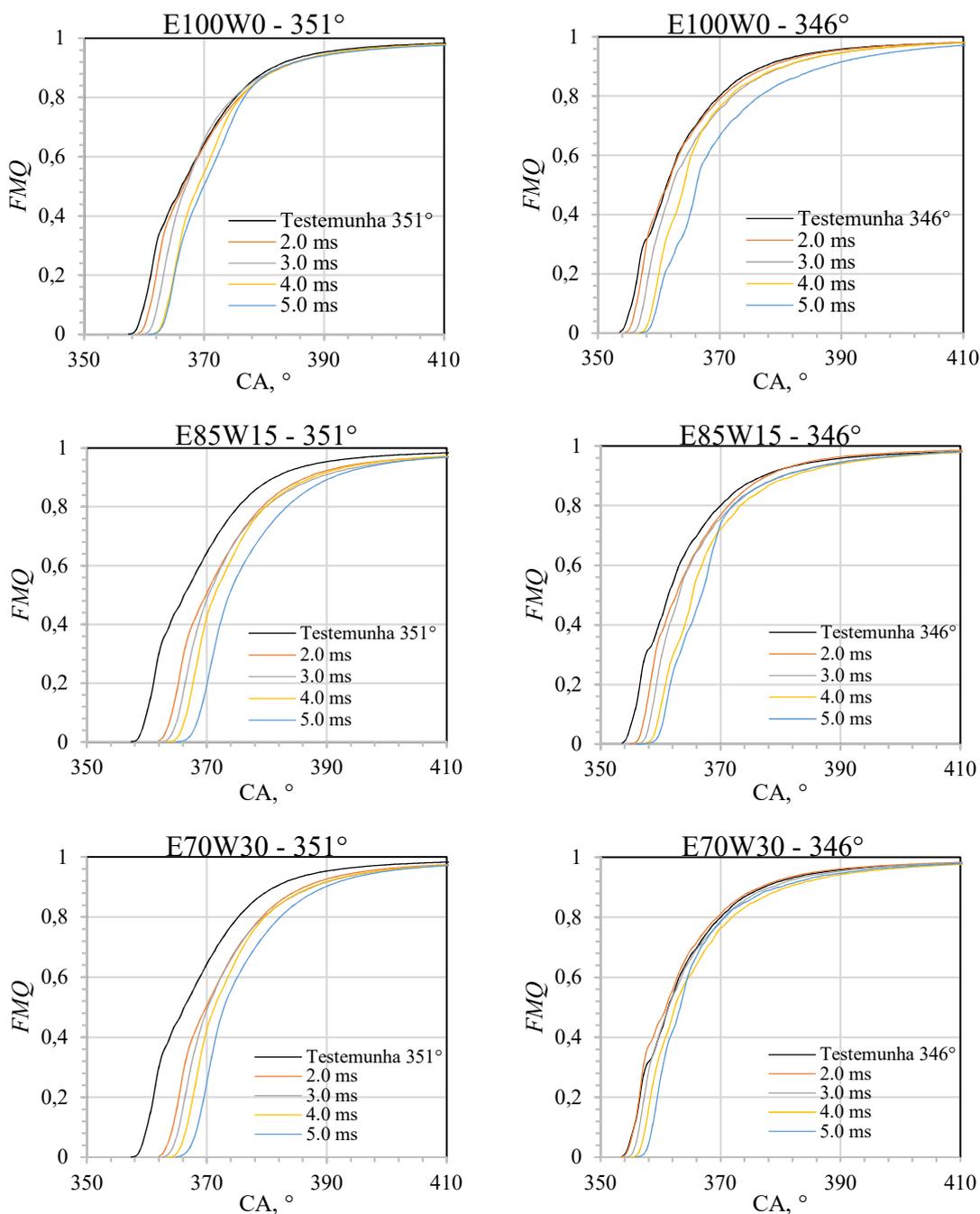


Figura 8.15 – Fração mássica queimada de combustível.

Em função do avanço do pico da liberação de calor acumulada verifica-se que o período após a FMQ igual a 0,9 acaba se estendendo, e por isto nas curvas da Figura 8.15 não atingem a unidade, visando reduzir o tamanho do gráfico. As posições CA10, CA50 e CA90 obtidos a partir das curvas são mostrados na Tabela 8.4.

Tabela 8.4 – Parâmetros obtidos a partir das curvas de fração mássica de combustível queimada: CA10, CA50 e CA90.

		CA10, °	CA50, °	CA90, °	CA10, °	CA50, °	CA90, °
Ponto de injeção diesel		351°			346°		
Testemunha	Tempo	360,0	366,2	381,3	355,6	361,3	377,2
E100W0	2.0	361,1	366,6	382,8	356,3	361,5	378,2
	3.0	362,3	367,0	382,5	357,5	362,3	380,7
	4.0	363,9	369,0	382,6	359,1	364,2	380,7
	5.0	364,1	369,9	382,4	359,8	366,2	387,3
E85W15	2.0	364,2	369,9	386,7	357,4	362,6	377,9
	3.0	365,4	370,3	388,6	358,4	363,1	380,2
	4.0	366,7	371,3	387,6	359,8	365,3	381,3
	5.0	368,9	373,7	391,0	360,7	366,8	380,6
E70W30	2.0	364,3	369,9	386,2	355,6	360,9	376,6
	3.0	365,4	370,3	387,7	356,5	361,4	378,3
	4.0	366,6	371,3	387,4	357,5	362,4	381,1
	5.0	368,4	372,9	389,7	358,6	363,3	379,8

Com base nos dados apresentados na Tabela 8.4 foram criadas as curvas do atraso da ignição em função da fração energética de etanol, como mostra a Figura 8.16.

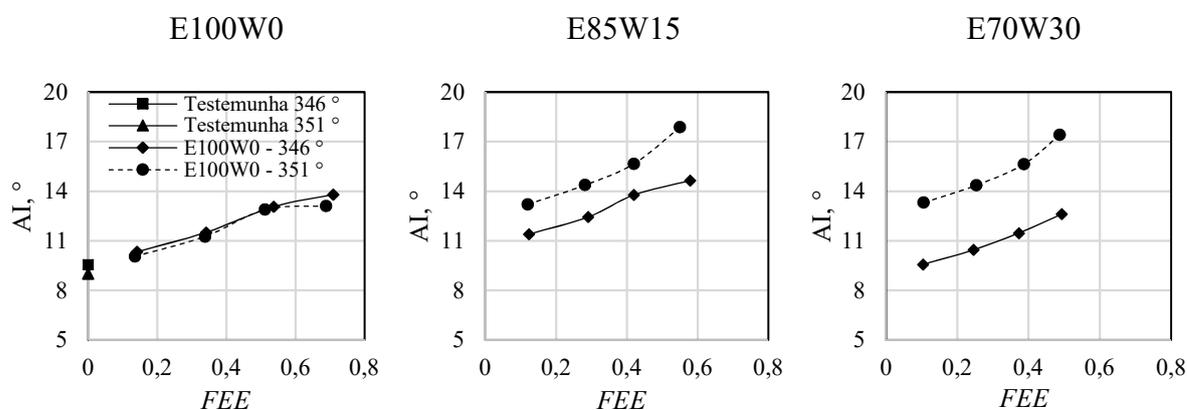


Figura 8.16 – Atraso na ignição em função da fração energética de etanol.

De forma geral nota-se que há aumento no atraso a ignição ao elevar a fração de etanol, efeito que é atribuído na literatura a fatores como a reduzida cetanagem do etanol e a redução da temperatura da carga admitida em função do consumo de calor para vaporização do etanol. Nos ensaios realizados com maior parcela de água e com ponto de injeção igual a 351° verifica-se maior atraso ainda, decorrente da própria presença da água e da injeção tardia do óleo diesel. Para as condições em que a injeção direta ocorreu em 346° é menos acentuada a diferença de posição entre as curvas, indicando que o ponto de injeção do óleo diesel aparentemente afeta mais o atraso na ignição do que a concentração de água no etanol.

Os máximos atrasos obtidos foram iguais a $17,8^\circ$ e $17,4^\circ$ nas condições, respectivamente, E85W15 – 346° e E70W30 – 346° . Nota-se assim que há efetivamente aumento do atraso na ignição em função da maior parcela de água, como sugerido pela literatura. Em comparação com as condições dos ensaios testemunhas também há aparente elevação no atraso da ignição em todos os casos.

A posição do virabrequim na qual 50% do combustível foi queimado (CA50) apresentou avanço em função do aumento da fração energética de etanol em todas as condições, como mostram os gráficos da Figura 8.17. Em comparação com as curvas de taxa de liberação de calor, nota-se que o valor CA50 de cada condição está localizado entre o final do primeiro pico de liberação de calor e o início do segundo pico, para todas as curvas.

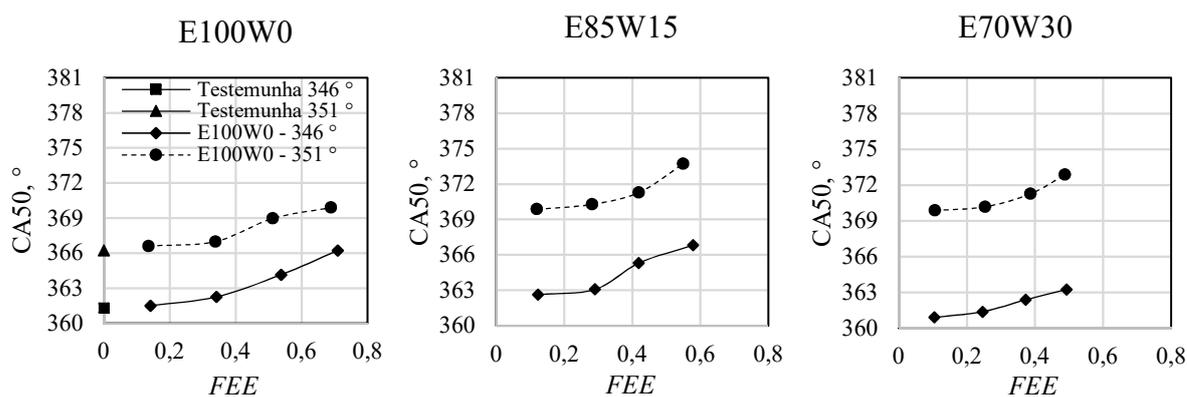


Figura 8.17 – Posição CA50 em função da fração energética de etanol.

Em relação a duração total da combustão, no período CA10-90, não foi possível detectar algum comportamento, ou tendência, de redução ou elevação da duração de combustão principalmente pela dificuldade na definição precisa do final da combustão, fato já relatado na literatura, apesar de diversos artigos citarem que o aumento do atraso na ignição causa redução no período da combustão.

8.4.4 Desempenho do motor

Durante os ensaios o motor esteve acoplado a um dinamômetro de correntes parasitas responsável pela aplicação da carga, no qual uma célula de carga executava a medição da força produzida pelo esforço torcional do equipamento. O parâmetro fixo (no sistema) foi a velocidade do motor, 1800 rpm, enquanto a carga aplicada era controlada manualmente através do acelerador (pela injeção de óleo diesel) e pela central eletrônica de comando dos bicos injetores de fumigação.

Desta forma, o sistema fazia a aquisição de dados da força e da velocidade, através de um sensor de rotação, e calculava o torque e a potência, neste caso denominada de potência no freio. Com base no trabalho líquido produzido no ciclo, também era calculada pelo sistema a potência indicada. As duas potências, no freio e indicada, foram usadas para calcular as eficiências no freio (η_b) e eficiência indicada (η_i), cujos resultados são apresentados na Figura 8.18.

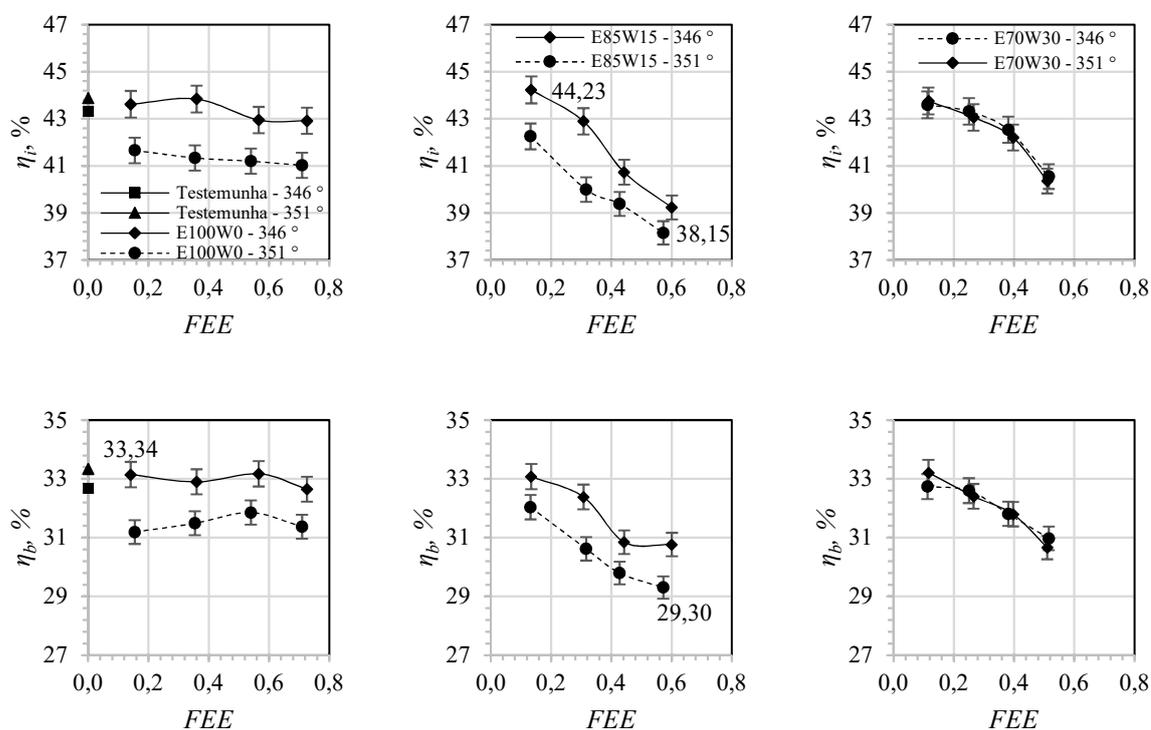


Figura 8.18 – Eficiência indicada e no freio.

Nota-se comportamento semelhantes nos dois tipos de eficiências calculadas, sendo o maior valor obtido das eficiências indicadas igual a 44,23% na condição E85W15 – 346°, em

2.0 ms de injeção, e o menor valor obtido igual a 38,15% na condição E85W15 – 351°, em 5.0 ms de injeção que também coincide com ponto de menor valor de eficiência no freio, igual a 29,30%. A maior eficiência no freio obtida foi na condição testemunha em 351° quando chegou a 33,34%.

Nos ensaios com maior fração de água nota-se que há visível tendência da redução dos valores, tanto em freio como indicada, que pode estar relacionada a combustão incompleta (mais adiante serão expostos os resultados da análise de gases), provocada pela reduzida temperatura da câmara de combustão. Para os ensaios E100W0 e E85W15 há redução das eficiências quando usado ponto de injeção mais próximo do PMS (351°), que pode estar relacionada à combustão tardia e incompleta. Nos ensaios E70W30 é possível que a temperatura na câmara de combustão tenha baixado significativamente ao ponto de não haver diferença entre injetar o combustível mais cedo ou mais tardiamente, em função da significativa quantidade de calor absorvida pela água para vaporização.

As diferenças entre a potência no freio e a potência indicada estão relacionadas às perdas mecânicas, e por isto a relação entre elas é chamada de eficiência mecânica. Durante os testes a eficiência mecânica teve valor médio de 75,92%, com desvio padrão da amostragem igual a 1,72%. Já a potência no freio teve valor médio de 7,08 kW, com desvio padrão de 1,82%, enquanto a média da potência indicada foi 9,33 kW com desvio padrão igual a 1,13%.

Em relação ao consumo específico de combustível, foi calculado em função das duas potências, e os resultados são apresentados na Figura 8.19. A incerteza calculada para estes dados é de 0,5%.

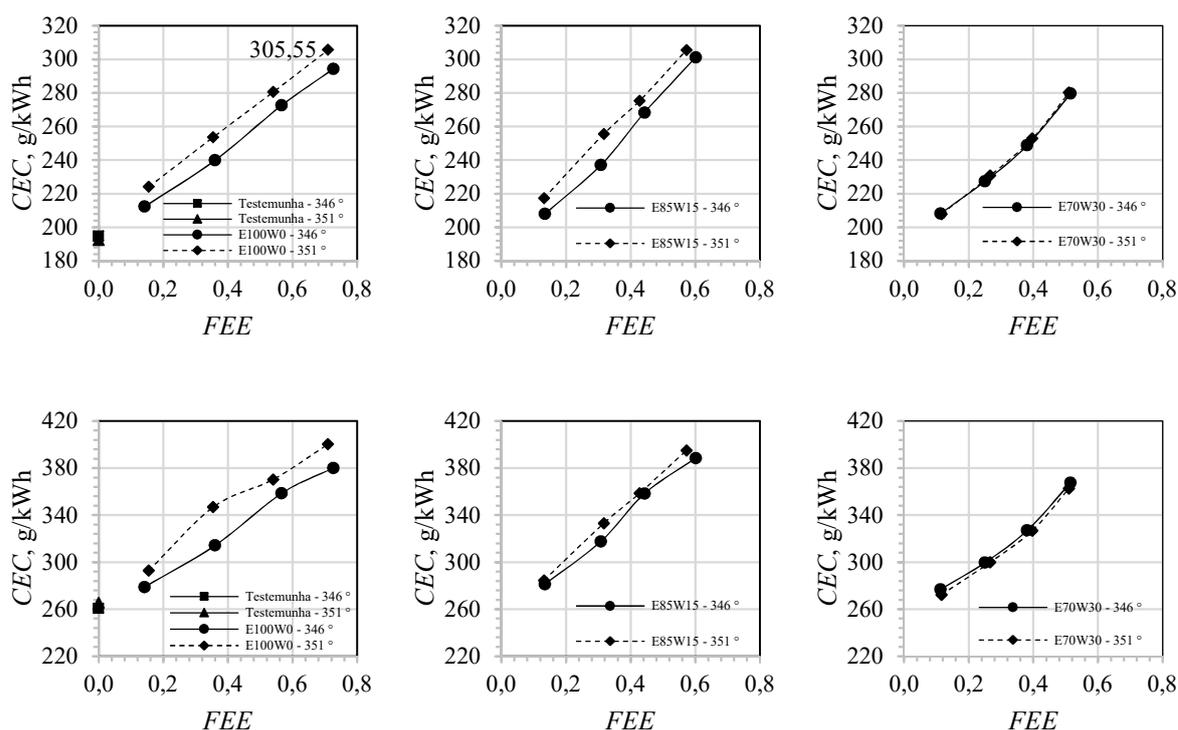


Figura 8.19 – Consumo específico de combustível.

Nota-se progressiva elevação do consumo específico de combustível, independente da potência usada como base. Assim como nas eficiências, as condições E100W0 e E85W15 apresentam maiores consumos quando o ângulo de injeção é 351°, o que não é perceptível nas curvas da condição E70W30. O maior valor obtido foi 305,55 g/kWh, conforme indicado na Figura.

8.4.5 Emissões de CO e NO_x

Foram realizadas as medições de concentração de monóxido de carbono e de óxidos de nitrogênio, e os valores obtidos em unidades de ppm foram convertidos para valores em g/kWh, para cada condição ensaiada. Os resultados são apresentados nos gráficos da Figura 8.20. A incerteza estimada para as emissões de CO é de 4,3% e para o NO_x 4,0%.

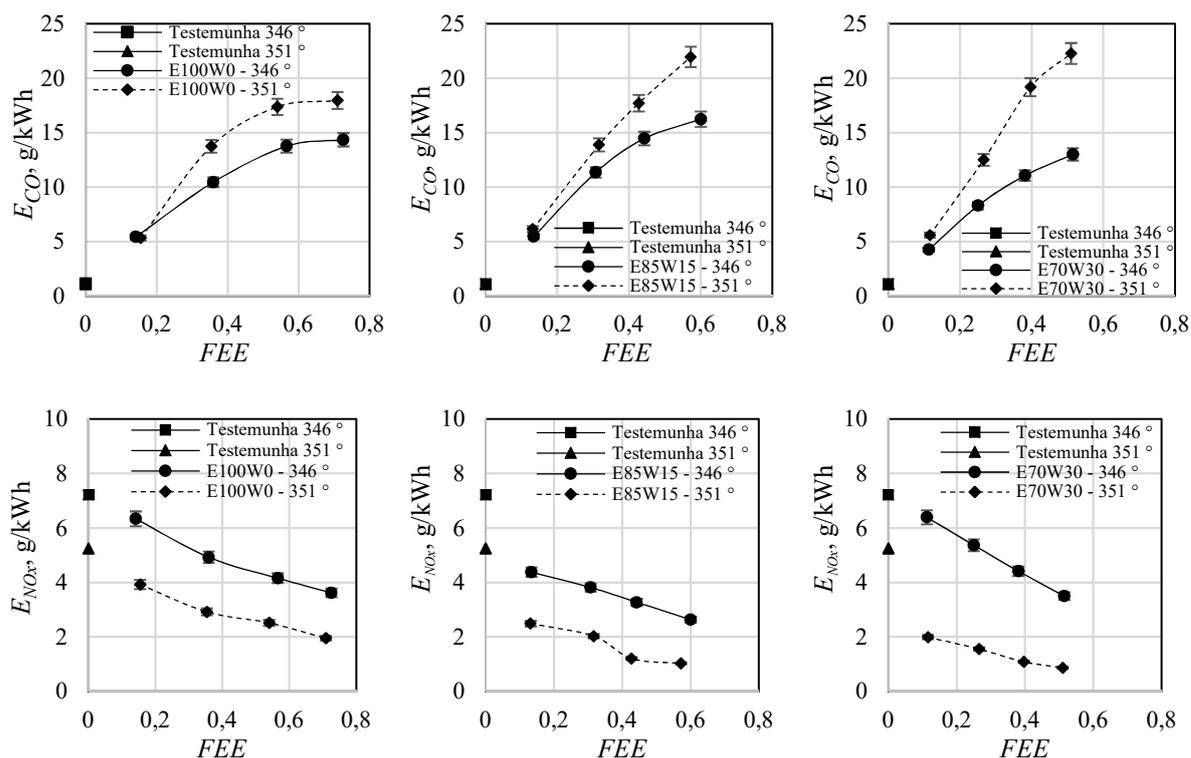


Figura 8.20 – Emissões específicas de CO e de NO_x.

Nota-se o aumento das emissões de CO quando aumentada a fração energética de etanol, caracterizando a ocorrência de combustão incompleta, atribuída provavelmente pela redução da temperatura dentro da câmara de combustão. Paralelamente é possível visualizar que as emissões de NO_x apresentam redução ao aumentar a fração energética de etanol, comportamento que também pode ser explicado pela queda da temperatura dentro da câmara de combustão.

Ao comparar os ensaios testemunha, as emissões de CO praticamente possuem valores iguais, mostrando que a variação do ponto de injeção realizada não conduz a variações significativas no processo de produção de CO, bem como apresentados nos itens anteriores, apresentou pouca variação nos resultados de eficiência e de consumo específico de combustível.

Já nas condições bicompostível, verifica-se que o ponto de injeção direta de 351° causa elevação nas emissões de CO em comparação com o ponto de injeção 346°, o que pode estar ocorrendo em função do menor tempo disponível para a mistura do óleo diesel com a carga pré-admitida, ou ainda pelo excessivo atraso na combustão, não proporcionando a combustão completa.

No caso das emissões de NO_x observa-se o comportamento inverso: há redução das emissões no ponto de 351° em relação ao ponto de 346° . Esta ocorrência também pode estar relacionada aos mesmos fatores que levam ao aumento de CO. A combustão incompleta do óleo diesel reduz a temperatura durante a combustão e isto afeta a produção de NO_x , como explicado na fundamentação teórica.

8.5 Resultados e discussões para os ângulos de injeção de 333° e 326°

Visando avaliar os efeitos do ponto de injeção direta na operação do motor foram realizados ensaios avançando o ponto para 333° e 326° . A intenção inicial era reavaliar todas as condições já testadas nos pontos de 351° e 346° , entretanto, durante os primeiros minutos de operação do motor nestas condições, alguns comportamentos foram observados:

1. Nestas condições, não era possível atingir a carga, fixada em 6 bar, usando apenas óleo diesel, sem que o motor apresentasse significativo ruído característico de detonação. Ao aumentar a dosagem de óleo diesel por meio do acelerador, até aproximadamente a carga de 4 bar havia condição de operação, e partir disto a detonação fazia-se perceptível tanto pela característica sonora como pela da curva de pressão. Portanto, não foi possível obter um resultado de ensaio testemunha para estes dois pontos de injeção.

2. A partir da primeira observação, verificou-se também que não seria possível operar o motor de forma estável com baixas substituições de óleo diesel por etanol, sendo possível operar apenas com tempo de injeção de 5.0 ou 6.0 ms, quando na condição dos ângulos anteriores foi possível operar com menos do que 5.0 ms. Ao reduzir o tempo de injeção de etanol, mais óleo diesel era requerido para manter a mesma carga, o que acarretava em ocorrência de detonação.

3. Na tentativa de fornecer mais etanol e elevar ainda mais a substituição, o valor do VAR_{pmc} aumentava e a curva de pressão perdia sua regularidade, apresentando significativa oscilação na tela do *software*.

Assim, a avaliação para estes pontos de injeção do óleo diesel, na carga de 6 bar, ficou restrita a faixa de injeção de etanol entre 5.0 e 6.0 ms. O consumo de combustíveis e as substituições obtidas são mostradas na Tabela 8.5.

Tabela 8.5 – Consumo de combustíveis e substituições obtidas nos diversos ensaios realizados.

Ensaio	t, ms	\dot{m}_d , g/s	\dot{m}_e , g/s	FME	FEE	λ
E70W30 – 333°	5.0	0,225	0,735	0,743	0,415	1,82
	6.0	0,180	0,914	0,836	0,556	1,87
E70W30 – 326°	5.0	0,258	0,719	0,736	0,407	1,80
	6.0	0,200	0,907	0,819	0,527	1,88
E85W15 – 333°	5.0	0,200	0,700	0,778	0,557	1,90
	6.0	0,241	0,867	0,860	0,688	1,90
E85W15 – 326°	5.0	0,207	0,718	0,776	0,554	1,88
E100W0 – 333°	6.0	0,154	0,777	0,834	0,713	1,86

No ensaio E85W15 – 326° não foi coletado dado na condição de 6.0 ms de injeção por fumigação, pois observou-se que a curva de pressão se tornava muito variável, atrasada e instável, com valores de $VAR_{p_{mc}}$ acima de 7%. No caso do ensaio E100W0 não foi possível estabilizar a operação do motor em nenhuma condição com injeção direta a 326°. Verifica-se assim que há influência da quantidade de água presente no etanol no atraso da ignição, pois a cada vez que a quantidade de água no etanol era reduzida, a estabilização do motor passou a ser mais difícil, sendo no caso do uso de etanol E100W0 possível realizar ensaio em apenas 1 condição (333°), constatando-se ainda que ao reduzir o tempo de injeção para 5.5 ms ou aumentando para 6.5 ms a operação já se tornava instável. O mesmo comportamento foi observado no ensaio E85W15 – 326°. Para os casos de instabilidade não foram registrados dados visando não danificar a instrumentação ou o próprio motor.

8.5.1 Análise da pressão durante os ciclos

De forma geral as pressões máximas obtidas nos ensaios com ângulos de 333° e 326° foram maiores do que as obtidas nos ensaios com ângulos de 346° e 351°, chegando a valores próximos a 90 bar, enquanto nos ensaios anteriores não passaram de 80 bar. O avanço no ângulo de injeção do óleo diesel proporciona maior tempo para ocorrência da mistura entre o óleo diesel e o etanol na câmara de combustão, fazendo com que a combustão seja homogênea em grande região da câmara de combustão, não apenas por difusão na região em volta do *spray*. A Figura 8.21 mostra as curvas de pressão e a Tabela 8.6 mostra alguns dados sobre a curva de pressão.

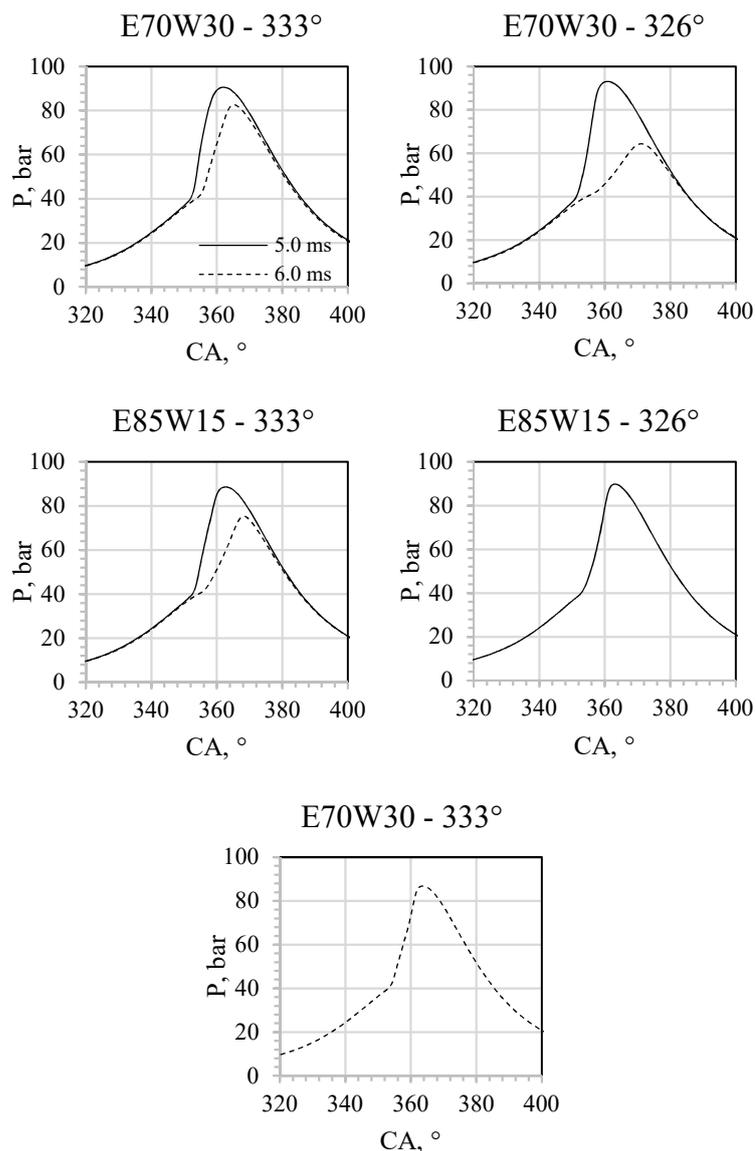


Figura 8.21 – Curvas de pressão dentro do cilindro entre 320° e 400°.

Tabela 8.6 – Dados obtidos através das curvas de pressão dentro do cilindro.

Ensaio	t, ms	P_{\max} , bar – CA, °	$(dp/d\theta)_{\max}$, bar/° – CA, °	VAR_{pmc} , %
E70W30 – 333°	5.0	90,6 – 362,0	10,1 – 354,2	2,2
	6.0	82,6 – 365,2	5,5 – 357,2	2,4
E70W30 – 326°	5.0	93,1 – 360,8	10,1 – 356,0	2,6
	6.0	64,3 – 371,2	2,1 – 366,0	3,1
E85W15 – 333°	5.0	88,5 – 362,8	7,6 – 354,8	2,3
	6.0	75,3 – 368,2	3,7 – 364,6	2,9
E85W15 – 326°	5.0	89,8 – 363,0	8,6 – 359,6	2,6
E100W0 – 333°	6.0	86,8 – 363,6	7,0 – 360,6	2,6

O aumento do tempo de injeção causa atraso no ângulo do pico de pressão, pelo provável atraso na combustão. O aumento da parcela de água no etanol também causa atraso no ângulo de pressão máxima. Os valores do VAR_{pmc} foram coerentes com aqueles obtidos nos ensaios com ângulos de injeção 351° e 346° nas condições de elevadas substituições, ficando acima de 2%. O maior valor de VAR_{pmc} foi igual a 3,1% no ensaio E70W30 – 326° com 6.0 ms de injeção por fumigação, ensaio no qual a curva de pressão (Figura 8.22) teve seu pico significativamente reduzido e atrasado. Os ensaios com 6 ms sempre tiveram maior variabilidade entre ciclos do que os ensaios com 5.0 ms.

Já o parâmetro de aumento de pressão, $dP/d\theta$, apresenta sempre redução quando usado tempos de injeção de 6.0 ms em relação ao ensaio com 5.0 ms. Este comportamento também foi observado na maioria dos ensaios realizados nos pontos de injeção 351° e 346° . Os maiores valores, tanto naqueles ensaios como nestes, foram para a condição que usaram o etanol com maior parcela de água (E70W30). O fato de os valores de elevação de pressão ser maior nas condições de 5.0 ms de injeção mostra que o uso de maiores frações de óleo diesel causaria efetivamente detonação excessiva durante o processo de combustão.

8.5.2 Análise do calor liberado e duração total da combustão

O comportamento geral das curvas de taxa de liberação de calor foi diferente daqueles obtidos para os ângulos de 351° e 346° , como pode ser visto na Figura 8.22.

Nos ensaios com o tempo de injeção de 5.0 ms há maiores picos da taxa de liberação de calor do que nos ensaios com 6.0 ms. As curvas obtidas para as condições E70W30_5.0 em ambos ângulos, e para a condição E85W15 em 326° apresentam característica de rápida combustão em apenas um estágio, com mesmo formato apresentado por Li et al., 2017. As curvas E70W30_6.0, em 326° , e E85W15_6.0, em 333° , também apresentam característica de combustão em apenas uma fase, mas de forma mais lenta. As outras curvas são características de combustão em duas fases.

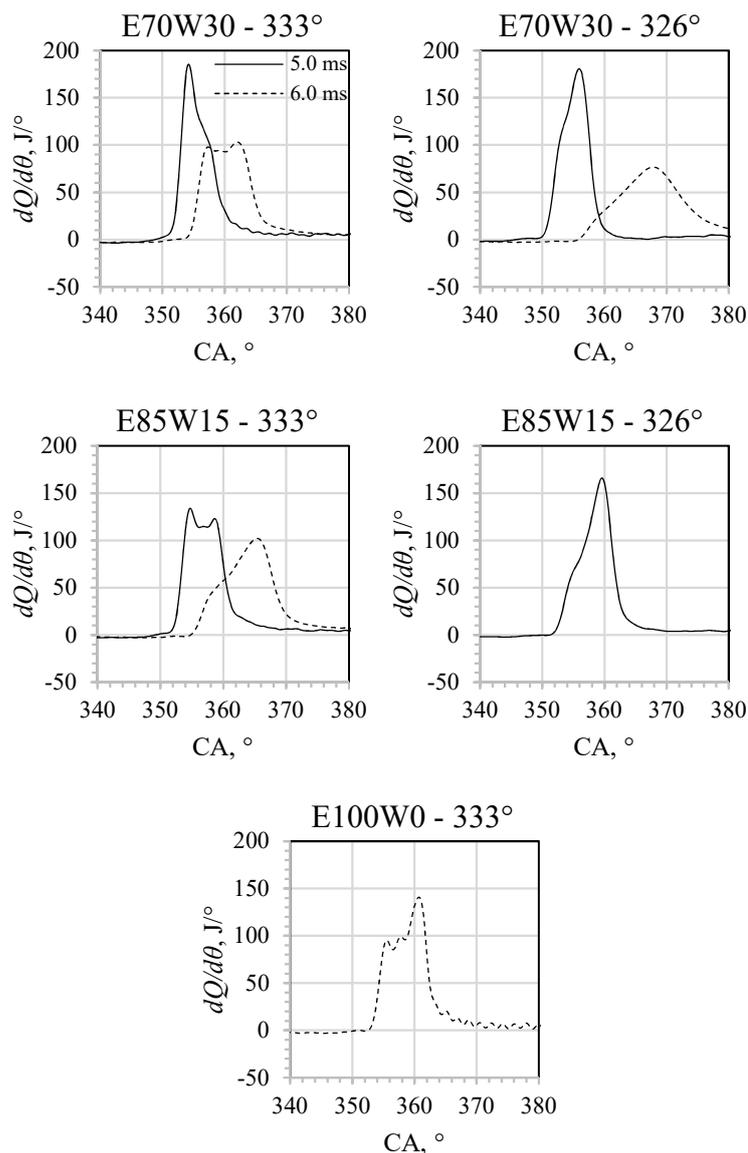


Figura 8.22 – Curvas de taxa de liberação de calor.

Enquanto para os ângulos de 351° e 346° os picos de taxa liberação de calor chegaram, no máximo a 140 J/°, alguns casos mostrados na Figura 8.6 ultrapassam 180 J/°, caracterizando ainda mais a afirmação de que há combustão em apenas uma fase e de forma rápida. A curvas de calor liberado acumulado durante a combustão são mostradas na Figura 8.23.

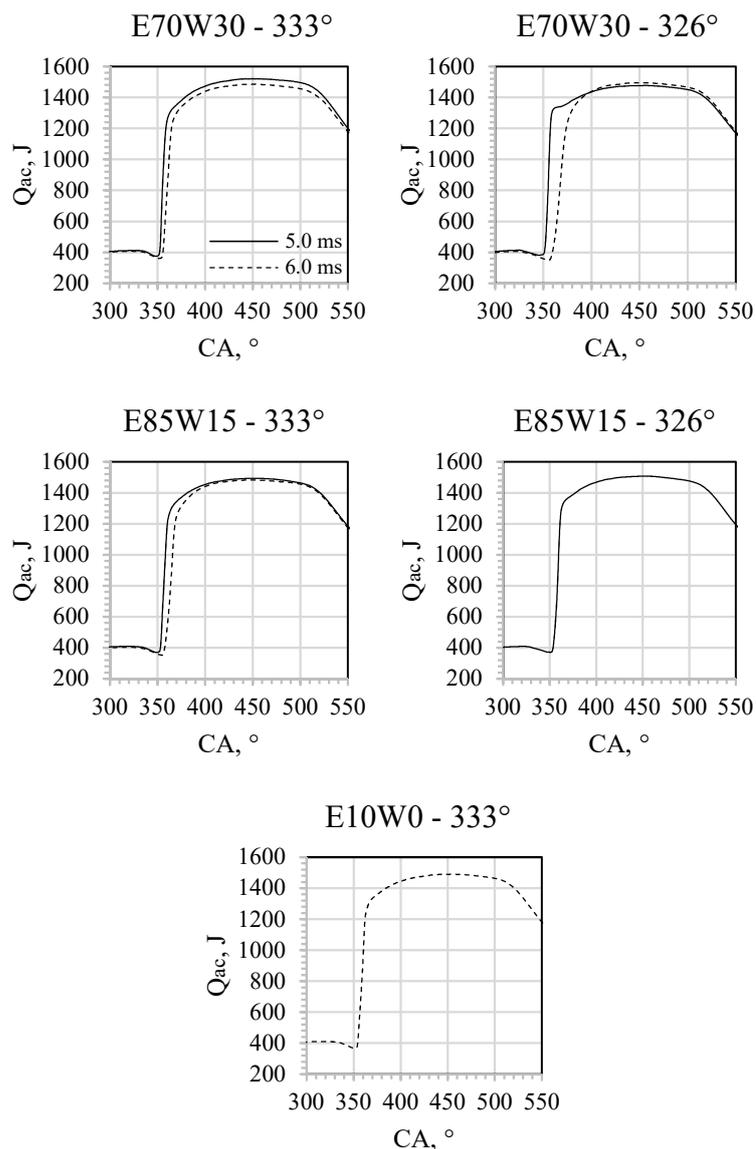


Figura 8.23 – Calor liberado acumulado.

Assim como nos resultados obtidos para os ângulos de 346° e 351° nota-se um patamar na região próxima ao máximo. Há também visivelmente maior inclinação da rampa de calor acumulado em relação aos resultados dos outros ângulos, o que caracteriza a maior taxa de liberação de calor já apresentada anteriormente. Destaca-se a curva do ensaio E70W30_5.0, em 326°, que apresentou maior inclinação entre todas as curvas. Com base nestas curvas foram então delimitados o início e final da combustão, com suas posições mostradas na Tabela 8.7.

Tabela 8.7 – Intervalos totais de combustão.

Ensaio	t, ms	CA _{ic} , °	CA _{fc} , °	Duração, °
E70W30 – 333°	5.0	348,8	458,0	109,2
	6.0	351,8	452,8	101,0
E70W30 – 326°	5.0	345,8	454,8	109,0
	6.0	356,2	450,2	94,0
E85W15 – 333°	5.0	349,4	451,2	101,8
	6.0	355,2	455,8	100,6
E85W15 – 326°	5.0	352,2	453,5	101,3
E100W0 – 333°	6.0	353,0	446,8	93,8

8.5.3 Análise da fração mássica de combustível queimada e parâmetros correlacionados

A partir dos intervalos de combustão foram calculadas as curvas de fração mássica de combustível queimado, mostradas na Figura 8.24, e as posição de 10, 50 e 90% do combustível queimado, mostradas na Tabela 8.8.

Tabela 8.8 – Parâmetros obtidos a partir das curvas de fração mássica de combustível queimada: CA10, CA50 e CA90.

Ensaio	t, ms	CA10, °	CA50, °	CA90, °	AI, °	CA10-90, °
E70W30 – 333°	5.0	354,1	361,8	378,0	21,1	23,9
	6.0	356,5	361,1	375,4	23,5	18,8
E70W30 – 326°	5.0	352,7	356,4	373,1	26,7	20,3
	6.0	360,6	367,4	378,3	34,6	17,7
E85W15 – 333°	5.0	354,2	358,9	379,2	21,2	25,0
	6.0	358,6	364,2	373,8	25,6	15,2
E85W15 – 326°	5.0	355,0	359,2	370,9	29,0	15,8
E100W0 – 333°	6.0	355,5	361,1	381,2	22,5	25,7

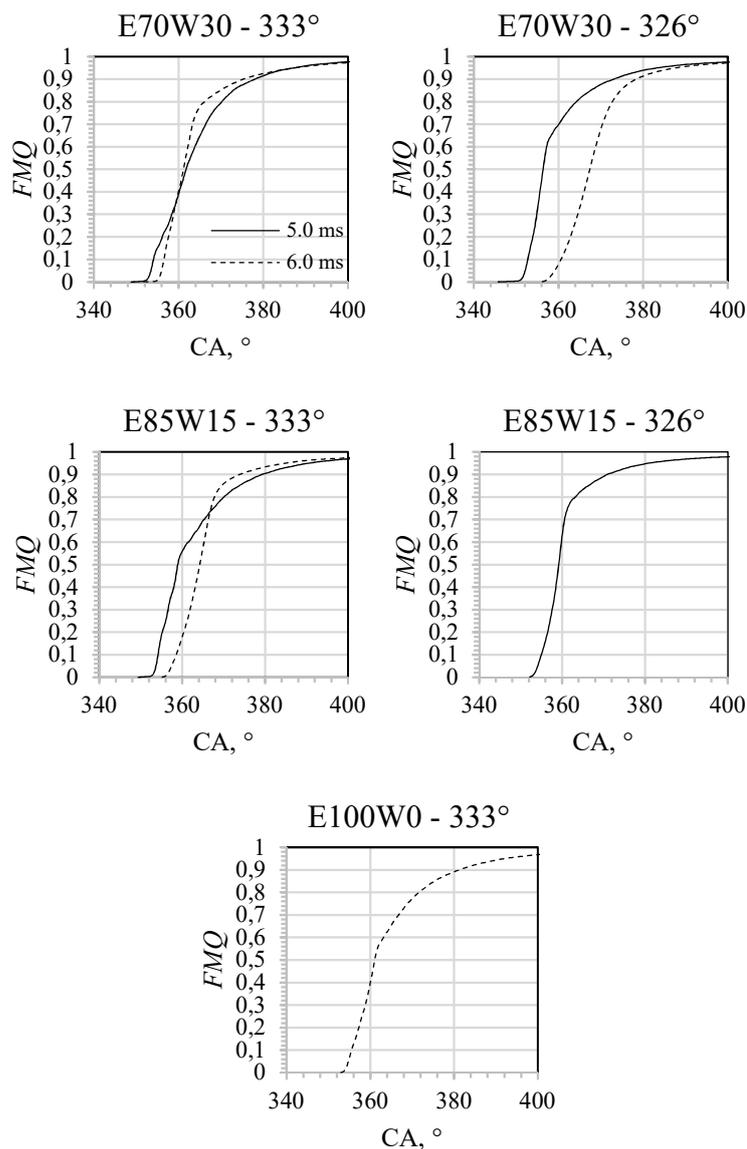


Figura 8.24 – Fração mássica de combustível queimada.

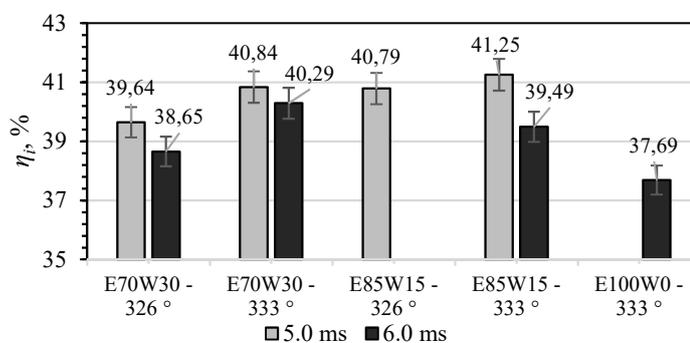
O máximo atraso na ignição apresentado nos resultados anteriores para os ângulos de 346° e 351° foi igual a $17,9^\circ$, na condição E85W15_5.0, em 351° . Nota-se nos resultados da Tabela 8.2 que todos valores obtidos foram acima do máximo obtido nos ensaios anteriores, destacando-se a condição E70W30_6.0 ms, em 326° , com atraso igual a $34,6^\circ$. O aumento do tempo de fumigação aumenta o atraso na ignição em todos os casos, da mesma forma que nos ensaios com os outros ângulos.

Em relação ao intervalo CA10-90 nota-se que há redução da duração deste intervalo em função do aumento do tempo de fumigação, bem como há também redução do intervalo total de combustão, segundo os dados da Tabela 8.8 apresentada anteriormente. Esta redução deve-se ao fato do aumento do atraso na ignição, o que faz com que a combustão ocorra mais

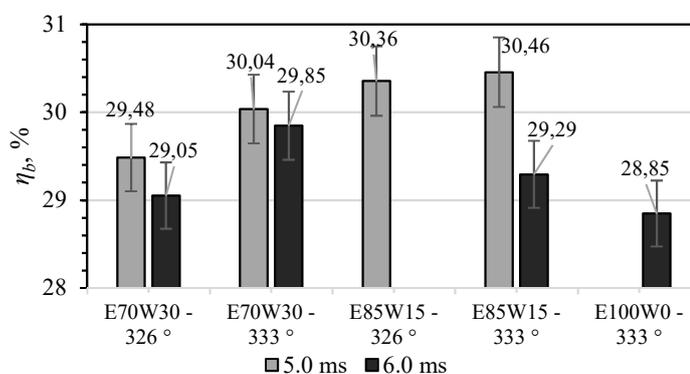
rapidamente em função da maior disponibilidade de tempo para pré-mistura, reduzindo o período de combustão difusiva. Estes resultados são coerentes com aqueles apresentadas na Figura 8.24, sendo que maiores atrasos causam redução do tempo de combustão e aumento da taxa de liberação de calor, segundo a literatura. Para o caso E70W30_6.0, em 326°, por exemplo, houve o maior atraso na ignição ao mesmo tempo que o intervalo CA10-90 foi reduzido, enquanto a taxa de liberação foi elevada e a forma da curva foi caracterísitica de combustão rápida em apenas uma fase. Espera-se também que está condição apresente valores de eficiência.

8.5.4 Desempenho do motor

As eficiências indicadas e em freio, são apresentadas na Figura 8.25 e o consumo específico de combustível na Figura 8.26. Optou-se por usar os gráficos de barras pela melhor visualização em função dos poucos números de pontos possíveis de ensaiar, que não permitiram compor uma linha de tendência. Apesar de não apresentadas nos gráficos as *FEE* os valores já foram explicitados anteriormente na Tabela 8.5 e podem ser consultados nesta.



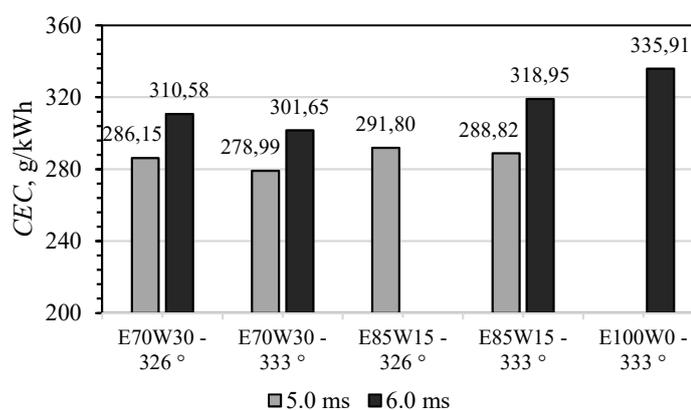
(a)



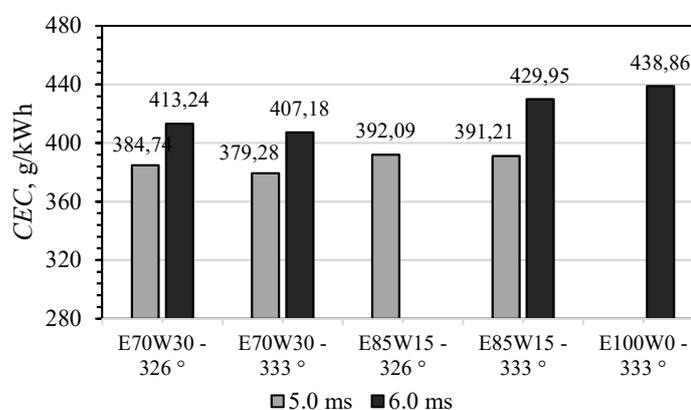
(b)

Figura 8.25 – Eficiência: (a) indicada; (b) no freio.

Quando possível realizar ensaio em 5.0 e 6.0 ms, a eficiência foi maior na condição de menor tempo de injeção, o que é coerente com o aumento no atraso na ignição e redução do período de combustão, CA10-90. A menor eficiência foi no único ensaio possível de realizar com etanol E100W0 – 333°, sendo que nesta condição houve dificuldade de estabilizar a operação do motor quando aumentado ou reduzido o tempo de injeção. A eficiência mecânica média foi igual a 74,6%, com desvio padrão de 1,27%, em geral também notou-se que a eficiência mecânica aumentou na condição de 6.0 ms em relação a condição de 5.0 ms.



(a)



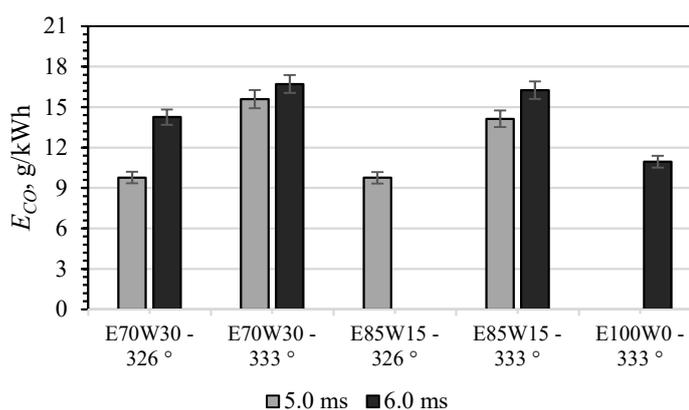
(b)

Figura 8.26 – Consumo específico de combustível: (a) com base na potência indicada; (b) com base na potência no freio.

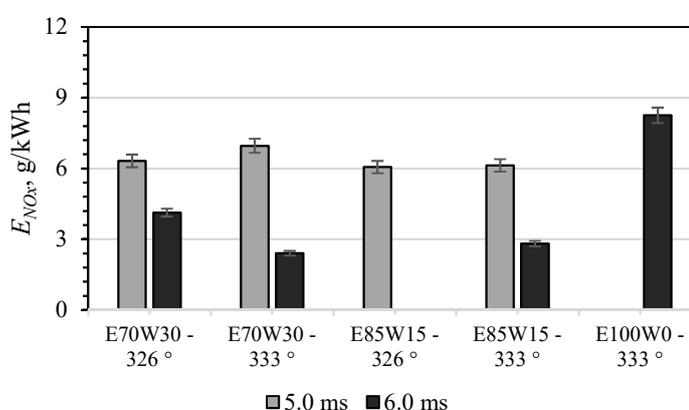
No caso do consumo específico de combustível, o comportamento é inverso da eficiência, pois o aumento do tempo de injeção causa aumento do consumo específico. O maior consumo foi no mesmo ensaio de menor eficiência (E100W0 – 333°). A incerteza foi de 0,5% para os casos da Figura 8.26.

8.5.5 Emissões de CO e NO_x

O cálculo das emissões específicas foi realizado com base na potência indicada para todos os casos, inclusive para os resultados apresentados anteriormente relativos aos outros ângulos de injeção. Os resultados para os ângulos de 333° e 326° são apresentados na Figura 8.27.



(a)



(b)

Figura 8.27 – Emissões específicas: (a) monóxido de carbono; (b) óxidos de nitrogênio.

Há a mesma tendência de aumento nas emissões de CO e redução das emissões de NO_x já relatadas para os outros ângulos de injeção, que podem ser explicadas pelos mesmos motivos já explanados no item 8.4.5. Em relação aos ângulos de injeção os resultados continuam apresentando a mesma tendência de queda nas emissões de CO quando o ponto de injeção é avançado, reforçando a hipótese de que o maior tempo disponível para a mistura do óleo diesel com a carga pré-misturada contribui para que a combustão ocorra de forma mais eficiente.

Também há mesma tendência de redução das emissões de NO_x com o aumento da fração de etanol, da mesma forma que apresentado nos resultados no item 8.4.5, entretanto, não há redução destas emissões em relação aqueles resultados, o que também pode ser atribuído a melhor queima do óleo diesel em função do maior tempo para sua difusão e consequente aumento da temperatura durante a combustão.

8.6 Conclusões parciais

As principais conclusões referentes aos resultados obtidos com os ensaios no motor Ricardo foram:

- a) O uso do sistema de aquisição de dados que permite a visualização instantânea da curva de pressão dentro do cilindro foi fundamental para avaliar a estabilidade da combustão, principalmente nas condições em que o ângulo de injeção do óleo diesel foi mais afastado do PMS;
- b) Há efetivamente aumento no atraso da ignição e redução da duração da combustão quando usada fumigação do etanol hidratado ou altamente hidratado, entretanto este fato não resultou em maiores eficiências como relatado pela literatura, sendo a condição E100W0 aquela em que, ao menos, a eficiência não apresentou tendência de queda tão acentuada;
- c) A melhor condição de eficiência, com fumigação, aparentemente está entre os ângulos de 333° e 346° , podendo condições intermediárias serem investigadas mais detalhadamente futuramente. Há elevação dos picos de pressão e melhora no comportamento das curvas de pressão quando adiantado o ponto de injeção, o que também é um fator a ser investigado nestas condições intermediárias;
- d) Apesar do uso do etanol com maior fração de água causar redução nas eficiências e aumento do consumo específico, considera-se que seu uso seja viável tecnicamente por promover a substituição de parcelas de combustível fóssil por outro renovável;
- e) No caso do uso do etanol E100W0 a redução da eficiência não foi tão acentuada, mostrando assim maior viabilidade de seu uso. Também apresenta menores níveis de emissão de CO do que as misturas E85W15 e E100W0. As emissões de NO_x são maiores, mas ainda assim abaixo daquelas obtidas nas condições dos ensaios testemunha;

- f) O comportamento de queda de eficiência e aumento do consumo específico apresenta coerência com o aumento das emissões específicas de CO, que representa a emissão de combustível parcialmente oxidado. É provável que as concentrações de HC também tenham aumentado, apesar da impossibilidade de sua medição.

Em geral alguns aspectos relatados na literatura foram observados, principalmente com os pontos de injeção direta mais avançados (326° e 333°), nos quais foi possível notar mais acentuadamente, por exemplo, o maior atraso na ignição quando aumentado o tempo de fumigação.

9 CONCLUSÕES GERAIS

Com base nos ensaios realizados e nos resultados obtidos foi possível observar de forma geral o comportamento dos motores de ignição por compressão quando submetidos ao processo de fumigação de etanol ou de etanol com elevadas frações de água. Qualitativamente observou-se que os motores aceitam facilmente o uso desta técnica, sem grandes alterações, como relatado na literatura, permitindo elevadas frações de substituição do óleo diesel, mostrando a versatilidade desta técnica em relação às demais que viabilizam o uso de etanol em motores de ignição por compressão. Entretanto, de um motor para o outro notou-se diferenças em diversos aspectos, e isto leva a concluir que para cada tipo, ou até modelo, de motor, é necessária realização de testes iniciais e avaliação de faixas de substituição viáveis. Este fato também é reforçado pela diversidade de resultados que foram encontrados na literatura, segundo os dados compilados nos Quadro 3.1 e 3.2.

Com relação ao aspecto do uso do etanol com maiores frações de água do que o convencional, notou-se que há redução do desempenho, em termos de eficiência, tanto para o motor Agrale quanto para o motor Ricardo, apesar do aumento no atraso da ignição proporcionado pela presença da água, que foi mais notável nos ensaios com o motor Ricardo com injeção direta em 326° e 333°. Em comparação com o ensaio testemunha, no caso do motor Agrale o uso do etanol com elevadas frações de água apresenta elevação da eficiência, enquanto no caso do motor Ricardo, houve redução, reforçando a hipótese de que cada tipo de motor apresentará reações diferentes ao processo de fumigação.

Em termos de emissões de gases, nota-se que há relação inversa entre o comportamento das emissões de CO e de NO_x, ambas embasadas na mesma constatação de que a temperatura durante o processo de combustão acaba reduzindo em função da utilização do etanol, e no caso de uma aplicação em um motor na indústria, deve-se avaliar quais as condições de limites emissivos que devem ser respeitadas. Há ainda de se avaliar as emissões de HC não queimados, as quais não foram verificadas pela falta do equipamento para tal. Neste aspecto é possível considerar que os resultados são parcialmente conclusivos, pois apesar das emissões de CO serem um indicativo da presença de HC, não é possível afirmar com exatidão. Como principal contribuição deste aspecto para a literatura fica a avaliação das emissões quando fumigado etanol com maiores frações de água, e em pontos de injeção diferentes, como realizado no motor Ricardo.

Na avaliação realizada no capítulo 6, cabe lembrar que os estudos presentes na literatura, realizados com diferentes excessos de ar, consistem na variação da carga do motor, e nunca restringindo efetivamente a vazão de ar, como realizado neste trabalho, e este é considerado um aspecto novo deste trabalho, não relatado na literatura. Apesar dos ensaios realizados com a borboleta totalmente aberta terem apresentado melhores resultados em termos de eficiência e consumo de combustível, não foi possível avaliar de forma mais aprofundada os efeitos na combustão, pois na época da execução destes testes não se contava com a disponibilidade do transdutor de pressão.

Quando comparados os diferentes pontos de injeção direta do óleo diesel dentro da câmara de combustão (resultados do capítulo 8), conclui-se que os pontos mais avançados acabam limitando a faixa de substituição àquelas mais elevadas, em função do atraso na combustão causado pela baixa cetanagem do etanol. Este combustível mostra-se efetivamente o responsável pelo atraso na ignição, sendo esta constatação mais clara nos ensaios com ponto de injeção avançado. A alteração perceptível de forma, inclusive visual, no formato da curva de pressão em função da posição do virabrequim e no formato da curva de liberação de calor, mostram que há possibilidade efetiva da execução da combustão em tempo mais curto, e em apenas uma fase composta de combustão de carga pré-misturada, o que reduz a produção de poluentes como material particulado e NO_x . Esta condição específica não é passível de ser atingida quando o ponto de injeção direta é mais próximo ao ponto morto superior.

Apesar deste fato positivo, notou-se redução das eficiências quando o ponto de injeção é avançado em relação aos pontos de injeção mais próximos do ponto morto superior, o que pode ocorrer pelo fato da condensação de óleo diesel nas paredes do cilindro. O bico injetor é original, e possui furos com disposição angular aptos para injeção dentro da câmara de combustão, também em formato original, e no caso da injeção excessivamente adiantada, ocorre que o *spray* de óleo diesel é direcionado para o topo do pistão, isto é, para a região ao redor da câmara da combustão, promovendo sua condensação. Assim, adaptações no bico injetor e na câmara de combustão provavelmente proporcionariam melhorias neste aspecto e possíveis melhorias nas eficiências.

O uso das frações de etanol de forma escalonada, como realizado em todas as análises, mostrou-se bastante ilustrativo para demonstrar o comportamento das variáveis em função do uso da fumigação, pois houve em todos os casos ensaiados efetiva relação mostrada através de linhas de tendência, sem desvios significativos que comprometessem a análise, como um ponto excessivamente fora da curva. Este resultado é considerado positivo, pois não há na literatura trabalhos que tenham realizado variações da fração de fumigação tão detalhadas

como neste trabalho, especialmente no capítulo 7, no qual foram ensaiadas 6 frações de substituição diferentes, e mesmo com este nível de detalhamento ainda foi possível avaliar efetivas diferenças entre cada condição, a cada aumento de 1.0 ms de injeção, indicando uma boa condução dos testes e aplicação da instrumentação quanto a sua resolução.

Um dos objetivos específicos quando se iniciou o trabalho era, a partir dos resultados obtidos, estabelecer condições paramétricas nas quais o uso da fumigação fosse viável. Entretanto, esta avaliação tornou-se um tanto complexa quando, por exemplo, para dada condição havia melhora na eficiência, mas aumento das emissões, tornando-se então a questão chave avaliar se um ou outro era mais aceitável. Por fim esta avaliação não foi realizada, mas considera-se que variar outros parâmetros do motor, como razão de compressão ou aspectos de geometria, podem fazer com que resultados divergentes possam vir a ter avaliação positiva simultaneamente.

Como sugestões para continuidade deste trabalho, as mais eminentes listadas pelo autor visando melhorias nas condições de operação, são:

- a) Estudar os efeitos em outras cargas, principalmente menores, e em outras rotações visando avaliar a estabilidade da combustão e elaborar um mapa;
- b) Estudar os efeitos do uso de EGR ou do pré-aquecimento do ar na admissão, tentando reduzir os efeitos de resfriamento causados pela vaporização do etanol e da água. Este aquecimento pode ser realizado com aproveitamento do calor residual dos gases de exaustão;
- c) Aprofundar mais o estudo entre os ângulos de injeção direta entre 333° e 346°, no motor Ricardo, e avaliar os efeitos na combustão, no caso do motor Agrale;
- d) Alterar os sistemas de injeção dos motores de injeção mecânica para eletrônico *common rail*, e alterar a geometria de pistões.

Além das sugestões listadas acima, uma análise mais detalhada dos resultados, principalmente do capítulo 8, poderá expressar se em alguma das condições o motor operou em modo RCCI, o que parece bastante característico pelas curvas de pressão e liberação de calor obtidas nos ensaios com ângulos de injeção direta iguais a 326° e 333°. Isto seria mais uma condição pouco explorada na literatura, pois normalmente consegue-se atingir operação em RCCI com elevadas pressões de injeção, em sistemas eletrônicos, além de injeção em mais de uma etapa.

Por fim, considera-se que foi possível atingir o objetivo de uma tese de doutorado, explorando dados e condições que não são apresentadas na literatura, ou que são exploradas com pequeno nível de detalhamento. De forma geral o uso do etanol com elevadas frações de água não se mostrou totalmente inadequado, apesar da piora nos valores de alguns parâmetros, sendo assim, mais uma alternativa para a redução do uso óleo diesel de origem fóssil.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Agrale. **Manual de oficina motores M80-M85-M90-M95.**
[http://manualdeserviço.com/manuales/Varios/Manual-de-taller-motores-Agrale-M80-M85-M90-M93-\(portugu%C3%A9s\)/](http://manualdeserviço.com/manuales/Varios/Manual-de-taller-motores-Agrale-M80-M85-M90-M93-(portugu%C3%A9s)/), 2016, Acesso em: 05-11-2016.

ANP - Agência nacional de petróleo, gás natural e biocombustíveis. **Resolução 19, de 15 de abril de 2015.**

ANP - Agência nacional de petróleo, gás natural e biocombustíveis. **Resolução 30, de 23 de junho de 2016.**

Ambrós, W. M., Lanzanova, T. D. M., Fagundez, J. L. S., Sari, R. L., Pinheiro, D. K., Martins, M. E. S., e Salau, N. P. G. Experimental analysis and modeling of internal combustion engine operating with wet ethanol, **Fuel**, vol. 158, p. 270-278, 2015.

Babiker, M. E., Aziz, A. R. A., Heikal, M. R., Yusup, S., e Adam, A. Effects of Enhancing Cetane Number of Ethanol Fumigation on Diesel Engine Performance and Emissions, **Journal of Engineering and Applied Sciences**, vol. 11(22), p. 12994-12999, 2016.

Bae, C., e Kim, J. Alternative fuels for internal combustion engines, **Proceedings of the Combustion Institute**, vol. 36(3), p. 3389-3413, 2017

Brunetti, F. **Motores de Combustão Interna.** São Paulo: Editora Blücher, 2012, 2v.

Carvalho Junior, J. A., e McQuay, M. Q. **Princípios de Combustão Aplicada.** Florianópolis: Ed. da UFSC, 2007.

Chauhan, B. S., Kumar, N., Pal, S. S., e Du Jun, Y. Experimental studies on fumigation of ethanol in a small capacity Diesel engine, **Energy**, vol. 36, p. 1030-1038, 2011.

Dai, Q., Yao, C. D. Experimental and Computational Studies on Ignition Characteristics of Diesel in a Premixed Ethanol–Air Mixture Atmosphere, **Energy & Fuels**, vol. 26, p. 7140-7146, 2012.

Davis, W. T. **Air Pollution Engineering Manual**. New York: Air & Waste Management Association, 2000.

Dhole, A. E., Yarasu, R. B., e La, D.B. Investigations on the combustion duration and ignition delay period of a dual fuel diesel engine with hydrogen and producer gas as secondary fuels, **Applied Thermal Engineering**, vol. 107, p. 524-532, 2016.

Fagundez, J. L. S., Sari, R. L., Mayer, F. D., Martins, M. E. S., e Salau, N. P. G. Determination of optimal wet ethanol composition as a fuel in spark ignition engine, **Applied Thermal Engineering**, vol. 112, p. 317-325, 2017.

Ferreira, V. P., Martins, J., Torres, E A., Pepe, I. M., e de Souza J. M. S. R. Performance and emissions analysis of additional ethanol injection on a diesel engine powered with A blend of diesel-biodiesel, **Energy for Sustainable Development**, vol. 17, p. 649-657, 2013.

Frias, J. M., Aceves, S. M., e Flowers, D. L. Improving Ethanol Life Cycle Energy Efficiency by Direct Utilization of Wet Ethanol in HCCI Engines, **Journal of Energy Resources Technology**, vol. 129, p. 332-337, 2007.

Garcia, R. **Combustíveis e Combustão Industrial**. Rio de Janeiro: Interciência, 2002.

Gargiulo, V., Alfe, M., Blasio, G. D., e Beatrice, C. Chemico-physical features of soot emitted from a dual-fuel ethanol–diesel system, **Fuel**, vol. 150, p. 154-161, 2015.

Geo, V. E., Sonthalia, A., Nagarajan, G., Nagalimgan, B. Studies on performance, combustion and emission of a single cylinder diesel engine fuelled with rubber seed oil and its biodiesel along with ethanol as injected fuel, **Fuel**, vol. 209, p. 733-741, 2017.

Geng, P., Cao, E., Tan, Q., Wei, L. Effects of alternative fuels on the combustion characteristics and emission products from diesel engines: A review, **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, vol. 71, p. 523-534, 2017.

Ghadikolaie, M. A., Cheung, C. S., Yung, e K. F. Study of combustion, performance and emissions of a diesel engine fueled with ternary fuel in blended and fumigation modes, **Fuel**, vol. 235, p. 288-300, 2019.

Goldsworthy, L. Fumigation of a heavy duty common rail marine diesel engine with ethanol–water mixtures, **Experimental Thermal and Fluid Science**, vol. 47, p. 48-59, 2013.

Hansdah, D., e Murugan, S. Bioethanol fumigation in a di diesel engine, **Fuel**, vol. 130, p. 324-333, 2014.

Hebbar, G. S., e Bhat, A. K. Diesel Emission Control by hot EGR and Ethanol Fumigation; an Experimental Investigation, **International Journal of Modern Engineering Research**, vol. 2(4), p. 1486-1491, 2012.

Heywood, J. B. **Internal Combustion Engine Fundamentals**. New York: McGraw-Hill, 1988.

Imran, A., Varman, M., Masjuki, H. H., e Kalam, M. A. Review on alcohol fumigation on diesel engine: A viable alternative dual fuel technology for satisfactory engine performance and reduction of environment concerning emission, **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, vol. 26, p. 739–751, 2013.

INMETRO. **Avaliação de dados de medição: Guia para a expressão de incerteza de medição – GUM 2008**. Duque de Caxias, RJ: INMETRO/CICMA/SEPIN, 2012.

Jamrozik, A., Tutak, W., Gruca, M., e Pyrc, M. Performance, emission and combustion characteristics of CI dual fuel engine powered by diesel/ethanol and diesel/gasoline fuels, **Journal of Mechanical Science and Technology**, vol. 32(6), p. 2947-2957, 2018.

Jamuwa, D. K., Sharma, D., e Soni, S. L. Experimental investigation of performance, exhaust emission and combustion parameters of compression ignition engine with varying ethanol energy fractions, **Energy**, vol. 127, p. 544-557, 2017.

Jamuwa, D. K., Sharma, D., e Soni, S. L. Experimental investigation of performance, exhaust emission and combustion parameters of stationary compression ignition engine using ethanol fumigation in dual fuel mode, **Energy Conversion and Management**, vol. 115, p. 221-231, 2016.

Karim, G. A. Combustion in gas fueled compression: ignition engines of the dual fuel type, **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, vol. 128, p. 837-836, 2003.

Kline, S. J., e McKlinton, F. A. **Describing the uncertainties in single sample experiments**. Mechanical Engineering, pages 3-8, 1953.

Kotas, T. J. **The Exergy Method of Thermal Plant Analysis**. University of London: London, 1985.

Lopéz, A. F., Cadrazco, M., Agudelo, A. F., Corredor, L. A., Velez, J. A., e Agudelo, J. R. Impact of n-butanol and hydrous ethanol fumigation on the performance and pollutant emissions of an automotive diesel engine, **Fuel**, vol. 153, p. 483-491, 2015.

Li, J., Yang, W., e Zhou, D. Review on the Management of RCCI Engines, **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, vol. 69, p. 65-79, 2017.

Liu, H., Ma, G., Hu, B., Zheng, Z., e Yao, M. Effects of Port Injection of Hydrous Ethanol on Combustion and Emission Characteristics in a Dual-Fuel Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) Mode, **Energy**, vol. 154, pp. 592-602, 2018.

Mariasiu, F., Burnete, N. V., Moldovanu, D., Varga, B. O., Iclodean, C., e Kocsis, L. Effects of bioethanol ultrasonic generated aerosols application on diesel engine performances, **Thermal Science**, vol. 19, p. 1931-1941, 2015.

Martins, N. **Manual de medição de vazão através de placas de orifício, bocais e venturis**. Interciência. Rio de Janeiro: 1998.

Martins, J. **Motores de Combustão Interna**. Porto: Publindústria, 2013.

Mendera, K. Z., Spyra, A., e Smereka, M. Mass Fraction Burned Analysis, **Journal of KONES Internal Combustion Engines** 2002 No. 3-4 ISSN 1231 - 4005.

Morsy, M. H. Assessment of a direct injection diesel engine fumigated with ethanol/water mixtures, **Energy Conversion and Management**, vol. 94, p. 406–414, 2015.

Munsin, R., Laonual, Y., Jugjai, S., Matsuki, M., e Kosaka, H. Effect of glycerol ethoxylate as an ignition improver on injection and combustion characteristics of hydrous ethanol under CI engine condition, **Energy Conversion and Management**, vol. 98, p. 282-289, 2015.

Nour, M., Kosaka, H., Sato, S., Bady, M., Rahman, A. K. A., e Uchida, K. Effect of ethanol/water blends addition on diesel fuel combustion in RCM and DI diesel engine, **Energy Conversion and Management**, vol. 149, p. 228-243, 2017.

Oliveira, A., Morais, A. M., Valente, O. S., e Sodr e, J. R. Combustion, performance and emissions of a diesel power generator with direct injection of B7 and port injection of ethanol, **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, vol. 39(4), p. 1087-1096.

Padala, S., Kook, S., e Hawkes, E. R. Effect of Ethanol Port-Fuel-Injector Position on Dual-Fuel Combustion in an Automotive-Size Diesel Engine, **Energy & Fuels**, vol. 28, p. 340-348, 2014.

Pannirselvam, A., Ramajayam, M., Ramajayam, V., Arulselvan, S., e Karthikeyan, G. Experimental Studies on the Performance and Emission Characteristics of an Ethanol Fumigated Diesel Engine, **International Journal of Engineering Research and Applications**, vol. 2(2), p. 1519-1527, 2012.

Peng, Z., Megaritis, T., Sung, C. J., Yaga, M., Hellier, P., Tian, G. Advanced Engine Flows and Combustion, **Journal of Combustion**, vol. 2017, 3 p., 2017.

Prodanov, C. C, e Freitas E. C. **Metodologia do Trabalho Científico**: Métodos e Técnicas da Pesquisa e do Trabalho Acadêmico. Editora Feevale, Novo Hamburgo: 2013.

Pulkrabek, Willard W. **Engineering fundamentals of the internal combustion engine**. Upper Saddle River, NJ: Pearson Prentice Hall, 2004.

Rosa, J. S. **Estudo de Um motor Ciclo Diesel Monocilíndrico Bicomustível**, Dissertação de mestrado. Programa de pós-graduação em engenharia mecânica. Universidade do Vale do Rio dos Sinos, São Leopoldo, 2014.

Sahin, Z., Durgun, O., Kurt, M. Experimental investigation of improving diesel combustion and engine performance by ethanol fumigation-heat release and flammability analysis, **Energy Conversion and Management**, vol. 89, p. 175-187, 2015.

Sandalci, T., Karagoz, Y., Orak, E., e Yuksek, L. An Experimental Investigation of Ethanol-Diesel Blends on Performance and Exhaust Emissions of Diesel Engines, **Advances in Mechanical Engineering**, vol. 2014, 8 p., 2014.

Sari, R. L., Golke, D., Enzweiler, H. J., Salau, N. P. G., Pereira, F. M., e Martins, M. E. S. Exploring optimal operating conditions for wet ethanol use in spark ignition engines, **Applied Thermal Engineering**, vol. 138, p. 523-533, 2018.

Situ, R., Ireland, G., Bodisco, T., Brouwn, R. **Thermodynamic Modeling of Ethanol Fumigation in a Diesel Engine**, 20th International Congress on Modelling and Simulation, Adelaide, Australia, 2013.

Surawski, N. C., Ristovski, Z. D., Brown, R. J., Situ, R. Gaseous and particle emissions from an ethanol fumigated compression ignition engine, **Energy Conversion and Management**, vol. 54, p. 145-151, 2012.

Surawski, N. C., Miljevic, B., Roberts, B. A., Brown, R., Bottle, S. E., e Ristovsky, Z. D. Particle Emissions, Volatility, and Toxicity from an Ethanol Fumigated Compression Ignition Engine, **Environmental Science & Technology**, vol. 44, p. 229-235, 2010.

Taylor, C. F. **The internal-combustion engine**. Scranton: International Textbook, 1962.

Telli, G. D., Altafini, C. R., Rosa, J. S., e Costa, C. A. Experimental investigation of a compression ignition engine operating on B7 direct injected and hydrous ethanol fumigation, **Energy**, vol. 165, p. 106-117, 2018.

Telli, G. D. **Análise do desempenho de um motor a combustão de ignição por compressão monocilíndrico no funcionamento bicomcombustível diesel-etanol**, Dissertação de mestrado. Programa de pós-graduação em engenharia mecânica. Universidade de Caxias do Sul, Caxias do Sul, 2018.

Tsang, K. S., Zhang, Z. H., Cheung, C.S., e Chan, T. L. Reducing Emissions of a Diesel Engine Using Fumigation Ethanol and a Diesel Oxidation Catalyst, **Energy and Fuels**, vol. 24 (11), p. 6156–6165, 2010.

Turns, S. R. **An introduction to combustion: concepts and applications**. New York: McGraw-Hill, 2012.

Tutak, W. Bioethanol E85 as a fuel for dual fuel diesel engine, **Energy Conversion and Management**, vol. 86, p. 39-48, 2014.

Vailatt, M. A., Altafini, C. R., Telli, G. D., e Rosa, J. S. Experimental Analysis of a Small Generator set Operating on Dual Fuel Diesel-Ethanol, **Scientia cum Industria**, vol. 5, p. 1-9, 2017.

Wei, L., Yao, C., Wang, Q., Pan, W., e Han, G. Combustion and emission characteristics of a turbocharged diesel engine using high premixed ratio of methanol and diesel fuel, **Fuel**, vol. 140, p. 156-163, 2015.

Yusri, I. M., Mamat, R., Najafi, G., Razman, A., Awad, O. I., Azmi, W. H., Ishak, W. F. W., e Shaiful, A. I. M. Alcohol based automotive fuels from first four alcohol family in compression and spark ignition engine: A review on engine performance and exhaust emissions, **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, vol. 77, p. 169-181, 2017.

Yao, C., Pan, W., e Yao, A. Methanol fumigation in compression-ignition engines: A critical review of recent academic and technological developments, **Fuel**, vol. 209, p. 713-732, 2017.

Zhang, Z. H., Tsang, K. S., Cheung, C. S., Chan, T. L., Yao, C. D. Effect of fumigation methanol and ethanol on the gaseous and particulate emissions of a direct-injection diesel engine, **Atmospheric Environment**, vol. 45, p. 2001-2008, 2011.

APÊNDICE A – Equações de incerteza experimental combinada

- Vazão de óleo diesel

$$I_{\dot{m}_d} = \sqrt{\left[\left(\frac{1}{t} \right) I_{m_d} \right]^2 + \left[\left(-\frac{m_d}{t^2} \right) I_t \right]^2}$$

- Vazão de etanol

$$I_{\dot{m}_e} = \sqrt{\left[\left(\frac{1}{t} \right) I_{m_e} \right]^2 + \left[\left(-\frac{m_e}{t^2} \right) I_t \right]^2}$$

- Eficiência em operação monocombustível

$$I_{\eta_{mc}} = \sqrt{\left[\left(\frac{1}{PCI_d \cdot \dot{m}_d} \right) I_P \right]^2 + \left[\left(-\frac{P}{PCI_d \cdot \dot{m}_d^2} \right) I_{m_d} \right]^2}$$

- Eficiência em operação bicombustível

$$I_{\eta_{mc}} = \sqrt{\left[\left(\frac{1}{PCI_d \cdot \dot{m}_d + PCI_e \cdot \dot{m}_e} \right) I_P \right]^2 + \left[\left(-\frac{P \cdot PCI_d}{(PCI_d \cdot \dot{m}_d + PCI_e \cdot \dot{m}_e)^2} \right) I_{m_d} \right]^2 + \left[\left(-\frac{P \cdot PCI_e}{(PCI_d \cdot \dot{m}_d + PCI_e \cdot \dot{m}_e)^2} \right) I_{m_e} \right]^2}$$

- Consumo específico monocombustível

$$I_{CEC} = \sqrt{\left[\left(\frac{3600}{P} \right) I_{m_d} \right]^2 + \left[\left(-\frac{3600}{P^2} \right) I_P \right]^2}$$

- Consumo específico bicombustível

$$I_{CEC} = \sqrt{\left[\left(\frac{3600}{P} \right) I_{m_d} \right]^2 + \left[\left(\frac{3600}{P} \right) I_{m_e} \right]^2 + \left[\left(-3600 \frac{\dot{m}_d + \dot{m}_e}{P^2} \right) I_P \right]^2}$$

- Coeficiente de excesso de ar calculado (λ)

$$I_{\lambda} = \sqrt{\left[\left(\frac{1}{\dot{m}_d \cdot [(Rac)r]_d + \dot{m}_e \cdot [(Rac)r]_e} \right) I_{m_{ar}} \right]^2 + \left[\left(-\frac{[(Rac)r]_d \cdot \dot{m}_{ar} \cdot I_{m_d}}{\{\dot{m}_d \cdot [(Rac)r]_d + \dot{m}_e \cdot [(Rac)r]_e\}^2} \right) I_{m_e} \right]^2 + \left[\left(-\frac{[(Rac)r]_e \cdot \dot{m}_{ar} \cdot I_{m_e}}{\{\dot{m}_d \cdot [(Rac)r]_d + \dot{m}_e \cdot [(Rac)r]_e\}^2} \right) I_{m_e} \right]^2}$$

$[(Rac)r]_d$: relação ar combustível real óleo diesel

$[(Rac)r]_e$: relação ar combustível real etanol

APÊNDICE B – Análise da vazão mássica proporcionada pelo bico injetor de fumigação

Antes de iniciar os ensaios com o motor foi necessário realizar testes para determinar a vazão mássica do injetor de combustível em função do tempo de abertura programado na unidade eletrônica de comando. Para isto foi montado um aparato experimental mostrado na Figura B.1.

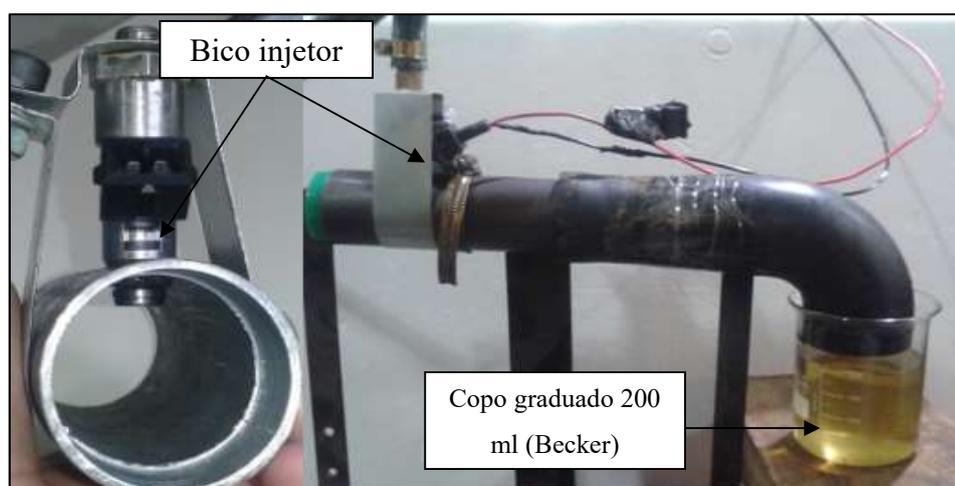


Figura B.1 – Aparato experimental para medição da vazão do injetor.

Para execução do experimento, o bico injetor ficou conectado ao sistema de injeção e a UEC, porém foi removido do coletor de admissão e o motor posto em operação na mesma velocidade utilizada nos ensaios. Usando o aparato acima foi cronometrado o tempo que o bico injetor operou até encher o Becker com etanol (sem adição de água), e posteriormente medida a massa de combustível acumulada no copo durante deste tempo. Assim foi possível calcular a vazão mássica do injetor de fumigação. Os resultados são mostrados na Tabela B.1.

Tabela B.1 – Vazão de etanol medida em função do tempo.

t, s	$\dot{m}_e, g/s$
1.76	0,137
2.52	0,213
3.76	0,336
5.00	0,460
7.00	0,660

A massa foi medida utilizando a balança cujos dados são apresentados no Quadro B.1.

Quadro B.1 - Características técnicas da balança.



Capacidade	210 g
Leitura	0,1 mg
Linearidade	±0,2 mg

Como as medições foram realizadas utilizando-se etanol, posteriormente foram usadas relações das massas específicas da água e do etanol para calcular as vazões teóricas das misturas E90W10, E80W20 e E70W30, por

$$(\dot{m}_e)_{\text{mis}} = (\dot{m}_e)_{\text{med}} \left[\frac{V_e \rho_e}{V_e \rho_e + V_a \rho_a} \right] \quad (\text{B.1})$$

na qual $(\dot{m}_e)_{\text{mis}}$ é a vazão mássica de etanol na mistura com água, $(\dot{m}_e)_{\text{med}}$ é a vazão mássica de etanol obtida no teste de vazão (resultados da Tabela B.1), V_e e V_a são, respectivamente os volumes de etanol e de água, ρ_e e ρ_a são, respectivamente, as massas específicas do etanol e da água. As massas específicas consideradas foram 0,804 g/ml para o etanol e 1 g/ml para a água, segundo apresentado por Telli, 2018, no Apêndice B, em medições experimentais. Para o termo entre colchetes na Equação B.1, que representa a fração mássica de etanol na mistura com água, os valores obtidos foram: 0,878 para E90W10; 0,762 para E80W20; 0,652 para E70W30. Assim, a vazão mássica de etanol na mistura $((\dot{m}_e)_{\text{mis}})$ para cada condição são as apresentadas na Tabela B.2.

Tabela B.2 - Resultados obtidos nas medidas de vazão mássica para a mistura E70W30.

t, s	Fração mássica de etanol na mistura de etanol e água		
	E90W10	E80W20	E70W30
1,76	0,120	0,104	0,089
2,52	0,187	0,162	0,138
3,76	0,295	0,256	0,219
5,00	0,404	0,351	0,300
7,00	0,579	0,503	0,430

Os valores apresentados acima foram usados como consumo de etanol nos cálculos de eficiências e consumo de combustível do capítulo 5.

APÊNDICE C – Programa elaborado no EES para estimativa das temperaturas de chamas adiabáticas

****USAR TEMPERATURA EM KELVIN E BASE MOLAR****

```

h_ref_etanol=enthalpy_formation(C2H5OH)
h_ref_diesel=-292162 [kJ/kmol] //Fonte Turns, 2013 pg. 378
h_ref_CO2=enthalpy_formation(CO2)
h_ref_H2O=enthalpy_formation(H2O)
h_ref_N2=enthalpy_formation(N2)
h_ref_O2=enthalpy_formation(O2)
T_med_P = (2498+T_inicial)/2
T_med_V = (3125+T_inicial)/2
cp_CO2=cp(CO2;T=T_med_P)
cv_CO2=cv(CO2;T=T_med_V)
cp_H2O=cp(H2O;T=T_med_P)
cv_H2O=cv(H2O;T=T_med_V)
cp_N2=cp(N2;T=T_med_P)
cv_N2=cv(N2;T=T_med_V)
cp_O2=cp(O2;T=T_med_P)
cv_O2=cv(O2;T=T_med_V)

```

R=8,314 [kJ/kmol.K]

T_inicial = 300 [K]

//Considerando o processo de combustão em câmara a volume constante

//H_reag - H_prod - R_u (N_reag.T_ini - N_prod.T_ad) = 0

//Reação estequiométrica:

// aC₂H₅OH + fH₂O + bC₁₂H₂₆ + Lambda.c(O₂ + 3,76N₂) = dCO₂ + eH₂O + fH₂O + Lambda.c.3,76N₂ + (Lambda - 1).c.O₂

m_etanol = 0,089/1000 [kg] //Vazão mássica de etanol

m_diesel = 0,546/1000 [kg] //Vazão mássica de diesel

m_agua = 0,0/1000

M_m_etanol = (2*12+5+16+1) [kg/kmol]

M_m_diesel = (12*12+26) [kg/kmol]

M_m_agua = (16+2)

Lambda = 1,0

a = m_etanol/M_m_etanol //móis de etanol

b = m_diesel/M_m_diesel //móis de diesel

c = (2*d+e-a)/2 [kmol]

d = 2*a+12*b

e = (6*a+26*b)/2

f = m_agua/M_m_agua

H_reag = a*(h_ref_etanol) + (f*h_ref_H2O) + b*(h_ref_diesel) + Lambda*c*0 + Lambda*c*3,76*0 [kJ]

//TEMPERATURA DE CHAMA ADIABÁTICA A VOLUME CONSTANTE//

H_prod_V = d*(h_ref_CO2 + cv_CO2*(T_ad_V - T_inicial)) + e*(h_ref_H2O + cv_H2O*(T_ad_V - T_inicial)) + Lambda*c*3,76*(h_ref_N2 + cv_N2*(T_ad_V - T_inicial)) + (Lambda-1)*c*(h_ref_O2 + cv_O2*(T_ad_V - T_inicial)) + f*(h_ref_H2O + cv_H2O*(T_ad_V - T_inicial))

pv = R*(a+b+f+Lambda*c)*(T_inicial - T_ad_V)

H_reag - H_prod_V - pv = 0

//TEMPERATURA DE CHAMA ADIABÁTICA A PRESSÃO CONSTANTE//

$$H_{\text{prod}_P} = d \cdot (h_{\text{ref_CO2}} + cp_{\text{CO2}} \cdot (T_{\text{ad}_P} - T_{\text{inicial}})) + e \cdot (h_{\text{ref_H2O}} + cp_{\text{H2O}} \cdot (T_{\text{ad}_P} - T_{\text{inicial}})) + \text{Lambda} \cdot c \cdot 3,76 \cdot (h_{\text{ref_N2}} + cp_{\text{N2}} \cdot (T_{\text{ad}_P} - T_{\text{inicial}})) + (\text{Lambda} - 1) \cdot c \cdot (h_{\text{ref_O2}} + cp_{\text{O2}} \cdot (T_{\text{ad}_P} - T_{\text{inicial}})) + f \cdot (h_{\text{ref_H2O}} + cp_{\text{H2O}} \cdot (T_{\text{ad}_P} - T_{\text{inicial}}))$$

$$H_{\text{reag}} - H_{\text{prod}_P} = 0$$

A Figura C.1 mostra os resultados obtidos, que foram apresentados no capítulo 5.

1.16	1 m _{diesel}	2 m _{etanol}	3 m _{agua}	4 λ	5 T _{ad;P}	6 T _{ad;V}
Run 1	0,000606	0	0	1,77	1645	2062
Run 2	0,0005	0,00012	0,000016	1,86	1582	1983
Run 3	0,000451	0,000187	0,000025	1,9	1556	1950
Run 4	0,000374	0,000295	0,000041	1,92	1541	1931
Run 5	0,00031	0,000404	0,000056	1,91	1543	1934
Run 6	0,000252	0,000579	0,00008	1,75	1638	2055
Run 7	0,000534	0,000104	0,000032	1,81	1612	2020
Run 8	0,000487	0,000162	0,00005	1,84	1589	1992
Run 9	0,000419	0,000256	0,00008	1,87	1565	1962
Run 10	0,000356	0,000351	0,000109	1,89	1548	1940
Run 11	0,000281	0,000503	0,000157	1,82	1582	1984
Run 12	0,000546	0,000089	0,000047	1,81	1610	2018
Run 13	0,000504	0,000138	0,000074	1,84	1586	1988
Run 14	0,000443	0,000219	0,000117	1,87	1560	1956
Run 15	0,000394	0,0003	0,00016	1,87	1553	1947
Run 16	0,000325	0,00043	0,00023	1,83	1566	1964

Figura C.1 – Temperatura de chama adiabática: resultados obtidos no EES.

APÊNDICE D – Calibração do sensor de fluxo mássico de ar (MAF)

A taxa de massa de ar admitido pelo motor foi medida usando-se um sensor que funciona com o princípio de fio quente. Para calibração deste instrumento, o medidor foi instalado em um equipamento chamado *bancada de fluxo*, o qual é utilizado para análise do fluxo de ar em componentes de motores de combustão interna como cabeçote e coletor de admissão.

A bancada possui um sistema que produz fluxo de ar e executa a medição de vazão volumétrica, de temperatura do ar e de diferença de pressão em relação à atmosférica. Com auxílio de um barômetro analógico foi registrada a pressão atmosférica na sala de ensaios e desta forma, subtraindo a diferença de pressão, obteve-se a pressão do ar fluindo pelo equipamento. A Figura D.1 mostra a montagem realizada.

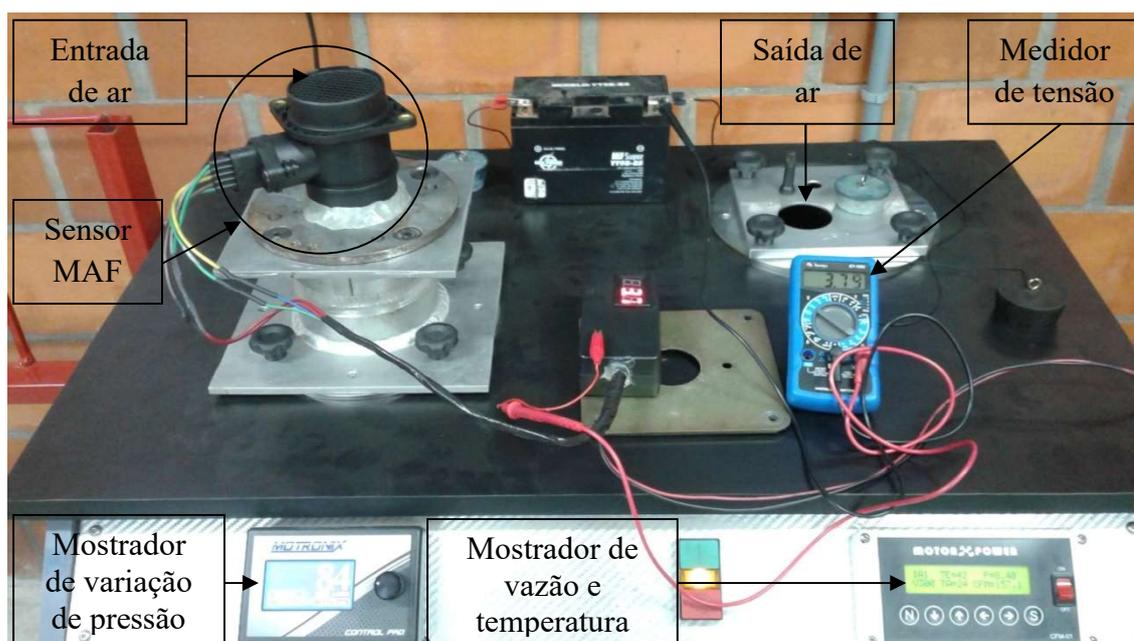


Figura D.1 – Montagem experimental para calibração do sensor MAF.

No estado termodinâmico em que o ar se encontrava é possível aproximar seu comportamento ao de um gás ideal, e por isto utilizou-se a equação de estado dos gases ideais para determinar sua massa específica, como mostra a Eq. D.1.

$$\rho = \frac{P_{ar}}{RT} \quad (D.1)$$

na qual P_{ar} é a diferença entre a pressão indicada pelo barômetro e a variação de pressão indicada pela bancada (ΔP).

Buscou-se variar gradativamente a vazão de ar e registrar a respectiva tensão gerada nos terminais do sensor, obtendo-se, desta forma, uma curva e sua equação ajustada para uso posterior durante os ensaios. As vazões volumétricas, pressões e temperaturas registradas, bem como as taxas de massas calculadas são apresentadas na Tabela D.1.

Tabela D.1 – Dados obtidos e calculados para o ensaio de calibração do MAF.

Condição	Vazão volumétrica, m ³ /s	ΔP , kPa	ρ , kg/m ³	\dot{m}_{ar} , g/s	Tensão, V
01	0,013	0,381	1,192	15,864	2,40
02	0,017	0,610	1,189	20,712	2,53
03	0,023	0,838	1,186	28,394	2,73
04	0,030	1,067	1,183	35,985	2,91
05	0,033	1,295	1,181	39,416	3,00
06	0,042	1,549	1,178	49,771	3,20
07	0,052	1,753	1,175	61,879	3,40
08	0,064	1,981	1,173	75,248	3,60
09	0,095	2,210	1,170	111,315	4,00
10	0,113	2,438	1,167	132,830	4,20

A pressão registrada pelo barômetro foi constante e igual a 101,7 kPa, enquanto a temperatura do ar em fluxo foi de 23 °C. Com os valores de vazão mássica de ar e tensão (últimas duas colunas da Tabela D.1) foi possível gerar a curva de vazão por tensão, mostrada na Figura D.2.

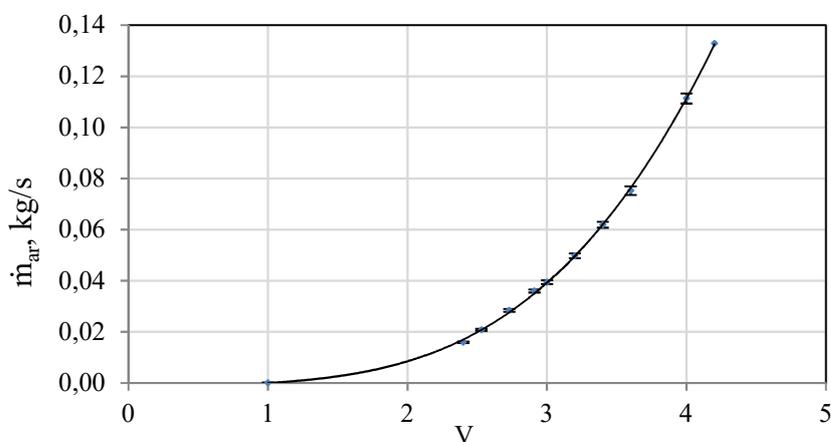


Figura D.2 – Curva de vazão por tensão do MAF.

Na curva, as barras de erros representam a incerteza dada pelo fabricante da bancada de fluxo, igual a $\pm 1,5\%$. A correlação obtida para a curva é apresentada na Eq. D.2.

$$\dot{m}_{ar} = 0,0032V^3 - 0,00817V^2 + 0,01059V - 0,00570 \quad (D.2)$$

Para a condição inicial, na qual o valor da taxa de massa de ar é igual a zero, a resposta do sensor é tensão igual 1,00 V. Esta relação também foi adicionada na construção da curva.

APÊNDICE E – Curvas de consumo de combustível

As curvas de massa de etanol em função do ponto de dados adquirido pelo sistema do Arduino são mostradas nas Figuras E.1 e E.2. As curvas da esquerda representam o consumo de óleo diesel e as curvas da direita o consumo de etanol.

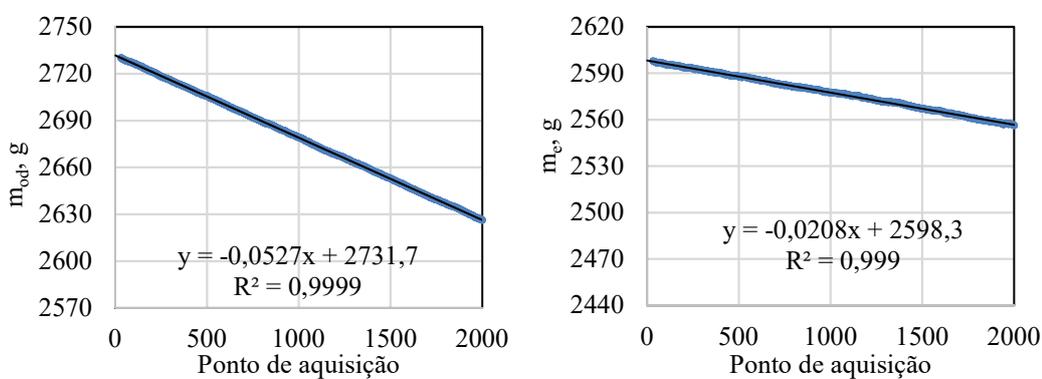
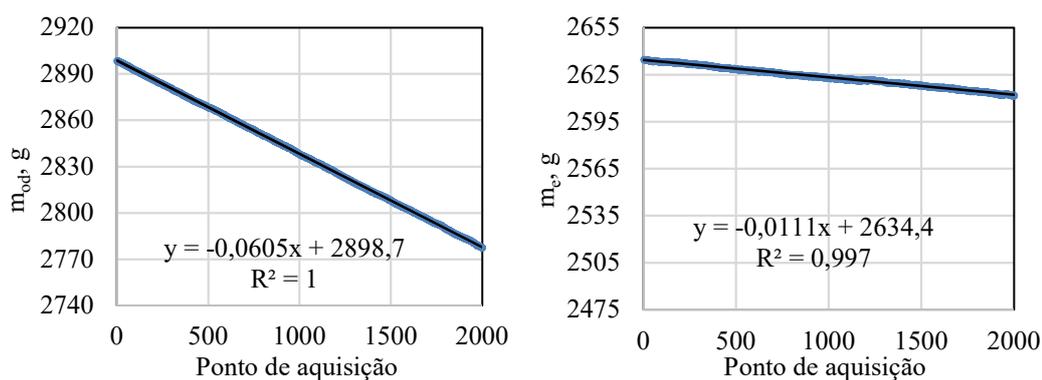
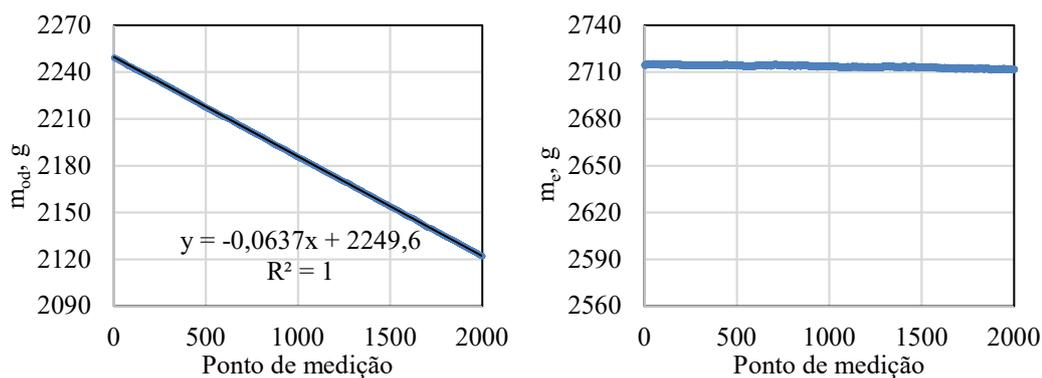
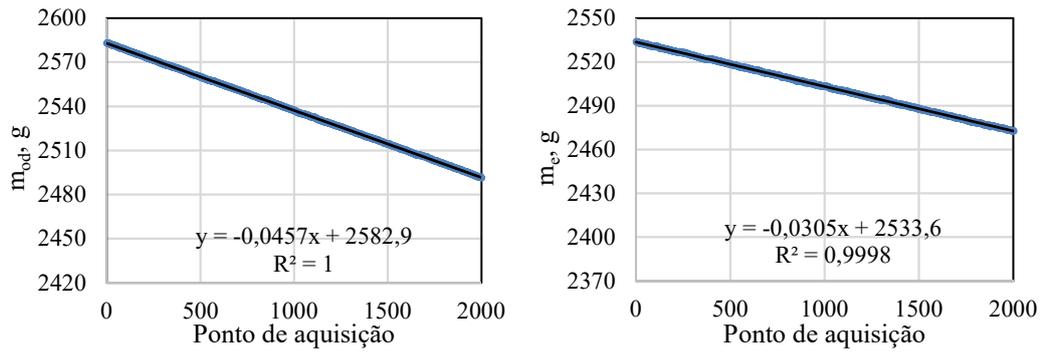
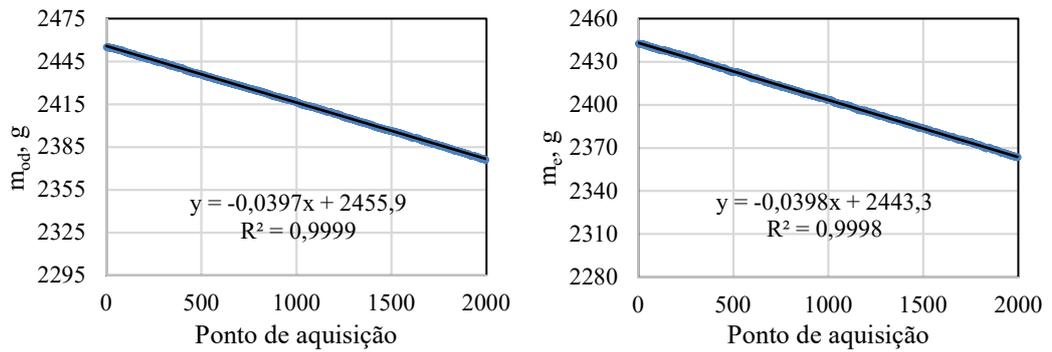


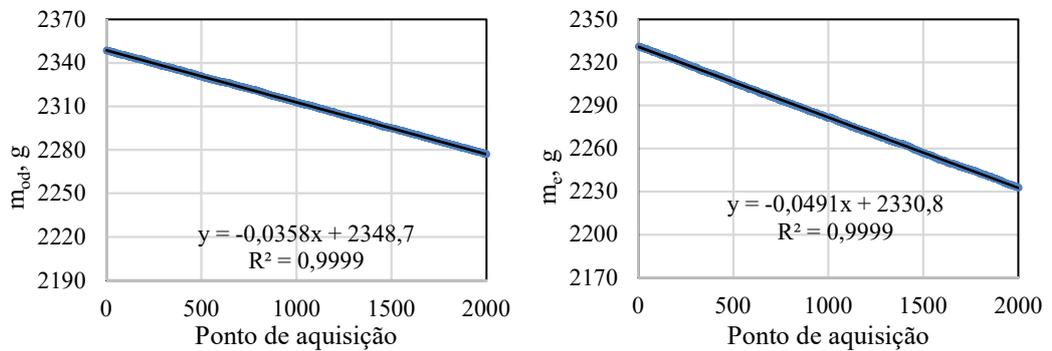
Figura E.1 – Curvas de consumo: (a) Ensaio testemunha; (b) E100W0_2.0; (c) E100W0_3.0.



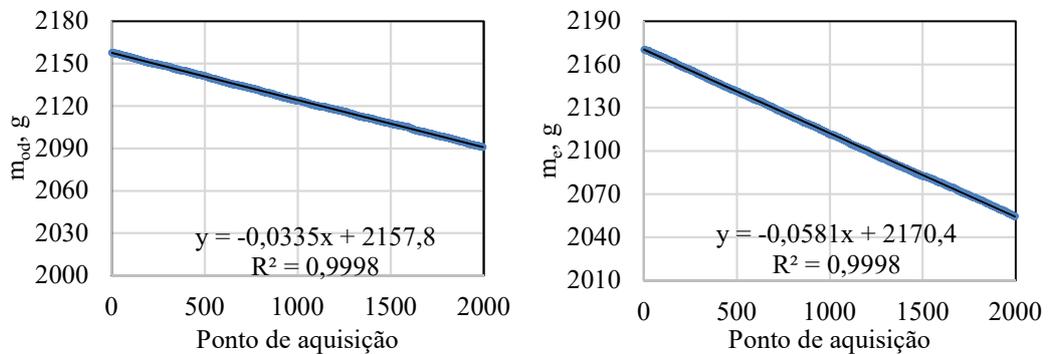
(a)



(b)



(c)



(d)

Figura E.2 – Curvas de consumo: (a) E100W0_4.0; (b) E100W0_5.0; (c) E100W0_6.0; (d) E100W0_7.0.

As incertezas avaliadas pela distância de cada ponto até a linha de tendência são apresentadas na Tabela E.1. Como foram calculadas com base em uma amostragem significativa e utilizados métodos estatísticos para tratamento dos dados, pode ser considerada uma incerteza do tipo A.

Tabela E.1 – Incerteza na medição de vazão.

Ensaio	Óleo diesel, %	Etanol, %
Testemunha	0,33	
E100W0_2.0	0,22	2,03
E100W0_3.0	0,12	1,86
E100W0_4.0	0,24	0,94
E100W0_5.0	0,16	4,62
E100W0_6.0	0,14	0,15
E100W0_7.0	0,10	0,12

APÊNDICE F – Calibração do transdutor de pressão Kulite

Para usar o transdutor de pressão Kulite foi necessário realizar o levantamento da sua curva de tensão de saída em função da pressão que o sensor é submetido. Para isto foi utilizado um sistema com manômetros analógicos, disponibilizados pelo laboratório de metrologia na UNISINOS. A montagem realizada é mostrada na Figura F.1.



Figura F.1 – Montagem para levantamento da curva de calibração do transdutor Kulite.

O transdutor foi montado no tubo de pressão e conectado o respectivo chicote elétrico com alimentação em tensão recomendada através de uma fonte. Aplicou-se a carga de pressão de 4 em 4 bar e a tensão de saída do transdutor foi registrada manualmente para posterior composição da curva, mostrada na Figura F.2.

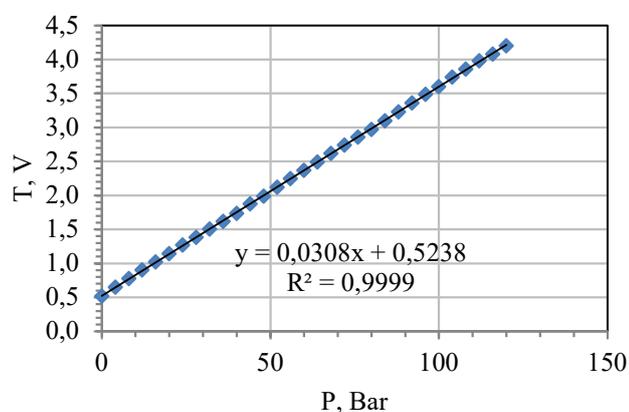


Figura F.2 – Curva de calibração do transdutor Kulite.

Os dados da curva foram então inseridos no programa que fazia a leitura e registrava os dados. Este procedimento foi necessário pois a placa de aquisição de dados foi montada pelo pessoal do próprio laboratório, visto que a placa antiga está com defeito.

APÊNDICE G – Incerteza nas curvas de pressão dentro do cilindro

Para avaliação da incerteza da pressão dentro do cilindro foi usado desvio padrão da média dos diversos valores obtidos para uma mesma posição do virabrequim, portanto trata-se de uma incerteza do tipo A. As curvas de pressão com as respectivas curvas mínimas e máximas são mostradas na Figura G.1.

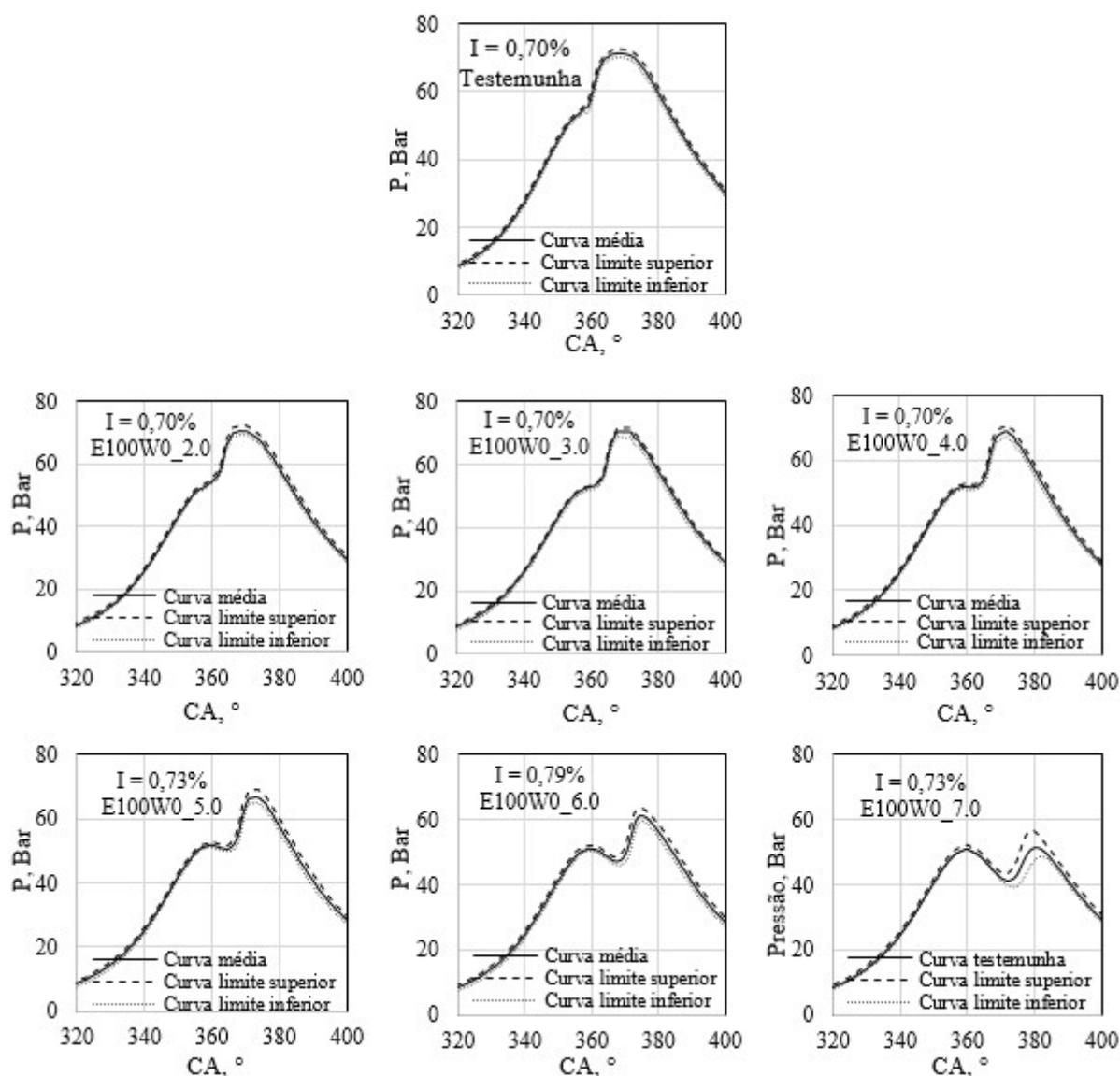


Figura G.1 – Considerações sobre a incerteza da pressão medida dentro do cilindro.

Para todas as condições a incerteza ficou abaixo de 1%, sendo que não se encontrou na literatura nenhum estudo que fizesse referências sobre a avaliação das incertezas em medidas de pressão semelhantes.

APÊNDICE H – Curvas de liberação de calor acumulada

As curvas de liberação de calor acumulada referentes ao capítulo 8, são mostradas na Figura H.1.

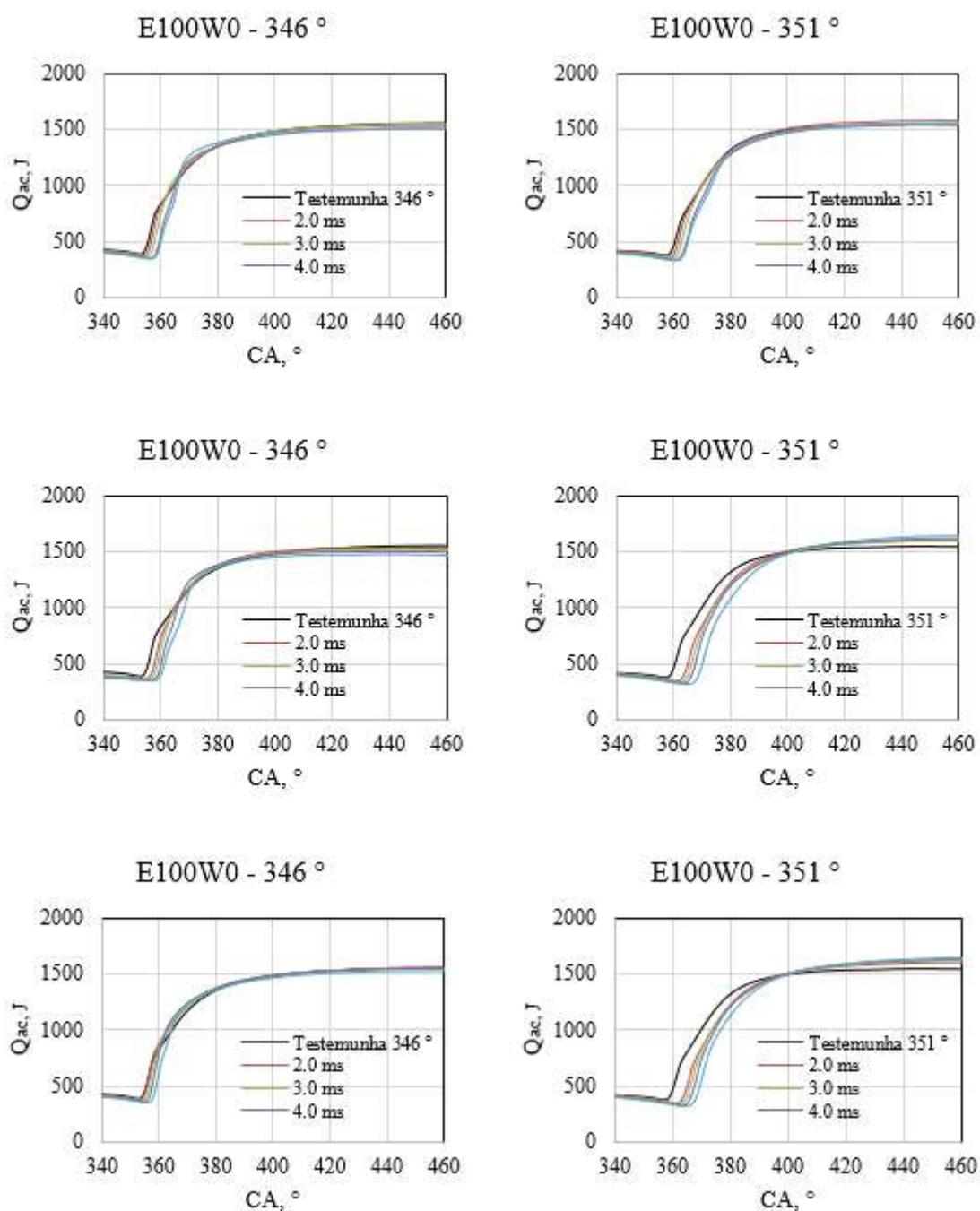


Figura H.1 – Curvas de liberação de calor acumulada.

ANEXO I – Laudo de combustíveis



Rua Washington Luiz, 675 - CEP 90010-460 - Porto Alegre/RS/Brasil - CNPJ 92.816.685/0001-67
Fone +55 (51) 32672000 - e-mail faleconosco@cientec.rs.gov.br - www.cientec.rs.gov.br

Documento: **RELATÓRIO DE ENSAIO**

Número: **4821 - 16887**

Os resultados contidos neste documento têm significação restrita e aplicam-se exclusivamente ao item ou itens ensaiados ou calibrados. Este documento somente poderá ser publicado na íntegra.

ENSAIOS EM COMBUSTÍVEL

Cliente: FUNDAÇÃO UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL

Rua Francisco Getúlio Vargas, 1130 – Bloco 72.
95070-560 – Caxias do Sul, RS.

Item ensaiado: (01) uma amostra entregue à CIENTEC, coletada e identificada pelo Cliente como "Etanol Hidratado de Posto de Combustível".

Data do recebimento do item: 04 de outubro de 2016.

Período da realização dos ensaios: de 10 de outubro a 29 de novembro de 2016.

Local de Realização: Laboratório de Ensaios em Combustíveis.

RESULTADOS:

Carbono _(b.c.r.) , %.....	48,63
Hidrogênio _(b.c.r.) , %.....	13,14
Nitrogênio _(b.c.r.) , %.....	0,03
[Oxigênio + halogênios + cinza] _(b.c.r.) , %.....	38,20
Poder calorífico superior _(b.c.r.) , kcal/kg.....	6.430
Poder calorífico superior _(b.c.r.) , J/g.....	26.920

Observações:

01) Abreviatura: (b.c.r.) = base como recebida.

02) % = g/100g.

03) O teor de [oxigênio + halogênios] é o resultado da diferença da análise elementar e cinzas. O teor de cinzas não foi determinado.



Rua Washington Luiz, 675 - CEP 90010-460 - Porto Alegre/RS/Brasil - CNPJ 92.816.685/0001-67
Fone +55 (51) 32872000 - e-mail faleconosco@cientec.rs.gov.br - www.cientec.rs.gov.br

Documento: **RELATÓRIO DE ENSAIO**

Número: **4821 - 16890**

Os resultados contidos neste documento têm significação restrita e aplicam-se exclusivamente ao item ou itens ensaiados ou calibrados. Este documento somente poderá ser publicado na íntegra.

ENSAIOS EM COMBUSTÍVEL

Cliente: FUNDAÇÃO UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL

Rua Francisco Getúlio Vargas, 1130 – Bloco 72.
95070-560 – Caxias do Sul, RS.

Item ensaiado: (01) uma amostra entregue à CIENTEC, coletada e identificada pelo Cliente como "Óleo Diesel".

Data do recebimento do item: 04 de outubro de 2016.

Período da realização dos ensaios: de 10 de outubro a 29 de novembro de 2016.

Local de Realização: Laboratório de Ensaios em Combustíveis.

RESULTADOS:

Enxofre total _(b.c.r.) %.....	0,04
Carbono _(b.c.r.) %.....	86,08
Hidrogênio _(b.c.r.) %.....	12,44
Nitrogênio _(b.c.r.) %.....	0,04
[Oxigênio + halogênios + cinza] _(b.c.r.) %.....	1,40
Poder Calorífico Superior _(b.c.r.) kcal/kg.....	10.840
Poder Calorífico Superior _(b.c.r.) J/g.....	45.385

Observações:

01) Abreviatura: (b.c.r.) = base como recebida.

02) % = g/100g.

03) O teor de [oxigênio + halogênios] é o resultado da diferença da análise elementar e cinzas. O teor de cinzas não foi determinado.

ANEXO II – Dados técnicos do transdutor de pressão Kulite

