

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

Vinícius Guerra Moreira

**ANÁLISE DO DESEMPENHO E EMISSÕES DE POLUENTES EM
MOTORES DIESEL COM MISTURAS DE BIODIESEL E ETANOL HIDRATADO**

Belo Horizonte
2025

Vinícius Guerra Moreira

**ANÁLISE DO DESEMPENHO E EMISSÕES DE POLUENTES EM
MOTORES DIESEL COM MISTURAS DE BIODIESEL E ETANOL HIDRATADO**

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

Orientador: Prof. Sérgio de Morais Hanriot, D.Sc

Belo Horizonte

2025

FICHA CATALOGRÁFICA

Elaborada pela Biblioteca da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais

Moreira, Vinícius Guerra

M838a Análise do desempenho e emissões de poluentes em motores diesel com misturas de biodiesel e etanol hidratado / Vinícius Guerra Moreira. Belo Horizonte, 2025.
151 f. : il.

Orientador: Sérgio de Moraes Hanriot

Tese (Doutorado) - Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais.
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

1. Motor diesel. 2. Combustíveis para motores. 3. Diesel. 4. Álcool. 5. Biodiesel. 6. Biocombustíveis. 7. Emissões de veículos. 8. Desempenho. 9. Poluentes. I. Sérgio de Moraes Hanriot. II. Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

SIB PUC MINAS

CDU: 629.113-843

Ficha catalográfica elaborada por Fabiana Marques de Souza e Silva - CRB 6/2086

Vinícius Guerra Moreira

**ANÁLISE DO DESEMPENHO E EMISSÕES DE POLUENTES EM
MOTORES DIESEL COM MISTURAS DE BIODIESEL E ETANOL HIDRATADO**

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

Prof. Sérgio de Morais Hanriot, D.Sc. - (Orientador) - PUC Minas

Prof. ^a Bárbara Caroline Ricci Nunes, D.Sc. - PUC Minas

Prof. José Ricardo Sodré, Ph.D. - Aston University

Prof. Fabricio José Pacheco Pujatti, D.Sc. - UFMG

Prof. Rafael de Camargo Catapan, D.Sc. - UFSC

Belo Horizonte, 28 de fevereiro de 2025

Dedico este trabalho à minha família por toda motivação e suporte que sempre me deram. Aos meus amigos e professores por toda dedicação e paciência que tiveram para me ensinar sobre a vida e sobre a ciência.

AGRADECIMENTOS

Ao meus pais, por toda compreensão, apoio, orações e amor incondicional;
Às minhas irmãs, por toda motivação nessa jornada;
Aos meus avós, que mesmo não estando mais entre nós, me ensinaram a levar a vida de uma forma mais feliz e nunca desistir dos meus sonhos;
À minha madrinha Rosa Vanessa, que gostaria muito que ela estivesse entre nós para apreciar este trabalho;
À minha esposa Germana, por toda compreensão e carinho durante a elaboração deste trabalho;
Ao professor Sérgio Hanriot, por toda dedicação, paciência, companheirismo, otimismo, e confiança ao longo da construção deste trabalho;
Aos professores Rosely Campos, Cláudio Campos, Mário Buratto, Gilmar Cordeiro e Rogério Amorim, pelos ensinamentos;
Aos meus amigos mestres e doutores, Marco Aurélio, Alex, André, Bruno, Deliene, Mauro, Osmano, Wagner, Hairton e Tales, pela parceria e por todo apoio prestado;
Aos alunos de iniciação científica Rafael Otto, Vinícius Kajimoto e Pedro Campos, que sempre estiveram disponíveis e dispostos a ajudar;
À toda a equipe do FÓRMULA SAE PUCMG, Motter, Taliba, Testa, Bob, Breninho e Marquinho, que se mostraram verdadeiros amigos.
Aos técnicos da PUC Minas Marceliny e Ayrton por todo suporte oferecido;
Aos amigos do programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica;
À PUC Minas e ao PPGEM pela disponibilização dos laboratórios e serviços da Universidade;
À equipe da PUC Virtual, por toda compreensão;
O presente trabalho foi realizado com apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior – Brasil (CAPES) – Código de Financiamento 001;
À VIBRA ENERGIA pelo fornecimento do biodiesel;
A todos que contribuíram de alguma forma para este trabalho.

“Quanto mais você conhece, mais você descobre o que não conhece.”
(Prof. Richard Feynman)

RESUMO

Este trabalho avaliou experimentalmente o desempenho e as emissões de um grupo motor-gerador do ciclo Diesel adaptado para operar com biodiesel e misturas de etanol hidratado e biodiesel. A motivação para a realização deste estudo surge da crescente demanda por fontes de energia mais limpas e sustentáveis, considerando que os combustíveis fósseis são finitos e contribuem significativamente para a poluição ambiental. A definição do problema está centrada na necessidade de encontrar alternativas viáveis que possam substituir parcial ou totalmente o óleo diesel, reduzindo as emissões de poluentes sem comprometer o desempenho do motor. O sistema original de injeção mecânica de combustível do motor foi substituído por um sistema eletrônico do tipo common-rail. Essa modificação possibilitou a alteração dos parâmetros de injeção, tais como o momento e a pressão de injeção de combustível. Esses parâmetros foram ajustados durante a operação do motor em função da demanda de potência e do combustível ensaiado. Além disso, foi instalado um sistema de aquecimento do ar de admissão e um sistema de controle da temperatura do líquido de arrefecimento do motor. Os experimentos foram realizados em rotação constante de (1800 ± 20) rpm e com potências variando de 10 kW até 30 kW. Os percentuais de substituição em massa de biodiesel por etanol hidratado foram de 40, 50 e 60%. De modo geral, os resultados mostraram uma redução da eficiência de conversão de combustível para toda faixa de potência do motor operando com as misturas de combustíveis. As emissões de dióxido de carbono, monóxido de carbono e hidrocarbonetos não queimados aumentaram, e as emissões de óxidos de nitrogênio reduziram em cargas altas. Já no quesito estabilidade de operação do motor, a rotação se manteve dentro da faixa de operação para todos os ensaios. A principal conclusão deste estudo é que, embora a adição de etanol hidratado ao biodiesel tenha resultado em algumas melhorias nas emissões de óxidos de nitrogênio, houve um aumento nas emissões de outros poluentes e uma redução na eficiência de conversão de combustível. Esses resultados indicam que, embora promissora, a utilização de misturas de etanol hidratado e biodiesel ainda requer ajustes e otimizações para se tornar uma alternativa viável ao óleo diesel puro.

Palavras-Chave: Diesel. Grupo motor-gerador. Etanol hidratado. Biodiesel. Desempenho. Emissões. Biocombustíveis.

ABSTRACT

This study experimentally evaluated the performance and emissions of a Diesel-cycle engine power generator group set adapted to operate with biodiesel and blends of wet ethanol and biodiesel. The motivation for conducting this research arises from the growing demand for cleaner and more sustainable energy sources, considering that fossil fuels are finite and contribute significantly to environmental pollution. The problem definition is centered on the need to find viable alternatives that can partially or fully replace diesel fuel, reducing pollutant emissions without compromising engine performance. The engine's original mechanical fuel injection system was replaced with an electronic common-rail system. This modification enabled adjustments to injection parameters such as timing and fuel injection pressure. These parameters were tuned during engine operation according to power demand and the fuel blend under test. Additionally, an air heating system and a coolant temperature control system were installed. Experiments were conducted at a constant speed of (1800 ± 20) rpm, with power outputs ranging from 10 kW to 30 kW. The mass-based substitution percentages of biodiesel with wet ethanol were 40%, 50%, and 60%. Overall, the results showed a reduction in fuel conversion efficiency across the entire power range when operating with the fuel blends. Emissions of carbon dioxide, carbon monoxide, and unburned hydrocarbons increased, while nitrogen oxide emissions decreased under high load conditions. Regarding engine operational stability, the speed remained within the operating range for all tests. The main conclusion of this study is that although the addition of wet ethanol to biodiesel resulted in some improvements in nitrogen oxide emissions, it also led to increased emissions of other pollutants and a reduction in fuel conversion efficiency. These findings indicate that, while promising, the use of wet ethanol/biodiesel blends still requires further adjustments and optimizations to become a viable alternative to pure diesel fuel.

Keywords: Diesel. Power generator group. Wet ethanol. Biodiesel. Performance. Emissions. Biofuel.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1– Ciclo Diesel	51
Figura 2 – Fases da combustão no ciclo Diesel	52
Figura 3 – Sistema de injeção eletrônica tipo <i>common-rail</i>	54
Figura 4 – Variação da Pressão no Cilindro	59
Figura 5 – Fenômeno da detonação	66
Figura 6 – Grupo motor-gerador.....	70
Figura 7 – Diagrama esquemático do grupo motor-gerador.....	72
Figura 8 – Bomba de alta pressão de óleo diesel	75
Figura 9 – Diagrama esquemático do circuito do módulo de controle de alta pressão de combustível	76
Figura 10 – Trocador de calor e aquecedor do ar de admissão	77
Figura 11 – Válvula solenoide do sistema de arrefecimento	78
Figura 12 – Velas incandescentes instaladas no motor	79
Figura 13 – Interface de monitoramento e controle do motor.....	80
Figura 14 – Interface do sistema de aquisição de dados	81
Figura 15 – Consumo de combustível	92
Figura 16 – Consumo específico de combustível.....	93
Figura 17 – Vazão mássica de ar.....	94
Figura 18 – Rotação.....	95
Figura 19 – Atraso de ignição.....	96
Figura 20 – Pressão no interior do cilindro e taxa de liberação de calor	97
Figura 21 – Fases da combustão	99
Figura 22 – COV _{IMEP}	100
Figura 23 – Temperatura dos gases de exaustão	101
Figura 24 – Emissões específicas de CO ₂	102
Figura 25 – Emissões específicas de CO	103
Figura 26 – Emissões específicas de O ₂	104
Figura 27 – Emissões específicas de THC	106
Figura 28 – Emissões específicas de NOx.....	107
Figura 29 – Eficiência de conversão de combustível	108

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Resumo do estado da arte em relação a eficiência e consumo de combustível	41
Tabela 2 – Resumo do estado da arte em relação as emissões de poluentes	42
Tabela 3– Propriedades do EHC e B100	50
Tabela 4 – Características do motor MWM	71
Tabela 5 – Características do gerador de energia elétrica.....	72
Tabela 6 – Identificação dos componentes do grupo motor-gerador	73
Tabela 7 – Informações dos principais instrumentos de medição	82
Tabela 8 – Definição dos ângulos e pressões de injeção para os testes com B100.	86
Tabela 9 – Definição dos ângulos e pressões de injeção para os testes com as misturas entre EHC e B100.....	87
Tabela 10 – Sequência de cargas dos ensaios com B100.....	88
Tabela 11 – Sequência de cargas dos ensaios com misturas entre EHC e B100....	89

LISTA DE ABREVIATURAS

A/F	Razão ar/combustível.
ANP	Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis.
APMS	Antes do Ponto Morto Superior.
B7	Óleo diesel combustível contendo 7% de biodiesel na mistura.
B8	Óleo diesel combustível contendo 8% de biodiesel na mistura.
B10	Óleo diesel combustível contendo 10% de biodiesel na mistura.
B13	Óleo diesel combustível contendo 13% de biodiesel na mistura.
B100	Biodiesel.
CA	<i>Crank Angle (ângulo do eixo de manivelas).</i>
CAI	California Analytical Instruments
CO	Monóxido de carbono.
CO ₂	Dióxido de carbono.
DPMS	Depois do Ponto Morto Superior.
EHC	Etanol Hidratado Combustível.
E40B60	EHC com adição de 60% de massa de biodiesel.
E50B50	EHC com adição de 50% de massa de biodiesel.
E60B40	EHC com adição de 40% de massa de biodiesel.
EGR	<i>Exhaust Gas Recirculation.</i>
FPT	Fiat Powertrain Technologies.
HCCI	<i>Homogeneous Charge Compression Ignition.</i>
HO ₂	Peroxila
IMEP	<i>Indicated Mean Effective Pressure.</i>
LabVIEW	<i>Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench.</i>
MB100	Massa de biodiesel.
MCOMBF	Massa total da mistura de combustível.
MEHCI	Massa de etanol hidratado combustível inicial.
NBR	Norma Brasileira.
NOX	Óxidos de Nitrogênio.
O ₂	Oxigênio.
PCI	Poder Calorífico Inferior.
PCS	Poder Calorífico Superior.

PEHC	Percentual de etanol hidratado combustível desejado.
PME	Pressão média efetiva
PMI	Pressão média indicada
PWM	Modulação por largura de pulso
rpm	Rotações por minuto.
SFC	<i>Specific Fuel Consumption.</i>
THC	Hidrocarbonetos não queimados.

LISTA DE SIGLAS

$\frac{A}{F}$	Razão ar/combustível medida (adimensional).
CA10	Ângulo do virabrequim onde ocorreu o acúmulo de 10% do calor liberado acumulado ($^{\circ}$ CA)
CA50	Ângulo do virabrequim onde ocorreu o acúmulo de 50% do calor liberado acumulado ($^{\circ}$ CA)
CA90	Ângulo do virabrequim onde ocorreu o acúmulo de 90% do calor liberado acumulado ($^{\circ}$ CA)
C	Elemento químico carbono.
C	Coeficiente de descarga (adimensional).
COV_{IMEP}	Coeficiente de variação da pressão média efetiva (%)
D	Diâmetro interno do condutor (mm).
dm_F	Variação de massa de combustível no reservatório (kg).
$\frac{dQ_{ch}}{d\theta}$	Taxa de calor liberado (kJ/ $^{\circ}$ CA).
$\frac{dV_F}{dt}$	Vazão volumétrica de combustível no reservatório (m ³ /s).
I_{ni_A}	Incerteza associada à equação da vazão mássica de ar (%).
I_{ni_F}	Incerteza associada à equação da vazão mássica de combustível (%).
I_{m_f}	Incerteza da medida de massa final (%).
I_{m_i}	Incerteza da medida de massa inicial (%).
I_{t_f}	Incerteza da medida de tempo final (%).
I_{t_i}	Incerteza da medida de tempo inicial (%).
$I_{A/D}$	Incerteza da placa de aquisição de dados (%).
I_{IUPD}	Incerteza da corrente medida pelo UPD-200 (%).
I_{P_B}	Incerteza da potência (%).
I_{PUPD}	Incerteza da potência medida pelo UPD-200 (%).
I_{SFC}	Incerteza associada à equação do consumo específico de combustível (%).
$I_{totSFCetanol}$	Incerteza total do consumo específico de etanol (%).
I_{TH}	Incerteza do termohigrômetro (%).
I_{VUPD}	Incerteza da tensão medida pelo UPD-200 (%).

I_{cali}	Incerteza da calibração do sensor de temperatura (%).
I_{cond}	Incerteza do condicionador de sinais (%).
$I_{tempent}$	Incerteza da medida da temperatura de entrada de ar (%).
$I_{termopar}$	Incerteza do termopar (%).
I_{totUR}	Incerteza total das medidas de umidade relativa (%).
I_{totcor}	Incerteza total das medidas de corrente (%).
I_{totmar}	Incerteza total da vazão mássica de ar (%).
I_{totmf}	Incerteza total da vazão mássica de combustível (%).
I_{totpot}	Incerteza total das medidas de corrente (%).
I_{totten}	Incerteza total das medidas de tensão (%).
I_{tottp}	Incerteza total do sistema de medição de temperatura – termopares (%).
I_{tottr}	Incerteza total do sistema de medição de temperatura – termorresistores (%).
I_{totNOx}	Incerteza total das medidas de NOx (%).
I_{NOx}	Incerteza do equipamento de medição de NOx (%).
I_{totTHC}	Incerteza total das medidas de THC (%).
I_{THC}	Incerteza do equipamento de medição de THC (%).
I_{totCO}	Incerteza total das medidas de CO (%)
I_{CO}	Incerteza do equipamento de medição de CO (%).
I_{totCO}	Incerteza total das medidas de CO ₂ [%];
I_{CO2}	Incerteza do equipamento de medição de CO ₂ [%].
I_{toto2}	Incerteza total das medidas de O ₂ (%).
I_{O2}	Incerteza do equipamento de medição de O ₂ (%)
\bar{I}	Média das “n” indicações.
I	I-ésima indicação.
$IMEP$	Pressão média efetiva indicada (bar).
k	Relação entre calor específico à pressão constante e calor específico a volume constante (adimensional).
K	Variável do fator de normalização (adimensional).
\dot{m}_a	Vazão mássica do ar de admissão (kg/s).
\dot{m}_A	Vazão mássica de ar (kg/h).
m_F	Massa do combustível (kg).
\dot{m}_F	Vazão mássica de combustível (kg/s).

m_f	Massa final de combustível no tanque (kg).
\dot{m}_f	Vazão da massa do combustível injetado (kg/s).
m_{H_2O}	Massa de água produzida ou introduzida na queima (kg).
MM_{ar}	Massa molar do ar (mol/g).
n_p	Número de polos.
n	Número de revoluções do campo de excitação (min^{-1}).
n	Número de medições repetitivas efetuadas.
P	Pressão [kPa].
P_B	Potência produzida pelo motor (kW).
PC_F	Poder calorífico do combustível (kJ/kg).
PCI	Poder calorífico inferior (kJ/kg).
PCI_i	Poder calorífico inferior das espécies acima citadas (kJ/kg).
PCS	Poder calorífico superior (kJ/kg).
p	Pressão (Pa).
P_n	Potência normalizada (kW).
Q_F	Energia do combustível (kJ).
SFC	Consumo específico de combustível (kg/kWh).
SFC_n	Consumo específico de combustível normalizado [kg/kWh].
T_o	Temperatura do ar de admissão observada durante os ensaios (K).
T_{tp}	Temperatura medida pelo termopar (°C).
T_{tr}	Temperatura medida pelo termorresistor (°C).
T	Temperatura (K).
V_{tp}	Tensão gerada pelo sistema de medição de temperatura (mV).
V_{tr}	Tensão gerada pelo sistema de medição de temperatura (mV).
w_n	Incerteza da variável independente de índice n (adimensional).
w_R	Incerteza do resultado (adimensional).
\bar{x}	Média dos resultados (adimensional).
x_1	Resultado do teste 1 (adimensional).
x_2	Resultado do teste 2 (adimensional).
x_3	Resultado do teste 3 (adimensional).
x_4	Resultado do teste 4 (adimensional).

SÍMBOLOS GREGOS

β	Razão de diâmetros (adimensional).
ε	Fator de expansão do escoamento (adimensional).
$\eta_{c,n}$	Eficiência de conversão de combustível normalizada (%).
σ_{media}	Desvio padrão dos testes (%).
λ	Razão de equivalência da mistura ar/combustível (adimensional).
ϕ	Razão de equivalência da mistura combustível/ar. (adimensional).
ρ_F	Massa específica do combustível (kg/m^3).
σ_{media}	Incertezas dos testes (%).

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	25
1.1 Objetivos	27
1.2 Justificativa.....	27
1.3 Escopo da Tese	30
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	31
2.1 Uso de álcoois e biodiesel em motores de ignição por compressão	31
2.2 Estado da Arte	40
2.3 Trabalhos realizados no motor estudado nesta tese	44
3 FUNDAMENTOS TEÓRICOS.....	49
3.1 Combustíveis.....	49
3.2 Ciclo Diesel	50
3.3 Combustão em motores do ciclo Diesel	51
3.4 Sistema de injeção de óleo diesel	53
3.5 Mistura ar-combustível	54
3.6 Consumo de combustível.....	55
3.7 Poder calorífico dos combustíveis	56
3.8 Potência	57
3.9 Pressão média indicada.....	58
3.10 Taxa de liberação de calor.....	59
3.11 Eficiência de conversão de combustível.....	61
3.12 Formação de poluentes	62
3.12.1 Formação de monóxido de carbono (CO)	62
3.12.2 Formação de óxidos de nitrogênio (NOx).....	63
3.12.3 Emissão de hidrocarbonetos não queimados (THC)	65
3.13 Fenômeno da detonação	65
3.14 Geradores elétricos.....	67
4 METODOLOGIA EXPERIMENTAL	69
4.1 Aparato experimental.....	69
4.1.1 Grupo motor-gerador.....	70

4.1.2 Adaptações no grupo motor-gerador	74
4.2 Painel de Controle e Sistema de aquisição de dados	79
4.3 Procedimento experimental.....	83
<i>4.3.1 Obtenção das misturas de combustíveis entre B100 e EHC</i>	<i>84</i>
<i>4.3.2 Estratégia para determinação do maior percentual de substituição do B100 por EHC</i>	<i>85</i>
<i>4.3.4 Determinação dos ângulos de início de injeção e pressões de injeção de combustível.....</i>	<i>85</i>
<i>4.3.5 Testes com o motor operando no ciclo Diesel alimentado com B100.....</i>	<i>87</i>
<i>4.3.6 Testes com o motor operando no ciclo Diesel alimentado com misturas entre EHC e B100.....</i>	<i>88</i>
5 RESULTADOS E DISCUSSÕES	91
5.1 Consumo de combustível	91
5.2 Consumo específico de combustível.....	92
5.3 Vazão mássica de ar.....	93
5.4 Rotação.....	94
5.5 Características da combustão.....	95
<i>5.5.1 Atraso de ignição</i>	<i>95</i>
<i>5.5.2 Pressão no interior do cilindro e taxa de liberação de calor.....</i>	<i>96</i>
<i>5.5.3 Fases da combustão.....</i>	<i>98</i>
<i>5.5.4 COV_{IMEP}</i>	<i>99</i>
5.6 Temperatura dos gases de exaustão	100
5.7 Emissões específicas de CO₂.....	101
5.8 Emissões específicas de CO	102
5.9 Emissões específicas de O₂.....	103
5.10 Emissões específicas de hidrocarbonetos não queimados (THC).....	104
5.11 Emissões específicas de NOx	106
5.12 Eficiência de conversão de combustível	107
6 CONCLUSÕES	109
6.1 Sugestões de trabalhos futuros	110
REFERÊNCIAS	113

APÊNDICE A – VALORES MÉDIOS E INCERTEZAS PARA TESTE COM B100.	122
APÊNDICE B – VALORES MÉDIOS E INCERTEZAS PARA TESTES COM MISTURAS DE EHC E B100.	124
APÊNDICE C – VALORES DOS PARÂMETROS DE COMBUSTÃO.	130
ANEXO A – ESPECIFICAÇÕES DOS COMBUSTÍVEIS	131
ANEXO B – CALCULOS DAS INCERTEZAS	135

1 INTRODUÇÃO

A demanda global de energia aumenta a cada dia e atualmente, 85% da energia consumida no mundo tem como fonte primária os combustíveis fosseis. O fato de as reservas de petróleo serem finitas e do aumento da concentração de dióxido de carbono (CO_2) na atmosfera proveniente da queima dos combustíveis fósseis, têm intensificado a procura pelo desenvolvimento e utilização de fontes alternativas de energia como os biocombustíveis (OTHMAN et al. 2017; GUREL et al., 2019, AGBULUT, 2019).

O motor do ciclo Diesel foi inventado por Rudolf Diesel em 1897 e desde então tem sido altamente utilizado nos setores de transporte, de geração de energia elétrica e agrícola como fonte de potência. Os motores do ciclo Diesel comparativamente aos motores do ciclo Otto emitem menos CO_2 e têm maior eficiência de conversão de combustível, uma vez que operam a uma maior razão volumétrica de compressão e possuem boa eficiência volumétrica (MCCELLAN et al., 2012; WALLINGNTON et al. 2013; TSAI et al. 2014).

Os gases de exaustão de motores do ciclo Diesel contêm várias substâncias que são nocivas à saúde humana e ao meio ambiente, tais como o dióxido de carbono (CO), hidrocarbonetos não queimados (THC), óxidos de nitrogênio (NOx) e fuligem. Estudos mostram que as emissões destes poluentes podem ser reduzidas introduzindo na matriz de combustíveis fósseis combustíveis oxigenados, como o biodiesel (B100) e o etanol. (OLIVEIRA, 2018; JAMROZIK et al., 2024).

As legislações que regulamentam as emissões de poluentes têm se tornado cada vez mais restritivas ao longo dos anos, visando a proteção da saúde humana e do meio ambiente. As indústrias, na tentativa de atenderem as novas legislações, têm buscado o desenvolvimento de tecnologias que permitem uma maior flexibilidade na operação de um motor a combustão interna, como o uso de sistemas de injeção eletrônica, catalisadores, filtros de partículas e outros. Além disso, os combustíveis renováveis, como o etanol e o biodiesel, têm se destacado como alternativas mais limpas e sustentáveis do que os combustíveis fósseis. Os sistemas de propulsão híbridos e elétricos também têm ganhado espaço no mercado (SARI, 2017; GREN et al., 2021; JAMROZIK et al., 2024).

A crescente preocupação ambiental e a finitude das reservas de combustíveis fósseis têm impulsionado a busca por alternativas energéticas mais sustentáveis.

Entre essas alternativas, destaca-se a combinação de etanol hidratado e biodiesel como biocombustíveis aplicáveis a motores do ciclo Diesel. O uso simultâneo desses combustíveis visa unir as vantagens de cada um deles. O etanol, por ser um composto oxigenado com alta volatilidade, pode promover uma combustão mais completa, reduzindo emissões de fuligem e hidrocarbonetos. O biodiesel, por sua vez, possui propriedades físico-químicas mais próximas ao diesel fóssil, permitindo maior compatibilidade com os sistemas de injeção de combustível existentes. Assim, a utilização combinada de etanol e biodiesel pode não apenas diminuir as emissões de poluentes, como também reduzir a dependência de fontes fósseis e contribuir para o cumprimento de legislações ambientais mais rigorosas (LAVECKAS et al., 2019; JAMROZIK et al., 2024).

A literatura aponta que diversas formulações de misturas diesel-biodiesel-etanol vêm sendo estudadas nos últimos anos, com resultados promissores quanto à redução de emissões e desempenho aceitável dos motores. No entanto, persistem desafios técnicos que dificultam a adoção ampla dessas misturas, como a miscibilidade entre os combustíveis, a instabilidade das emulsões e os efeitos sobre a durabilidade do motor. Além disso, ainda há lacunas quanto ao comportamento termodinâmico e às emissões em diferentes faixas de carga e rotação, especialmente sob condições reais de operação (YÜCESU et al., 2016; AGULUT et al., 2019). Diante disso, o presente trabalho se propõe a investigar os efeitos da utilização conjunta de etanol hidratado e biodiesel em motores do ciclo Diesel, com ênfase na análise do desempenho e emissões de poluentes, contribuindo para o desenvolvimento de diretrizes que viabilizem sua aplicação prática.

1.1 Objetivos

O objetivo geral deste trabalho é estudar os efeitos da utilização de misturas de Biodiesel (B100) e Etanol Hidratado Combustível (EHC) em um grupo motor-gerador Diesel com sistema eletrônico de injeção direta, avaliando o desempenho e as emissões de poluentes. Os objetivos específicos são:

- a) Adaptar um motor do ciclo Diesel para operar com misturas de B100 e EHC;
- b) Determinar o máximo percentual de substituição de B100 por EHC sem a necessidade de aditivos ou modificações na câmara de combustão;
- c) Caracterizar o desempenho e os níveis de emissões de um motor do ciclo Diesel alimentado exclusivamente com B100;
- d) Analisar o desempenho e as emissões de poluentes em um motor do ciclo Diesel utilizando diferentes proporções de mistura entre B100 e EHC.

1.2 Justificativa

Desde a Segunda Revolução Industrial, os combustíveis fósseis passaram a ocupar um papel central no fornecimento de energia para os sistemas produtivos globais, impulsionados pelo advento dos motores a combustão interna desenvolvidos por Nikolaus Otto e Rudolf Diesel. A substituição progressiva das máquinas a vapor por motores térmicos mais eficientes consolidou o petróleo como a principal fonte energética ao longo do século XX. Atualmente, mais de 80% da energia mundial é derivada de fontes fósseis, sendo responsável por mais de 75% das emissões globais de dióxido de carbono (CO_2), o principal gás de efeito estufa associado ao aquecimento global (IEA, 2023; IPCC, 2022). Esse cenário tem agravado os impactos ambientais e intensificado a busca por rotas energéticas mais limpas e sustentáveis (Ashok et al., 2015; World Bank, 2019).

Projeções indicam que a demanda energética global continuará crescendo nas próximas décadas, especialmente nos setores de transporte e geração de energia elétrica. Segundo Soudagar et al. (2018), a dependência de petróleo pode aumentar em 28% até 2035, caso não haja transições efetivas na matriz energética. O setor de transporte, baseado majoritariamente na queima de combustíveis fósseis, é um dos principais emissores de poluentes. Estima-se que a queima de óleo diesel seja

responsável por aproximadamente 30% da poluição atmosférica associada ao setor. Nesse contexto, o desenvolvimento de combustíveis renováveis compatíveis com as tecnologias automotivas existentes desponta como uma estratégia crucial de redução de poluentes (Çelik, 2021; Demirbas, 2007).

O Brasil apresenta um diferencial competitivo na produção e no uso de biocombustíveis, com cadeias de distribuição consolidadas para o biodiesel (B100) e o etanol hidratado combustível (EHC). Em 2019, o país foi responsável por 28% da produção mundial de etanol e, em 2021, cerca de 23% da energia consumida no setor de transportes brasileiros teve como base o EHC e o B100 (Rosa et al., 2021; EPE, 2024). O B100 é um combustível biodegradável, oxigenado e livre de compostos aromáticos, apresentando forte potencial para substituir parcialmente ou totalmente o óleo diesel em motores de ignição por compressão. Entretanto, sua maior viscosidade e menor volatilidade impõem desafios à sua utilização direta, especialmente em motores convencionais sem ajustes operacionais (Yan et al., 2024; Ogunkunle et al., 2019).

Estudos indicam que misturas de óleo diesel e biodiesel afetam o desempenho e as emissões de motores Diesel, com aumento nas emissões de NOx, redução de CO, HC e fuligem, além de um discreto aumento no consumo específico de combustível (Shahir et al., 2015; Agarwal et al., 2017; Agbulut et al., 2019). Para mitigar esses efeitos, o etanol tem sido investigado como aditivo complementar. Devido às suas propriedades físicas como elevado calor latente de vaporização, alta temperatura de autoignição e baixa viscosidade o etanol contribui para a redução da temperatura na câmara de combustão e melhora a atomização do combustível (Bhale et al., 2009; Lapuerta et al., 2017). No entanto, essas mesmas propriedades dificultam sua aplicação direta em motores Diesel convencionais, particularmente na forma hidratada, gerando instabilidade físico-química em misturas com hidrocarbonetos e na combustão (Liu et al., 2011; Hamdi et al., 2024).

Apesar dos avanços nos estudos sobre a utilização de misturas de óleo diesel, biodiesel e etanol anidro, ainda há poucos estudos que investigam de forma sistemática e experimental a viabilidade do uso direto de misturas binárias de B100 e EHC em motores Diesel convencionais sem o uso de aditivos ou alterações construtivas na câmara de combustão. Embora pesquisas como as de Oliveira (2018) e Souza (2018) tenham explorado o EHC como substituto parcial do óleo diesel, suas metodologias não contemplaram a utilização de misturas de B100 e EHC empregando

um único sistema de injeção de combustível. Essa lacuna na literatura reforça a necessidade de estudos aprofundados sobre essa alternativa, considerando seus desafios técnicos e científicos.

Além do cenário técnico e ambiental favorável à inserção de combustíveis renováveis, este trabalho se justifica pela necessidade de desenvolver soluções viáveis e economicamente acessíveis para a diversificação energética. A proposta de investigar a utilização de misturas diretas de biodiesel com etanol hidratado sem aditivos, emulsificantes ou modificações no sistema de injeção, representa uma inovação relevante tanto do ponto de vista técnico quanto científico.

Esta tese apresenta a análise experimental do desempenho, das emissões e dos limites operacionais de um grupo motor-gerador Diesel operando com misturas de B100 e EHC, em diferentes demandas de potência. A adaptação do motor para operar com essas misturas foi um elemento fundamental para viabilizar os testes realizados. Esta pesquisa contribuirá para o avanço do conhecimento científico sobre a viabilidade do uso do etanol hidratado como componente adicional na operação de motores Diesel.

A relevância científica também se fortalece pelo fato de que a adição de EHC ao B100 pode simplificar a etapa de destilação no processo de produção de biodiesel e reduzir a taxa de degradação microbiana do combustível final (Knothe, 2020; Laza & Bereczky, 2011; Baral et al., 2022).

Este trabalho, portanto, buscou não apenas avaliar o desempenho e as emissões de um motor Diesel operando com misturas de B100 e EHC, mas também estabelecer diretrizes que permitiram a ampliação do conhecimento sobre o uso de combustíveis renováveis em motores com ignição por compressão.

1.3 Escopo da Tese

O Capítulo 2 apresenta a revisão bibliográfica sobre motores dos ciclos Diesel operando com álcoois e/ou biodiesel.

No Capítulo 3, são apresentados os fundamentos teóricos sobre a proposta da tese.

O Capítulo 4 descreve a metodologia empregada, incluindo o aparato experimental utilizado e os procedimentos adotados nos ensaios realizados.

O Capítulo 5 mostra os resultados dos experimentos e comparações com trabalho de outros autores, acompanhado das discussões relevantes.

O Capítulo 6 apresenta as conclusões obtidas e sugestões para trabalhos futuros.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Os motores de ignição por compressão têm a particularidade de poderem ser configurados para operação bicombustível. Geralmente, o combustível piloto de autoignição é o óleo diesel. Diversas pesquisas avaliando o desempenho e as emissões de poluentes foram conduzidas com a finalidade de substituir, totalmente ou parcialmente, o óleo diesel por biocombustíveis (BALLI et al., 2010; PADALA et al., 2013). Este capítulo apresenta os resultados de pesquisas estudos que discutem o uso de álcoois e/ou biodiesel em motores de ignição por compressão.

2.1 Uso de álcoois e biodiesel em motores de ignição por compressão

Caro et al. (2001) avaliaram o desempenho e as emissões de um motor do ciclo Diesel operando com misturas de etanol e óleo diesel com dois aditivos diferentes. Os aditivos eram compostos de glicerol, amino éter, hidroxila, nitrato e nitramina. Foram usados no experimento combustível contendo 10% e 20% de etanol com 2% de aditivo em relação ao volume do óleo diesel. Os resultados mostraram que a utilização dos aditivos auxilia na redução de emissões e na regularização do atraso de ignição para todas as concentrações aplicadas em comparação aos ensaios utilizando somente misturas entre óleo diesel e etanol. Os autores concluíram ressaltando a viabilidade da utilização de misturas de etanol e óleo diesel com auxílio de aditivos em motores de ignição por compressão.

Koike et al. (2002) estudaram a utilização de etanol com óleo diesel em motores do ciclo Diesel. Foi utilizado etanol na proporção de 7% sem aditivos com o objetivo de verificar o desgaste das peças do sistema de injeção de combustível. Após cerca de 3 anos de coletas dados, os autores não identificaram desgaste anormal dos componentes do motor. Os autores concluíram que o estudo se mostrou positivo quanto à utilização da mistura de combustíveis, apesar do custo elevado do etanol anidro.

Liu et al. (2010) estudaram os efeitos de um motor de ignição por compressão operando com mistura de combustível contendo óleo diesel, etanol e aditivo. O teste foi efetuado em um motor de dois cilindros, utilizando mistura com 30% de etanol e proporção de aditivo variando entre 0,3 e 0,6%. Foram investigados os parâmetros de combustão, emissões gasosas e consumo específico. Os resultados mostraram

melhoria na eficiência térmica com o aumento da concentração de etanol. Observou-se também, que o aditivo pouco influenciou nas emissões dos poluentes, tais como CO, THC e NOx. Os autores concluíram que para a mistura avaliada, uma proporção de 0,3% do aditivo é indicada. Esta concentração pode auxiliar na redução de emissões de CO e materiais particulados, sem aumentar as taxas de THC e NOx.

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

Boretti (2012) ressalta que existem diversas técnicas para o uso de etanol em motores com ignição por compressão. Mistura de combustíveis, pulverização de álcool no coletor de admissão, injeção direta de álcool e óleo diesel na câmara de combustão e instalação de aparato para ignição por centelha estão entre estes métodos. O método que requer menos alterações é o da mistura de combustíveis no tanque, mas é limitado pela solubilidade do etanol no óleo diesel, restringindo as misturas em pequenos percentuais. A injeção de etanol no coletor de admissão e diretamente na câmara de combustão permitem altos percentuais de substituição. Esses métodos requerem todo aparato de controle da injeção de etanol, como injetores, bomba, tanque e um sistema de controle.

Saxena et al. (2012) investigaram o uso de etanol hidratado como combustível em um motor de ignição por compressão (17:1). Devido à alta temperatura de autoignição do etanol, um trocador de calor foi empregado para aquecer o ar de admissão. Os gases de exaustão do motor serviram como fonte quente para o trocador de calor. Os resultados mostraram que para melhorar a potência obtida no motor operando com etanol hidratado, bem como a eficiência de conversão de combustível, é necessário a utilização de pressões maiores na admissão. Dessa forma, seria possível obter uma razão de compressão volumétrica equivalente maior

favorecendo a combustão. A utilização do trocador de calor permitiu a combustão do etanol hidratado sem a necessidade do uso de aditivos ou outra fonte extra de calor.

Imrann et al. (2013) realizaram uma revisão da literatura comparando diferentes trabalhos relacionados a fumigação de etanol em motores do ciclo Diesel. Os autores avaliaram os quesitos desempenho e emissões e observaram que utilização de maiores percentuais de etanol fumigado, provocou o aumento do consumo específico de combustível e a redução da eficiência de conversão de combustível. Quanto aos níveis de emissões de poluentes, os autores relataram que a utilização do etanol provocou de forma geral uma redução das emissões de NOx, CO e fuligem. No entanto, a utilização de etanol em motores de ignição por compressão aumentou as emissões de CO₂ e de THC em comparação ao óleo diesel.

Zhu et al. (2013) avaliaram os efeitos de misturas de biodiesel e etanol na eficiência de um motor monocilíndrico do ciclo Diesel. Os testes foram efetuados com óleo diesel, biodiesel e uma mistura contendo 80% de biodiesel e 20% de etanol em base mássica. Os resultados mostraram redução significativa nas emissões de material particulado (MP) quando utilizada a mistura de biodiesel e etanol. Os autores finalizam relatando que, devido ao baixo nível de emissões de MP utilizando etanol nas misturas de combustível, foi possível aumentar a faixa de potência de operação do motor.

Agarwal e Singh (2015) avaliaram a combustão de um motor monocilíndrico do ciclo Diesel operando com óleo diesel e óleo diesel-biodiesel B20 e B50 (v/v). Nos ensaios foram utilizadas as cargas de 0% até a potência máxima do motor em intervalos de 25%. Os resultados mostraram que a velocidade da combustão no interior do cilindro aumentava conforme o acréscimo de biodiesel ou a carga aplicada no motor.

Kurre et al. (2015) realizaram um estudo experimental com um motor do ciclo Diesel operando com misturas de óleo diesel, etanol e biodiesel. O aumento da quantidade de etanol nas misturas provocou um maior o consumo específico de combustível. O aumento do teor de etanol na mistura também favoreceu o aumento da temperatura dos gases de exaustão e a diminuição da eficiência de conversão de combustível do motor. Além disso, o aumento do teor de etanol provocou uma diminuição das emissões e uma drástica redução de material particulado emitido.

Gnanamoorthi e Devaradjane (2015) realizaram testes com misturas entre óleo diesel e etanol em motor do ciclo Diesel monocilíndrico em três diferentes razões

volumétricas de compressão. O objetivo do estudo foi avaliar a influência da razão de compressão e da quantidade de etanol na mistura no desempenho e emissões do motor. Os autores realizaram misturas com até 40% de etanol e para evitar a separação de fases entre os dois fluidos, foram adicionados 1% de acetato de etila e 1% de carbonato de dietil. A partir dos testes experimentais os autores observaram que o aumento de etanol juntamente com o aumento da razão volumétrica de compressão proporcionou uma taxa de liberação de calor mais alta, resultando em um aumento na temperatura adiabática da chama em comparação com a do óleo diesel e consequentemente um aumento na formação de NOx. Além disso, a emissão de CO e THC diminuiu com o aumento da razão volumétrica de compressão. Foi observado também que o atraso de ignição provocado pelo etanol favoreceu a formação de material particulado em cargas baixas e diminuiu em cargas altas.

Oliveira et al. (2015) avaliaram o desempenho e emissões do grupo motor-gerador do ciclo Diesel operando com misturas de óleo diesel e etanol. As misturas adotadas possuíam percentuais de 0%, 5%, 10% e 15% de etanol, em base mássica. O uso do etanol aumentou o atraso de ignição e reduziu a duração da combustão. Os autores atribuíram esses resultados ao menor número de cetano e ao efeito de redução da temperatura pela pulverização do etanol. Com relação às emissões, observou-se a redução de CO₂ com aumento do percentual de etanol, aumento de CO e THC em cargas baixas comparadas com a potência nominal do motor e redução em cargas próximas à nominal. Além disso, mostraram que a adição do etanol reduziu as emissões de NOx, principalmente em cargas próximas à nominal do motor.

Oliveira e Sodré (2016) estudaram o efeito da utilização de dois diferentes métodos de injeção de etanol em um motor do ciclo Diesel. No primeiro, percentuais de 5%, 10% e 15% em base mássica de etanol anidro, foram adicionadas ao óleo diesel B7, sendo esta mistura posteriormente injetada diretamente na câmara de combustão. No método de injeção indireta, por sua vez, o óleo diesel foi injetado diretamente na câmara de combustão, enquanto o etanol foi injetado no coletor de admissão de ar representando de 5 a 30% de substituição do óleo diesel em base mássica. Os resultados obtidos se mostraram diferentes daqueles encontrados na literatura, no que se refere ao desempenho e redução de emissões, podendo estas diferenças estarem associadas às condições de operação e equipamentos utilizados em cada pesquisa. Não foi observada variação significativa na eficiência de conversão de combustível e na redução de temperatura de exaustão entre os dois modos de

injeção. As emissões de CO₂ foram maiores na maioria das cargas utilizadas. Já as emissões de CO foram maiores em todas as condições de operações com injeção indireta. Foi observado o aumento de emissões de THC em cargas baixas, e a redução desta em cargas altas, assim como a redução de emissão de NOx em todas as faixas avaliadas, sendo mais eficiente quando utilizado o método de injeção indireta. Os autores concluíram que o uso do etanol em motores do ciclo Diesel é limitado pelo percentual de substituição e a faixa de potência utilizada, principalmente quanto ao nível de emissões.

Roso et al. (2016) avaliaram os resultados da conversão de um motor Diesel para operação com etanol no processo de geração de energia elétrica. Os autores desenvolveram um modelo computacional unidimensional validado através de dados experimentais. Uma análise econômica foi realizada para diferentes condições de cargas, fornecendo custos operacionais estimados em locais próximos a fonte de produção de etanol, indicando a viabilidade do empreendimento. Como resultado, foi apontado um aumento de emissões de THC e CO em relação ao óleo diesel convencional, podendo estas serem melhoradas com a fabricação de câmaras de combustão dedicadas a operação com etanol, uma vez que a posição dos injetores perpendiculares à parede do coletor dificulta uma evaporação eficiente do combustível, contribuindo com o aumento destes índices. Na conclusão da pesquisa destacou-se que a utilização do etanol no processo de geração de energia elétrica em motores de combustão interna deve ser levada em consideração, uma vez que utiliza combustíveis renováveis e contribui com a redução de emissões de NOx e materiais particulados.

Othman et al. (2017) realizaram uma revisão literária relacionada ao impacto da implementação do biodiesel como uma forma ecologicamente mais consciente em relação a utilização do óleo diesel. O estudo mostrou que o biodiesel pode proporcionar redução do consumo específico de combustível, aumento do desempenho, assim como redução na emissão CO, THC e NOx em motores do ciclo Diesel. Além disso, os autores apresentaram as variações que o desempenho e emissões podem sofrer devido às diferentes fontes de matéria prima do biodiesel.

Jeon e Park (2017) analisaram o desempenho e as emissões de um motor monocilíndrico de ignição por compressão operando com misturas de óleo diesel com 20% de biodiesel (B20) e com diesel padrão com diferentes pressões de injeção. Os resultados com o B20 apresentaram um maior atraso de ignição em comparação ao

óleo diesel. Os autores justificaram este fato pela maior viscosidade do B20 que levou a uma pulverização deficiente, induzindo a uma maior formação de fuligem. No entanto, com o aumento da pressão de injeção de combustível visando a melhor pulverização e uma redução do atraso de ignição do B20, observou-se uma redução da formação de fuligem e uma elevação das emissões de NOx.

Tutak et al. (2017) realizaram uma análise do desempenho e emissões de um motor monocilíndrico de ignição por compressão operando com misturas entre óleo diesel, etanol e biodiesel. Durante a execução dos ensaios, o motor foi mantido a uma rotação constante de 1500 rpm. Os autores utilizaram misturas de óleo diesel com diferentes percentuais de etanol e biodiesel com diferentes percentuais de etanol. Os resultados mostraram que a pressão no interior do cilindro do motor operando com misturas que continham óleo diesel foram superiores as misturas que continham biodiesel. Os autores observaram que a temperatura dos gases de exaustão aumentou com a utilização do etanol bem como, tiveram maiores atrasos de ignição. Com relação as emissões de poluentes, as misturas com óleo diesel apresentaram de forma geral maiores índices de emissões de poluentes em comparação as misturas com biodiesel. Além disso, as emissões de THC e NOx tiveram um comportamento diretamente proporcional ao percentual de etanol nas misturas e as emissões de CO e CO₂ inversamente proporcional.

Cardoso e Romio (2018) avaliaram as emissões de um motor do ciclo Diesel operando com etanol. O motor utilizado foi o 1.3 Multijet com rotação máxima de 3575 rpm. Durante os ensaios o motor foi submetido a quatro modos de operação: marcha lenta e torque máximo utilizando óleo diesel, marcha lenta e torque máximo utilizando etanol. Nas condições de operação com etanol, os autores observaram uma redução das emissões de NOx e CO e um aumento das emissões de CO₂ e THC em comparação ao motor alimentado com óleo diesel.

Jiaqiang et al. (2018) avaliaram o desempenho e as emissões de um motor alimentado operando com misturas entre óleo diesel e biodiesel produzido a partir de subprodutos do processamento de peixes. Os autores utilizaram métodos experimentais e simulações computacionais para investigar os efeitos do biodiesel na operação do motor. As concentrações experimentadas no trabalho variaram de 10% até 50% em base mássica em intervalos de 10%. Além disso, os autores observaram que as emissões de NOx aumentaram e as emissões de material particulado diminuíram significativamente com o aumento do teor de biodiesel. A adição de

biodiesel ao óleo diesel provocou um aumento do teor de oxigênio nas misturas, o que melhorou a relação ar-combustível, favorecendo a combustão completa e reduzindo as emissões de CO e THC. No entanto, a oxigenação do combustível aumentou as emissões de NO_x.

Zhang et al. (2018) testaram emulsões entre água e biodiesel, com percentuais de água entre 2% e 6% m/m e biodiesel. Os autores utilizaram uma simulação CFD 3D para investigar os efeitos da adição de água nas características de injeção de combustível, combustão e emissões de um motor do diesel, temperatura interna do cilindro, taxa de liberação de calor, potência líquida, eficiência conversão de combustível e consumo específico de combustível. Os autores relatam que a mistura ar-combustível foi melhorada devido a micro explosões causadas pela mudança de fase da água contida no combustível. Foi observado que a adição de baixo nível de água ao biodiesel reduziu as emissões de NO_x, CO e CO₂. Os autores concluíram que a adição de água em até 4% no biodiesel pode contribuir para o desempenho e emissões de um motor do ciclo Diesel.

Dandu e Nanthagopal (2019) realizaram uma revisão da literatura sobre os aspectos tribológicos da utilização de etanol e biodiesel em motores do ciclo Diesel. De modo geral, os autores observaram que a utilização de misturas de combustíveis que continham etanol apresentou maior tendência a oxidação e ao desgaste das partes móveis do motor por terem maior quantidade de oxigênio em sua composição. Por outro lado, com maiores percentuais de biodiesel, aumentaram as deposições de carbono no motor.

Florian et al. (2019) avaliaram o desempenho de um motor de ignição por compressão operando com misturas de óleo diesel B15 e etanol em até 20% v/v. Para estabilizar a mistura foi utilizado 1% v/v de um aditivo composto de óleo de mamona, biodiesel de soja e n-butanol. Os resultados mostraram que a adição de etanol provocou um atraso na ignição, reduziu o pico pressão no cilindro e proporcionou uma taxa de liberação de calor mais rápida. Sem qualquer otimização no momento de injeção de combustível, os resultados mostraram uma melhoria na eficiência de conversão de combustível. O consumo específico de combustível aumentou 2% para cada 5% em volume de etanol anidro nas misturas. A presença do etanol no combustível, apesar de ter melhorado a eficiência de conversão de combustível, reduziu a potência máxima do motor.

Wanchen et al. (2019) realizaram um estudo experimental sobre os efeitos da utilização de biodiesel de óleo de colza misturado com óleo diesel no desempenho e na emissão de material particulado de um motor do ciclo Diesel sobrealimentado. Os resultados mostraram que a adição de biodiesel provocou um avanço no início da combustão, aumentou a pressão interna no cilindro e elevou a taxa de liberação de calor. O biodiesel teve efeitos significativos nas emissões de particulados e os autores evidenciaram que quanto maior a proporção de biodiesel presente na mistura de combustíveis, menor foi a deposição de carbono no motor e reduziu a formação de fuligem. Os autores concluíram que o biodiesel, pelo fato de ser um combustível oxigenado, foi eficaz na redução das emissões de material particulado sem prejudicar o desempenho do motor.

Oyetola e Noor (2020) analisaram o desempenho e emissões motor do ciclo Diesel de seis cilindros operando com óleo diesel (D100) e misturas de óleo diesel e biodiesel (B10D90, B20D80 e B30D70). Os ensaios foram conduzidos a um torque constante de 100 N.m e foram coletadas amostras dos gases de exaustão para a análise de emissões. O combustível B10D90 promoveu o melhor desempenho do motor e o combustível B30D70 apresentou os menores índices de emissões em comparação aos combustíveis testados. Além disso, foi observado que as emissões de THC apresentaram uma tendência de redução em função do aumento da proporção de biodiesel no combustível e uma tendência inversa nas emissões de CO₂. Os autores justificaram esse comportamento pelo fato do biodiesel ser um combustível oxigenado, o que favoreceu a combustão.

Liang et al. (2021) realizaram experimentos em um motor de ignição por compressão operando com misturas de etanol e óleo diesel. Para garantir a estabilidade da mistura, os autores utilizaram o tetraidrofurano (THF). Os combustíveis utilizados nos testes foram: óleo diesel, óleo diesel com 20% de etanol, óleo diesel com 20% de etanol e 10% de THF e óleo diesel com 30% de etanol e 10% de THF em base mássica. Os autores concluíram que as misturas contendo etanol e THF, provocaram maiores atrasos de ignição. Além disso, a eficiência de conversão de combustível aumentou com misturas de etanol e THF em comparação ao motor operando apenas com óleo diesel. As emissões de CO foram superiores para todas as faixas de operação do motor alimentado somente com óleo diesel. A mistura contendo 30% de etanol e 10% de THF apresentou maiores emissões de THC.

Mourad et al. (2021) realizaram um estudo sobre a influência da recirculação dos gases de exaustão (EGR) no desempenho e emissões de um motor do ciclo Diesel operando com biodiesel preaquecido. Os ensaios foram realizados com diferentes percentuais de EGR e diferentes temperaturas de pré-aquecimento do combustível. Os resultados apontaram que a potência gerada pelo motor foi maior conforme o aumento da temperatura do combustível e teve um comportamento inversamente proporcional ao percentual de utilização de EGR. As emissões de NOx reduziram com maiores percentuais de EGR e foram proporcionais ao aumento da temperatura do combustível. Além disso, as emissões de THC tiveram um comportamento oposto as emissões de NOx.

Mujtaba et al. (2021) realizaram um estudo experimental com o objetivo de avaliar o comportamento de um motor monocilíndrico do ciclo Diesel operando com misturas de óleo diesel, biodiesel e diferentes álcoois (etanol, pentanol, propanol, hexanol, butanol e bio-etanol). O etanol foi o mais eficaz para a redução de NOx devido ao seu maior calor latente favorecendo a redução da temperatura na câmara de combustão. O propanol apresentou valores significativamente mais baixos que os demais combustíveis em relação à emissão de THC e CO, também apresentou os menores níveis de emissão de material particulado. Em relação à eficiência, não houve diferença significativa em relação aos combustíveis álcoois experimentados.

Rosa et. al. (2021) realizaram um estudo para verificar a viabilidade do uso de etanol em um grupo motor-gerado do ciclo Diesel monocilíndrico. Foram avaliados os parâmetros técnicos, ambientais e econômicos. Os autores mantiveram o sistema de injeção de combustível original do motor e adicionaram um sistema de injeção indireta de etanol. O motor foi submetido a seis diferentes condições de injeção de combustível, sendo na primeira apenas óleo diesel e em seguida acrescentando frações mássicas de etanol iguais de 0.634 em base energética. Devido ao atraso de ignição provocados pela presença do etanol na câmara de combustão, os resultados mostraram uma redução da eficiência de conversão de combustível. O custo de operação do motor com a injeção indireta de etanol foi maior comparado ao óleo diesel resultando em uma inviabilidade econômica. No entanto, foi observado uma redução de 43% nas emissões de CO e uma redução de 20% nas emissões de NOx com o motor operando com o maior percentual de substituição do óleo diesel por etanol.

Catalin e Radu (2022) realizaram uma para avaliar as consequências do uso de combustíveis renováveis e oxigenados em motores do ciclo Diesel de grande porte,

cuja aplicação são atividades marítimas. Os autores realizaram simulações computacionais através do software AVL BOOST, contemplando combustíveis contendo 5%, 15% e 30% de etanol misturado ao óleo diesel em base mássica. Os autores também avaliaram misturas de biodiesel e etanol com os mesmos percentuais utilizados com o óleo diesel. Os autores optaram por manter constante o momento de injeção de combustível, a quantidade de combustível injetado e os tempos de aberturas de válvulas. Como resultados, os autores observaram tendência de redução de potência de saída e até 15% de aumento do consumo específico de combustível quando utilizando misturas contendo etanol. Foi observado que os combustíveis contendo etanol proporcionaram um aumento nas emissões de forma geral e o maior desempenho do motor foi obtido com a mistura de biodiesel contendo 5% de etanol.

2.2 Estado da Arte

A partir da revisão bibliográfica, percebe-se uma certa divergência entre os autores em relação ao desempenho e emissões de motores de ignição por compressão operando com álcoois e/ou biodiesel. Esse fato pode estar associado aos diferentes equipamentos e métodos utilizados. A maioria dos autores relatou o aumento do consumo de combustível ao se utilizar álcoois e/ou biodiesel nos motores. Isso já era esperado devido o menor poder calorífico inferior (PCI) desses combustíveis alternativos. A Tabela 1 apresenta um resumo do estado da arte em relação ao aumento e/ou redução de consumo e eficiência de conversão de combustível em comparação as configurações originais dos motores analisados.

Tabela 1 – Resumo do estado da arte em relação a eficiência e consumo de combustível

Eficiência de conversão do combustível	Autores
Aumento	Liu et al. (2010); Othman et al. (2017); Florian et al. (2019); Oyetola Ogunkunle e Noor A. Ahmed (2020); Liang et al. (2021).
Redução	Saxena et al. (2012); Kurre et al. (2015); Rosa et al. (2021); Catalin e Radu (2022).
Consumo	
Aumento	Imarann et al. (2013); Kurre et al. (2015); Florian et al. (2019); Catalin e Radu (2022).
Redução	Othman et al. (2017).

Fonte: Própria do autor

Baseando-se na literatura revisada, os combustíveis alternativos e oxigenados têm se destacado como possíveis mitigadores de emissões de poluentes provenientes de motores a combustão interna. A Tabela 2 apresenta o resumo do estado da arte em relação ao aumento e/ou a redução dos índices de emissões de CO₂, CO, THC e NOx, quando aplicado álcoois e/ou biodiesel em motores de ignição por compressão.

Tabela 2 – Resumo do estado da arte em relação as emissões de poluentes

Poluente	Autores
CO₂	
Aumento	Imarann et al. (2013); Oliveira e Sodré (2016); Cardoso e Romio (2018); Oyetola Ogunkunle e Noor A. Ahmed (2020); Catalin e Radu (2022).
Redução	Caro et al. (2001); Kurre et al. (2015); Oliveira et al. (2015); Tutak et al. (2017); Zhang et al. (2018).
CO	
Aumento	Oliveira et al. (2015); Oliveira e Sodré (2016); Catalin e Radu (2022).
Redução	Caro et al. (2001); Liu et al. (2010); Imarann et al. (2013); Kurre et al. (2015); Gnanamoorthi e Devaradjane (2015); Othman et al. (2017); Tutak et al. (2017); Cardoso e Romio (2018); Jiagiang et al. (2018); Zhang et al. (2018); Rosa et al. (2021).
THC	
Aumento	Imarann et al. (2013); Oliveira et al. (2015); Oliveira e Sodré (2016); Tutak et al. (2017); Cardoso e Romio (2018); Mourad et al. (2021); Catalin e Radu (2022).
Redução	Caro et al. (2001); Kurre et al. (2015); Gnanamoorthi e Devaradjane (2015); Othman et al. (2017); Jiagiang et al. (2018); Oyetola Ogunkunle e Noor A. Ahmed (2020).
NOx	
Aumento	Gnanamoorthi e Devaradjane (2015); Tutak et al. (2017); Jiagiang et al. (2018); Catalin e Radu (2022).
Redução	Caro et al. (2001); Imarann et al. (2013); Kurre et al. (2015); Oliveira et al. (2015); Oliveira e Sodré (2016); Othman et al. (2017); Cardoso e Romio (2018); Zhang et al. (2018); Mourad et al. (2021); Muitaba et al. (2021); Rosa et al. (2021).

Fonte: Própria do autor

A revisão da literatura revela um amplo esforço de investigação voltado à aplicação de combustíveis oxigenados, como etanol e biodiesel, em motores de ignição por compressão. Os estudos abordam diversas estratégias de utilização desses combustíveis incluindo mistura direta, injeção indireta, fumigaçāo e modificações estruturais e apontam desafios operacionais relevantes. De modo geral, verifica-se que a introdução de álcoois em motores Diesel afeta diretamente o atraso de ignição, modifica parâmetros da combustão e influencia as emissões.

A literatura especializada indica, de forma recorrente, que a utilização de determinados combustíveis e condições operacionais pode resultar na redução das emissões de material particulado, monóxido de carbono (CO) e óxidos de nitrogênio (NOx). Por outro lado, há registros de aumento nas emissões de dióxido de carbono (CO₂) e de hidrocarbonetos totais (THC), bem como de elevação no consumo específico de combustível. Além disso, variáveis operacionais, como a razão de compressão, a temperatura do ar de admissão e a pressão de injeção do combustível, exercem influência significativa sobre o desempenho dos motores avaliados.

A heterogeneidade metodológica presente nos estudos revisados, bem como a diversidade de motores avaliados, resulta em uma discrepância de resultados, dificultando estabelecer uma tendência geral quanto ao comportamento dos motores Diesel operando com biocombustíveis. Essa variabilidade metodológica reforça a necessidade de abordagens sistemáticas que permitam uma análise mais consistente dos impactos da utilização de combustíveis oxigenados na eficiência e nas emissões de motores de ignição por compressão.

Com este trabalho busca-se conhecer as influências causadas no desempenho e nas emissões de poluentes de um motor do ciclo Diesel operando com misturas de B100 e EHC. O sistema de injeção direta mecânico de combustível original do motor estudado neste trabalho foi substituído por um sistema eletrônico de injeção direta de combustível. Isso permitiu um maior controle sobre os parâmetros de operação do motor. Esta pesquisa é relevante pelo fato de não existir muitos estudos que avaliaram o desempenho e as emissões de poluentes de um motor do ciclo Diesel operando com misturas de biodiesel e etanol hidratado combustível.

2.3 Trabalhos realizados no motor estudado nesta tese

O motor MWM 229/4 tem sido o objeto de estudo de vários trabalhos de um grupo de pesquisa. Este motor, além de ser bastante robusto, utiliza cabeçotes individuais em sua construção. Essa característica facilita a realização de adaptações, a manutenção e o torna atraente para o meio acadêmico.

Os estudos realizados anteriormente no motor utilizado nesta tese mediante o desenvolvimento de novas tecnologias, tiveram como objetivos gerais a redução dos níveis de emissões e o aumento da eficiência de conversão de combustível. Além disso, os estudos permitiram a operação do motor utilizando vários tipos de combustíveis de forma alternada ou simultânea.

Valente (2007) avaliou as emissões e o consumo de combustível do grupo motor-gerador operando com misturas de óleo diesel e biodiesel com diferentes origens e percentuais em base mássica. A concentração de biodiesel de soja na mistura variou de 5% até 85%, para o biodiesel de mamona foi de 5% até 35% e para o biodiesel com origem de óleo de fritura usado, os percentuais variaram de 20% até 75%. O autor observou que a origem e a proporção de biodiesel na mistura influenciaram diretamente as emissões de THC e CO. Já as emissões de CO₂ e O₂ não sofreram mudanças significativas. Além disso, a opacidade dos gases de exaustão diminuiu com o aumento da proporção de biodiesel presente na mistura de combustíveis.

Morais (2016) que efetuou a conversão reversível do motor MWM229/4 do ciclo Diesel para o ciclo Otto. O autor não alterou a razão de compressão volumétrica de 17:1. O sistema foi modificado para que fosse possível realizar a injeção indireta de etanol, o controle da vazão mássica de ar admitida pelo motor e a ignição da mistura ar/combustível. O combustível utilizado foi o etanol hidratado com proporções de 5 a 15% de água na mistura. Foi observado uma redução nas emissões de CO, CO₂ e NOx com o aumento da hidratação do etanol. Já as emissões de THC foram próximas as do motor operando no ciclo Diesel e a eficiência de conversão de combustível aumentou em até 15%.

Souza (2018) analisou o desempenho e as emissões do motor MWM 229/4 operando com óleo diesel e injeção direta de EHC sobre hidratado. A hidratação de etanol variou entre 7% até 30% de massa de água na base mássica. As cargas aplicadas nos testes foram entre 15kW e 37,5kW. O início de injeção do óleo diesel

foi mantido a 23º CA antes do ponto morto superior (APMS) e o etanol foi injetado a 40º CA APMS. Os resultados apontaram uma melhoria na eficiência de conversão de combustível do motor operando com EHC sobre hidratado nas cargas de 27,5kW até 37,5kW. Além disso, foi observado uma redução das emissões de NOx e material particulado conforme o aumento da hidratação do EHC.

Justino (2018) desenvolveu um sistema eletrônico de injeção de combustível que possibilitou a operação e a comutação dinâmica entre o ciclo Otto e o ciclo Diesel para o grupo motor-gerador MWM 229/4. As cargas aplicadas durante os testes foram limitadas em 27,5kW devido à instabilidade do sistema que se encontrava em fase de desenvolvimento. Os resultados apresentaram uma maior eficiência de conversão de combustível do motor operando no ciclo Otto em comparação ao ciclo Diesel. O autor correlacionou esse comportamento a elevada razão volumétrica do motor (17:1). As emissões de CO e de THC foram superiores para EHC nas cargas próximas a 27,5kW e as emissões de CO₂ foram superiores em todas as cargas, em relação ao óleo diesel.

Oliveira (2018) avaliou os efeitos da injeção direta de EHC e de injeção direta de óleo diesel B8 por sistemas separados nas emissões e no desempenho do grupo motor-gerado MWM 229/4. No estudo foram utilizadas cargas até 37,5 kW, uma razão de 10% de recirculação dos gases de exaustão, o momento de injeção de etanol entre 150º CA APMS e 0º CA APMS e a substituição do óleo diesel B8 ocorreu até 75%. Os resultados apresentados pelo autor mostraram-se distintos, dependendo da carga aplicada, do percentual de substituição de etanol e momento de injeção etanol utilizado. Na condição de operação do motor com 60% de substituição do óleo diesel por EHC e o momento de injeção de EHC a 40º CA APMS, o motor apresentou o menor índice de emissões de THC e uma redução das emissões NOx em comparação aos outros modos de operação utilizados pelo autor. Também foi observado que a eficiência de conversão de combustível aumentou ou se manteve para cargas mais elevadas.

Por fim, Ferreira (2021) realizou um estudo dos efeitos do teor de biodiesel no combustível na combustão de um grupo motor-gerador MWM 229/4. O autor realizou simulações numéricas com misturas de B8 a B100 e testes experimentais com B10 e B13. Nas simulações numéricas foram avaliados o desempenho, as emissões e distribuição espacial de temperatura e fuligem no interior do cilindro do motor. Os resultados das simulações mostraram que o aumento da concentração de biodiesel

no combustível tende a reduzir as emissões de fuligem e CO, enquanto as emissões de NOX e THC apresentaram comportamento distinto, dependendo do percentual de biodiesel. Nos testes experimentais foram medidas as emissões e a pressão no interior do cilindro, além da visualização da combustão com uma câmera de alta velocidade. Os resultados mostraram que não houve alteração na eficiência da combustão entre os dois combustíveis, assim como não houve distinção nas emissões de CO, CO₂, NOX e na opacidade dos gases de exaustão. A emissão de THC foi maior para o B13 em todas as cargas. As distribuições espaciais de fuligem, determinadas por meio do tratamento das imagens capturadas, mostraram menor intensidade e menor área de fuligem para os testes com B13, assim como para a distribuição de temperatura.

Os estudos realizados com o motor MWM 229/4 ao longo dos últimos anos evidenciam seu potencial como plataforma experimental robusta e versátil para investigação de estratégias alternativas de combustão e uso de combustíveis renováveis. A utilização de cabeçotes individuais e a facilidade de modificação do sistema de alimentação e ignição permitiram avaliações criteriosas sob diferentes configurações operacionais, combustíveis e regimes de carga.

Os resultados demonstram que a substituição parcial ou total do óleo diesel por biodiesel de distintas origens, etanol hidratado combustível (EHC) e misturas destes, pode promover ganhos significativos na eficiência de conversão de combustível e, em determinadas condições, na redução de emissões de poluentes como CO, NOx, THC e material particulado. A influência da origem do biocombustível, do teor de substituição, do momento de injeção e do grau de hidratação do etanol sobre os parâmetros de desempenho e emissão foi consistentemente observada, evidenciando a complexidade dos fenômenos de combustão em motores do ciclo Diesel modificados ou convertidos para operação no ciclo Otto ou em modos *dual-fuel*.

Além disso, o desenvolvimento de tecnologias como a conversão reversível entre ciclos e sistemas eletrônicos de injeção aprimorou a capacidade de controle da combustão, ampliando as possibilidades de uso eficiente de combustíveis alternativos. Simulações computacionais e visualizações experimentais reforçaram os dados obtidos em bancada, fornecendo subsídios adicionais para a compreensão das características da combustão em função da composição do combustível.

Em resumo, os trabalhos revisados demonstram a viabilidade técnica e ambiental da operação do motor MWM 229/4 com biocombustíveis, contribuindo para

o avanço do conhecimento para novas tecnologias de transição energética e mitigação de emissões em motores de ignição por compressão.

3 FUNDAMENTOS TEÓRICOS

Este capítulo apresenta os fundamentos teóricos necessários para o desenvolvimento da tese.

3.1 Combustíveis

Os combustíveis utilizados para a geração de energia elétrica e ou meio de transporte que não são oriundos de fontes fósseis são determinados como renováveis. O etanol e o biodiesel são exemplos desses combustíveis (MOREIRA, 2018).

O biodiesel é um biocombustível produzido a partir de gorduras vegetais ou animais. Desde janeiro de 2005 o uso de B100 no Brasil substituindo parcialmente o óleo diesel e se tornou obrigatório em motores do ciclo Diesel utilizados em transportes rodoviários e em geradores de energia elétrica (VALENTE, 2007).

O método mais comum para a obtenção de biodiesel é a reação química entre um óleo vegetal ou animal e álcool na presença de um hidróxido cáustico como catalisador, obtendo-se glicerina e B100 como produtos. Esse processo é conhecido como transesterificação (OGUNKUNLE e AHMED, 2019).

O etanol é produzido principalmente pelo processo de fermentação e destilação, tendo como principal matéria prima de produção no Brasil a cana-de-açúcar. O etanol é um bicomposto de baixo peso molecular e teve sua presença consolidada no mercado brasileiro devido ao aumento da sua demanda provocada pela evolução dos carros bicompostos (OLIVEIRA, 2018; CANABARRO et al., 2023).

O biodiesel no Brasil não é comercializado como o EHC que pode ser encontrado em qualquer posto de abastecimento, no entanto, ambos os combustíveis são regulamentados pela Agência Nacional do Petróleo (ANP). A Tabela 3 mostra algumas propriedades típicas do EHC e do B100.

Tabela 3– Propriedades do EHC e B100

COMBUSTÍVEL	ETANOL EHC	BIODIESEL B100
Fórmula Química	C ₂ H ₅ OH-H ₂ O	CH ₃ (CH ₂) _n COOH ₃
Massa específica a 20 °C (kg/l)	0,811	0,876
Calor latente de vaporização (kJ/kg)	840	300
Poder calorífico inferior (MJ/kg)	27,4	37,1
Temperatura de autoignição (°C)	420	<267
Razão estequiométrica ar/combustível	8,3:1	12,5
Viscosidade a 40 °C (mPa.s)	1,10	4,43
Teor de água % (kg/kg)	7	0,014

Fonte: Adaptado de Ciapetro (2015); Tutak (2017); Moreira (2018) e Oliveira (2018)

3.2 Ciclo Diesel

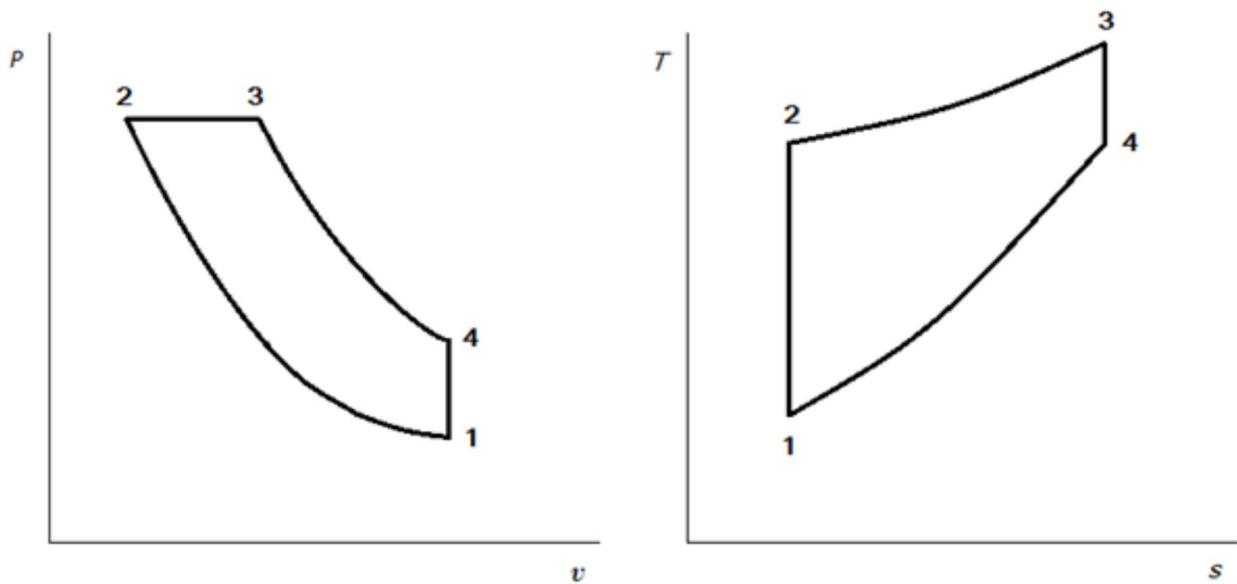
Motores do ciclo Diesel são máquinas térmicas que o fluxo de ar admitido não é diretamente controlado e a potência gerada é em função da quantidade de massa de combustível injetado. Diferentemente dos motores do ciclo Otto, o processo de combustão em motores do Ciclo Diesel ocorre após a compressão do ar no interior do cilindro e em uma mudança isobárica durante o movimento descendente do pistão (KIENKE; NIELSEN, 2005; HEYWOOD, 2018). De acordo com Challen e Baranescu (1999), o processo de combustão em motores de ignição por compressão é bem mais complexo que simples eventos isovolumétricos e isobáricos no ciclo termodinâmico padrão. Os autores determinaram uma sequência completa dos eventos no interior do cilindro do motor consistindo em:

- 1) geração do movimento do ar durante o processo de admissão;
- 2) injeção de combustível durante o processo de compressão e com possível modulação da taxa de injeção próximo ao ponto morto superior;
- 3) mistura do ar com o combustível;
- 4) após o atraso de ignição, inicia-se a combustão passando pela condição pré-misturada e finalizando de forma difusiva durante o processo de expansão;

- 5) separação e eliminação dos produtos e reagentes durante o processo de exaustão.

No ciclo Diesel a temperatura e a pressão no interior do cilindro são diretamente influenciadas pela razão de compressão volumétrica que pode variar de 17:1 a 25:1 nesse tipo de motor (HEYWOOD, 2018). As relações da pressão em função do volume e da temperatura em função da entropia no ciclo Diesel ideal é apresentado pela Figura 1.

Figura 1– Ciclo Diesel



Fonte: Adaptado de Moran e Shapiro (2006)

3.3 Combustão em motores do ciclo Diesel

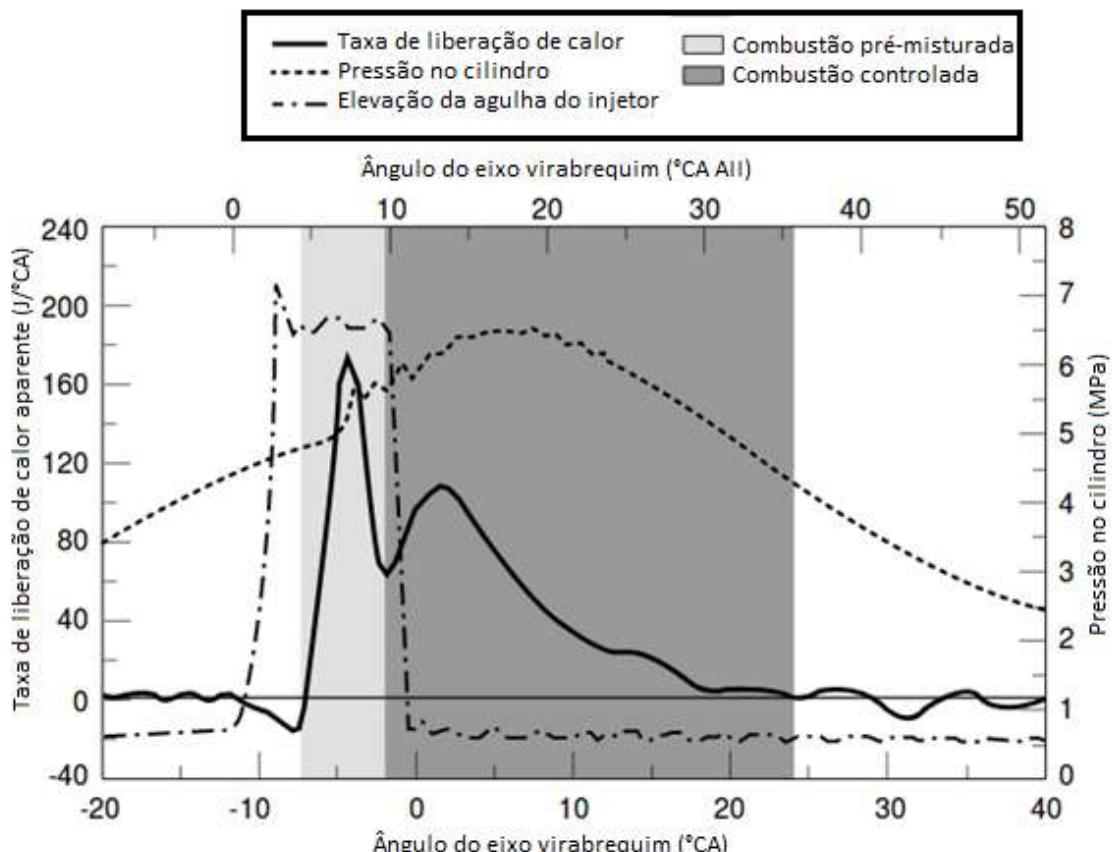
A combustão é uma sequência complexa de reações químicas entre um oxidante e um combustível, que resulta na liberação de energia sob forma de luz e/ou calor (VALENTE, 2007 e FERREIRA, 2021).

Os motores do ciclo Diesel são caracterizados pela autoignição do combustível devido à alta temperatura do ar no interior do cilindro proveniente do processo de compressão. A injeção direta em altas pressões de óleo diesel na câmara de combustão é a técnica mais comum utilizada nestes motores (HSU, 2002).

O processo de combustão em motores de ignição por compressão pode ser definido em quatro etapas: atraso de ignição, combustão da pré-mistura, combustão

difusiva e combustão final (CHALLEN; BARANESCU, 1999). A Figura 2 mostra as fases da combustão em função da taxa de liberação de calor e do ângulo da árvore de manivelas.

Figura 2 – Fases da combustão no ciclo Diesel



Fonte: Adaptado de DEC (1997)

O atraso de ignição é definido pelo intervalo entre o início da injeção de combustível e o início da combustão. Atrasos longos de ignição podem reduzir a eficiência de conversão de combustível bem como aumentar as emissões de THC e CO (HEYWOOD, 2018).

A combustão da pré-mistura é regida pela cinética química e definida pelo aumento repentino da pressão no interior do cilindro, pela alta taxa de liberação de calor e a alta temperatura de chama, favorecendo a formação de NOx. Nesta fase da combustão pré-misturada é o momento em que o ruído estridente e característico dos motores do ciclo Diesel é produzido (LAKSHMINARAYANAN, 2010; HEYWOOD, 2018).

Na fase difusiva da combustão, a taxa de liberação de calor é controlada por diversas reações físicas e químicas, mas o principal fator que influência diretamente a liberação de calor é a disponibilidade da mistura do vapor de combustível com o ar. Neste momento o sistema de injeção de combustível é fundamental para o controle da combustão (HSU, 2002; LAKSHMINARAYANAN, 2010; HEYWOOD, 2018).

No momento final da combustão o sistema de injeção de combustível não controla mais a taxa de combustão. Nessa fase parte da energia liberada durante o processo de combustão, está presente na fuligem, no combustível não queimado nos produtos da combustão. A taxa de liberação de calor reduz com a expansão do cilindro, reduzindo a velocidade da cinética química de oxidação do combustível (HEYWOOD, 2018; JUSTINO, OLIVEIRA 2018).

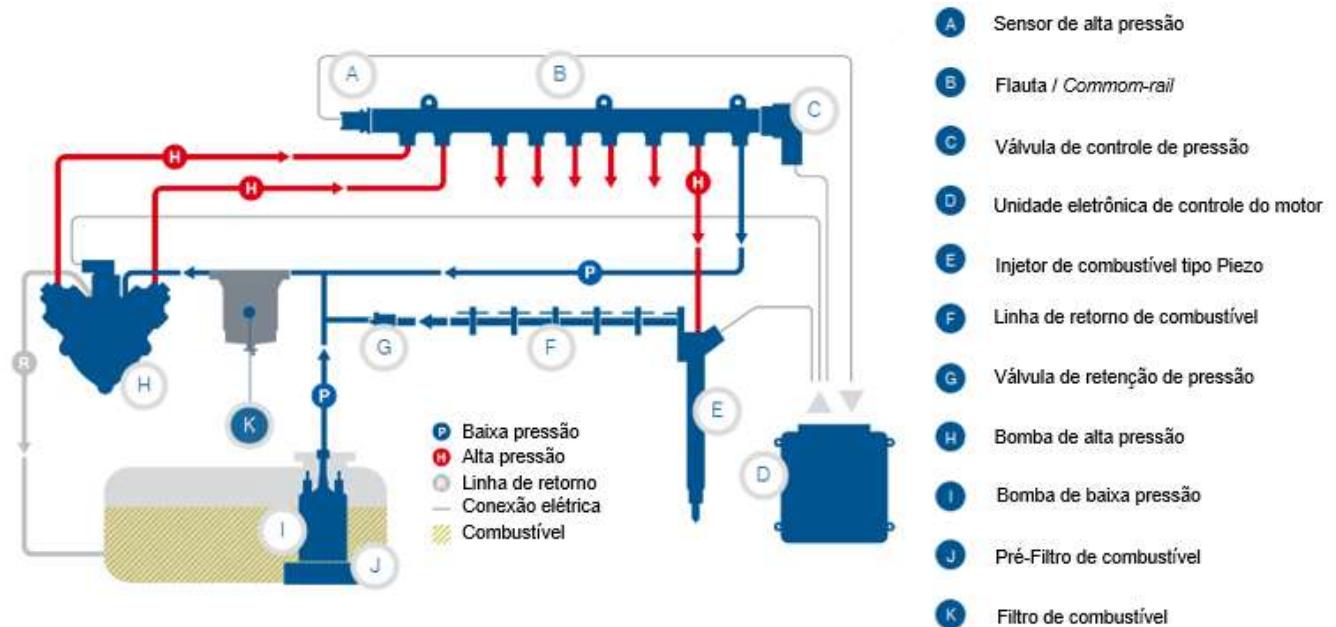
3.4 Sistema de injeção de óleo diesel

De acordo com Oliveira (2018) o desempenho e as emissões de um motor de combustão interna são afetados diretamente pela qualidade da formação da mistura ar-combustível preconizada pelo sistema de injeção. Em motores do ciclo Diesel o combustível é predominantemente injetado de forma direta na câmara de combustão.

Existem três tipos de sistemas de injeção de óleo diesel: sistema com bomba injetora, sistema com unidade injetora e sistema eletrônico tipo *common-rail*. Os sistemas de injeção de óleo diesel de forma geral devem suportar alta pressão de injeção, fornecer a atomização adequada do combustível, promover a mistura ar-combustível e controlar a quantidade óleo diesel injetado conforme a demanda de potência (MAJEWSKI; KHAIR, 2006; HEYWOOD, OLIVEIRA, 2018).

O motor utilizado neste trabalho originalmente era provido de um sistema de injeção com bomba injetora. Este sistema foi substituído por uma unidade de injeção eletrônica tipo *common-rail*, o que permitiu o ajuste em tempo real dos parâmetros de injeção como: momento de injeção, duração da injeção e pressão de injeção de combustível (JUSTINO, 2018). A Figura 3 mostra um diagrama esquemático de um sistema de injeção eletrônica tipo *common-rail*.

Figura 3 – Sistema de injeção eletrônica tipo common-rail



Fonte: Adaptado de BOSCH (2023)

3.5 Mistura ar-combustível

Heywood (2018) define a razão ar/combustível (A/F) como a razão entre as massas de ar e de combustível admitidas a cada ciclo Equação 1.

$$\left(\frac{A}{F}\right) = \left(\frac{F}{A}\right)^{-1} = \frac{m_a}{m_f} = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} \quad (1)$$

Onde:

\dot{m}_a vazão de massa do ar de admissão [kg/s].

\dot{m}_f vazão da massa do combustível injetado [kg/s].

Heywood (2018) estabelece também a razão de equivalência da mistura ar/combustível como a relação entre a mistura ar/combustível admitida (A/F) e a razão estequiométrica para o combustível (A/F_s) conforme Equação 2.

$$\lambda = \frac{(A/F)}{(A/F)_s} \quad (2)$$

Onde:

- $(A/F)_S$ razão ar/combustível estequiométrica [adimensional];
 λ razão de equivalência da mistura ar/combustível [adimensional].

Outro parâmetro é a razão de equivalência da mistura combustível/ar (ϕ) conforme a Equação 3.

$$\phi = \frac{(F/A)}{(F/A)_S} \quad (3)$$

Onde:

- $(F/A)_S$ razão combustível/ar estequiométrica;
 ϕ razão de equivalência da mistura combustível/ar.

As razões de equivalência são utilizadas para definir os tipos de mistura.

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

A mistura do ar com o combustível que ocasiona a combustão completa é denominada de mistura estequiométrica. O resultado dessa combustão é composto de apenas vapor de água (H_2O), nitrogênio e dióxido de carbono (CO_2).

3.6 Consumo de combustível

Para medir o consumo de combustível é necessário observar a variação de massa de combustível em um reservatório, apresentado na Equação 4.

$$\dot{m}_F = \frac{dm_F}{dt} = \rho_F \frac{dV_F}{dt} \quad (4)$$

Onde:

- \dot{m}_F vazão mássica de combustível [kg/s];
- dm_F variação de massa de combustível no reservatório [kg];
- $\frac{dV_F}{dt}$ vazão volumétrica de combustível no reservatório [m^3/s];
- ρ_F massa específica do combustível [kg/ m^3].

Heywood (2018), define o consumo específico de combustível como sendo a variação de combustível necessária para produzir uma determinada de potência, em um certo intervalo de tempo, conforme a Equação 5.

$$SFC = \frac{\dot{m}_F}{P_B} \quad (5)$$

Onde:

- SFC consumo específico de combustível [kg/kWh];
- P_B potência produzida pelo motor [kW].

3.7 Poder calorífico dos combustíveis

Conforme Heywood (2018), o poder calorífico de um combustível é definido como a quantidade de energia necessária para se obter a queima completa de uma determinada massa de combustível em condições de temperatura, pressão e volume padrão. A energia máxima de um combustível pode ser obtida pela multiplicação entre a sua massa e o poder calorífico, conforme a Equação 6.

$$Q_F = m_F \cdot PC_F \quad (6)$$

Onde:

- Q_F energia do combustível [kJ];
- m_F massa do combustível [kg];
- PC_F poder calorífico do combustível [kJ/kg];

O calor liberado durante a queima de um combustível é diretamente influenciado pela presença de água decorrente dos produtos de combustíveis hidrogenados. Na fase de vapor da água, o termo Poder Calorífico Inferior – PCI é utilizado. Quando a água está na fase líquida se utiliza o termo Poder Calorífico Superior – PCS, conforme a relação entre PCI e PCS na Equação 7:

$$PCS = PCI + \left(\frac{m_{H_2O}}{m_F} \right) h_{fgH_2O} \quad (7)$$

Onde:

PCS	poder calorífico superior [kJ/kg];
PCI	poder calorífico inferior [kJ/kg];
m_{H_2O}	massa de água produzida ou introduzida na queima [kg];
m_F	massa de combustível [kg];
h_{fgH_2O}	entalpia específica de vaporização da água [kJ/kg].

A mistura do ar com o combustível que ocasiona a combustão completa é denominada de mistura estequiométrica. O resultado dessa combustão é composto de apenas vapor de água, nitrogênio e dióxido de carbono (CO_2).

3.8 Potência

A potência produzida pelo motor é o produto do torque pela velocidade angular, obtido pela Equação 8 (HEYWOOD 2018).

$$P = 2 \cdot \pi \cdot \omega \cdot T \quad (8)$$

Sendo o torque a medida da capacidade de realizar trabalho, a potência é a taxa com a qual esse trabalho é realizado.

Onde:

P	Potência disponível no eixo [kW];
ω	Rotação do virabrequim [rad/s];
T	Torque do motor [N.m].

3.9 Pressão média indicada

Em motores a combustão interna, o trabalho é realizado pela variação da pressão e do volume dos gases no interior do cilindro. Os dados de pressão são utilizados para o cálculo do trabalho transferido da variação dos gases para o pistão. O trabalho indicado por ciclo ($W_{c,i}$) é obtido pela Equação 9 que representa a integral da curva p-V apresentada na Figura 4 (HEYWOOD, 2018).

$$W_{c,i} = \oint p \cdot dV \quad (9)$$

Onde:

- $W_{c,i}$ Trabalho indicado por ciclo [kJ];
- p Pressão no interior do cilindro [kPa];
- V Volume do cilindro [m^3].

Conforme Heywood (2018) a potência indicada representa a soma da potência útil com a potência necessária para superar as perdas por atrito no motor conforme a Equação 10.

$$P_i = \frac{W_{c,i} \cdot N}{n_r} \quad (10)$$

Onde:

- N Velocidade angular do eixo de manivelas [Hz];
- n_r Número de revoluções do eixo de manivelas por ciclo [ver/ciclo].

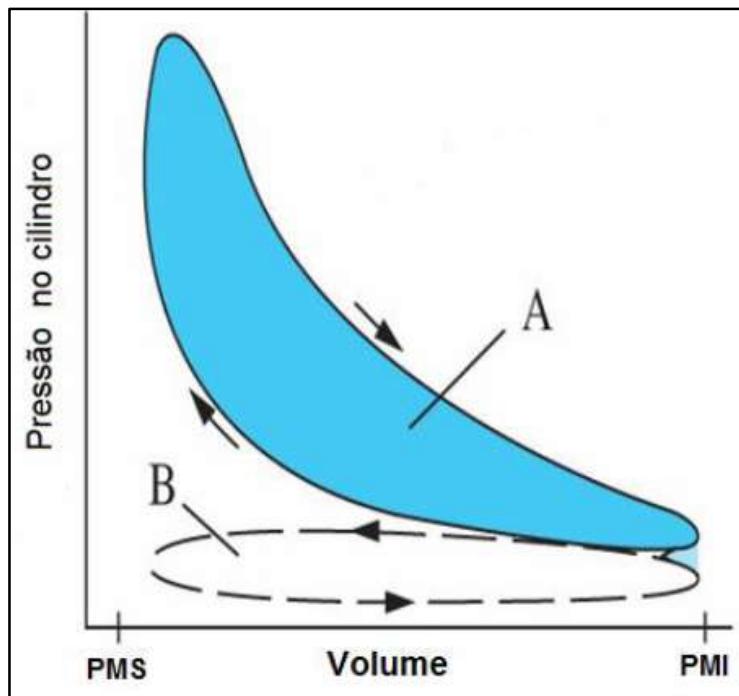
A pressão média indicada (PMI) é dada pela razão entre o trabalho líquido indicado por ciclo ($W_{c,i}$) e o volume deslocado conforme Equação 11:

$$PMI = \frac{W_{c,i}}{V_d} \quad (11)$$

Onde:

- PMI Pressão média indicada [kPa];
- V_d Volume deslocado [m^3].

Figura 4 – Variação da Pressão no Cilindro



Fonte: Adaptado de Heywood (2018)

A pressão média efetiva (PME) é obtida diretamente pelo torque e o deslocamento volumétrico total do motor conforme a Equação 12.

$$\text{PME} = 2 \cdot \pi \cdot T \cdot VB \cdot \omega \quad (12)$$

Onde:

PME Pressão média efetiva [kPa];

VB Revoluções do eixo virabrequim por ciclo.

3.10 Taxa de liberação de calor

Heywood (2018) definiu a taxa de liberação de calor como sendo a quantidade de calor liberado no tempo, resultante da dissociação química do processo de combustão de combustível. A variação da pressão interna, no cilindro, está diretamente relacionada à esta taxa e a posição do ângulo do eixo de manivelas.

A complexidade do processo de combustão o torna, também, difícil de se modelar. Assim, para o ciclo Diesel, e a fim de simplificar a modelagem, o conteúdo da câmara de combustão é considerado como sendo uma única zona, as válvulas

fechadas e a temperatura uniforme para cada instante de tempo. Esta taxa é dada pela Equação 13. (HEYWOOD, 2018).

$$\frac{dQ_n}{dt} = \frac{dQ_{ch}}{dt} - \frac{dQ_{ht}}{dt} = p \frac{dV}{dt} + \frac{dU_s}{dt} \quad (13)$$

Onde:

$\frac{dQ_n}{dt}$	taxa de calor liberado global [kJ/s];
$\frac{dQ_{ch}}{dt}$	taxa de calor liberado bruto [kJ/s];
$\frac{dQ_{ht}}{dt}$	taxa de calor transferido para as paredes do cilindro [kJ/s];
$\frac{dU_s}{dt}$	taxa de variação da energia interna [kJ/s];

Considerando, para modelagem, que o conteúdo do cilindro sendo gás ideal, a Equação 13 pode ser reescrita, conforme a Equação 14.

$$\frac{dQ_n}{dt} = p \frac{dV}{dt} + mC_v \frac{dT}{dt} \quad (14)$$

Considerando a lei dos gases ideais, $pV = mRT$, sendo R constante, obtém se a Equação 15.

$$\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} = \frac{dT}{dt} \quad (15)$$

Com a Equação 15 é possível eliminar a temperatura e obtendo-se a Equação 16:

$$\frac{dQ_n}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma-1} p \frac{dV}{dt} + \frac{\gamma}{\gamma-1} V \frac{dp}{dt} \quad (16)$$

Em motores do ciclo Diesel, os valores de γ adequados para à análise da taxa de liberação de calor é de 1,30 a 1,35. É também o intervalo de valores que são os aplicados na equação anterior. Os valores de γ mais próximos de 1,35 são para temperaturas do ar ao final da fase de combustão e de 1,26 a 1,30 após a combustão (HEYWOOD, 2018).

3.11 Eficiência de conversão de combustível

Em motores a combustão interna a energia disponível no combustível não é integralmente convertida em trabalho no eixo do motor. Parte da energia contida na massa de combustível injetado que não é convertida em trabalho, é dissipada em diferentes formas, como temperatura dos gases de exaustão e temperatura do líquido de arrefecimento. A máxima energia contida no combustível é definida como o poder calorífico inferior multiplicado por sua massa e, a eficiência de conversão de combustível é a razão do trabalho útil fornecido pelo eixo do motor, e a máxima energia disponível no combustível, conforme a Equação 17 (HEYWOOD, 2018).

$$\eta_t = \frac{3600 \cdot P_b}{\dot{m}_F \cdot PCI} \cdot 100\% \quad (17)$$

Onde:

- η_t eficiência de conversão de combustível [%];
- \dot{m}_F vazão mássica de combustível [kg/s];
- P_b potência produzida [kW];
- PCI poder calorífico inferior do combustível [MJ/kg].

Para avaliar a eficiência de conversão de combustível do motor no modo bicompostível, biodiesel e etanol, é necessário considerar a energia disponibilizada por ambos os combustíveis (TSANG et al., 2010) conforme a Equação 18:

$$\eta_{b,e} = \frac{3600 \cdot P_b}{\dot{m}_b \cdot PCI_b + \dot{m}_e \cdot PCI_e} \cdot 100\% \quad (18)$$

Onde:

- $\eta_{b,e}$ eficiência de conversão de combustível modo bicompostível [%];
- \dot{m}_b vazão mássica de biodiesel [kg/s];
- \dot{m}_e vazão mássica de etanol hidratado [kg/s];
- P_b potência produzida [kW];
- PCI_b poder calorífico inferior do biodiesel [MJ/kg];
- PCI_e poder calorífico inferior do etanol hidratado [MJ/kg].

3.12 Formação de poluentes

A combustão é um processo de oxirredução de um combustível com ar, liberando a energia armazenada nas ligações de hidrocarbonetos na forma de calor, podendo conter ou não a presença de chama (TURNS, 2013). A região na qual ocorre a reação de oxidação é definida como a região de chama. Esta região pode ser classificada, de acordo com a mistura ar/combustível ou de acordo com as características do escoamento, podendo ser laminar ou turbulenta. (HEYWOOD, 2018).

Durante o processo de combustão ocorrem diversas reações químicas resultando na emissão de subprodutos como o CO, NOx, hidrocarbonetos não queimados, dióxido de enxofre, aldeídos e material particulado. A formação destes componentes depende de uma série de fatores condicionais como a razão ar/combustível, do processo de combustão, da distribuição do combustível na câmara de combustão, do processo de formação da mistura no interior do cilindro, do tempo de permanência dos gases, da temperatura de combustão, do movimento do ar na câmara de combustão e das reações entre componentes em alta (HEYWOOD, 2018).

A formação de óxido nítrico (NO) ocorre nas regiões de gases queimados em alta temperatura e a fuligem em regiões ricas em combustíveis não queimados dentro da chama. A oxidação da fuligem ocorre na fronteira entre a chama e o ar. Hidrocarbonetos e aldeídos ocorrem nas regiões onde a chama se extingue, e, o combustível remanescente no bico injetor também contribui para a formação de hidrocarbonetos não queimados (HEYWOOD, 2018).

3.12.1 Formação de monóxido de carbono (CO)

O monóxido de carbono é um produto intermediário da combustão de um hidrocarboneto, resultado de uma combustão incompleta. Durante a combustão difusiva do óleo diesel ocorrem condições de aumento de temperatura, alta concentração de oxigênio, evolução rápida da formação de mistura, responsáveis pela oxidação do monóxido de carbono (MAJEWSKI; KHAIR, 2006).

A formação do monóxido de carbono está relacionada à razão ar/combustível local e a oxidação do CO, formando o CO₂, é dificultada em regiões onde o ar é

insuficiente, também quando ocorre a extinção de chamas nas paredes do cilindro, e, se o tempo de permanência da mistura na câmara de combustão é pequeno. Se a mistura é enriquecida, as concentrações de CO aumentam, devido à falta de oxigênio para a ocorrência de uma combustão completa. No início da combustão, moléculas de CO são formadas nas regiões de contorno do jato de injeção de combustível e não se atinge a temperatura necessária para que ocorra a oxidação do CO, formando o CO₂ (OLIVEIRA, 2018).

Nos motores de ignição por compressão que operam com misturas muito pobres, com quantidades de ar elevadas e suficiente para a oxidação do CO, desta forma essas emissões são menos significativas (HEYWOOD, 2018).

3.12.2 Formação de óxidos de nitrogênio (NOx)

As emissões de óxido nítrico (NO) e de dióxido de nitrogênio (NO₂), somadas, são apresentadas como emissões de NOX, substância tóxica para a população mundial. A formação de NOX depende de fatores relevantes como a composição do combustível, da geometria da câmara de combustão, da temperatura e da pressão e no interior do cilindro. Nos motores a combustão o NOx é predominante formado a partir da oxidação do nitrogênio molecular do ar atmosférico. Tanto o NO quanto o NO₂ são formados na frente de chama e nos gases queimados. O mecanismo de Zeldovich estendido, também conhecido como mecanismo térmico, descreve a formação de NO na combustão em alta temperatura e em uma ampla faixa de razão de equivalência. A formação de NOx térmico é desconsiderada em temperaturas abaixo de 1800K. O mecanismo de Zeldovich é representado pelas Equações 19 e 20 de reações em cadeia e que podem ser estendidas pela reação descrita pela Equação 21 (HEYWOOD, 2018; TURNS, 2013):



A taxa de formação inicial de NO é descrita pela Equação 22, e, através do termo exponencial, observa-se a dependência da taxa de formação de NO em relação da temperatura. As altas concentrações de oxigênio e as altas temperaturas resultam em alta taxa de formação de NO (HEYWOOD, 2018).

$$\frac{d[NO]}{dt} = \left(\frac{6 \cdot 10^{16}}{T^{0,5}} \right) \cdot e^{\left(\frac{-690}{T} \right)} \cdot [O_2]_e^{0,5} \cdot [N_2]_e \quad (22)$$

Onde:

$\frac{d[NO]}{dt}$ taxa de formação de NO [mol.s/cm³];

T temperatura [K];

$[O_2]_e$ concentração molar de O₂;

$[N_2]_e$ concentração molar de N₂;

Nos motores que operam no ciclo Diesel, a pressão no interior do cilindro aumenta rapidamente durante o processo de combustão. A formação de NO ocorre no início da combustão, após o atraso de ignição e logo após a ocorrência do pico de pressão. Os gases, provenientes da combustão são comprimidos em altas temperaturas ocasionando uma maior formação de NO nos gases gerados após a chama, entendendo que a formação de NO é desacoplada da combustão. Logo após o pico de pressão a temperatura dos gases queimados reduz e as reações de formação de NO são mais difíceis de acontecer (HEYWOOD, 2018).

No processo de ignição por compressão, o NO₂ chega a representar de 10% a 30% das emissões de NOX. O NO formado na frente de chama pode ser convertido em NO₂ de acordo com a Equação 23 e, novamente convertido em NO pela Equação 24. A conversão em NO não ocorrerá nos casos em que o NO₂ formado na frente de chama seja resfriado como ocorre em cargas baixas em motores do ciclo Diesel (HEYWOOD, 2018).



3.12.3 Emissão de hidrocarbonetos não queimados (THC)

A combustão incompleta nos motores ocasiona emissões de hidrocarbonetos não queimados como parafinas, olefinas, acetileno e compostos aromáticos. Os compostos aromáticos e olefinas estão presentes na composição dos combustíveis, porém uma parcela dos compostos orgânicos presentes nos gases de exaustão não faz parte da composição destes combustíveis, indicando que são formados através de processos de pirólise e síntese durante a combustão (HEYWOOD, 2018).

Durante o processo de combustão dois fatores se destacam na emissão desses componentes: a mistura ar-combustível formada pode ser muito pobre ou durante o processo inicial de combustão, a mistura ar-combustível pode ser muito rica. Adicionalmente, o combustível fornecido no final do processo de injeção sai em baixa velocidade, não ocorrendo a atomização e apresentando gotículas, sendo uma das principais fontes de hidrocarbonetos não queimados. A concentração de hidrocarbonetos não queimados nos gases de exaustão depende da carga de operação, do momento, da duração e pressão de injeção de combustível, do contato do combustível com as paredes da câmara de combustão, na partida a frio e falhas de combustão (HEYWOOD, 2018).

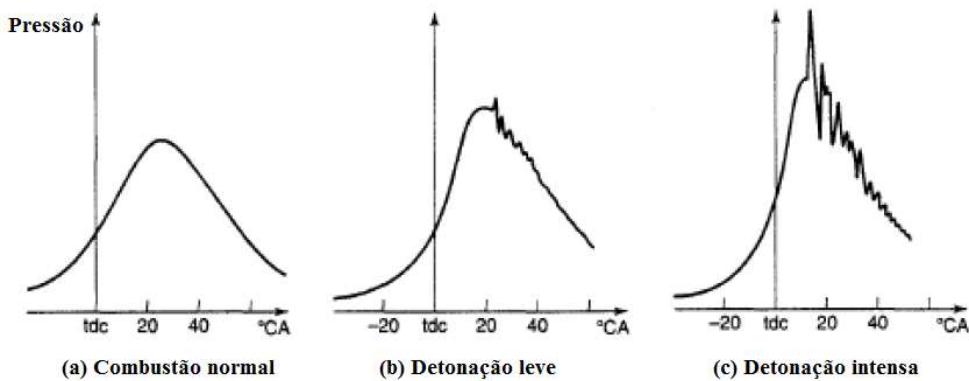
3.13 Fenômeno da detonação

A detonação, também denominada ignição espontânea, é um fenômeno caracterizado pela combustão anômala de porções da mistura ar-combustível na câmara de combustão, ocorrendo de forma abrupta e não controlada antes da progressão regular da frente de chama. Tal evento resulta em elevações súbitas de pressão e temperatura locais, promovendo ondas de choque que se propagam no interior da câmara, gerando vibrações e ruídos metálicos característicos. Nos motores do ciclo Diesel, embora o processo de ignição ocorra naturalmente por compressão, a detonação é igualmente indesejável, podendo comprometer a integridade estrutural do motor e reduzir sua eficiência térmica (FERGUSON & KIRKPATRICK, 2001; HEYWOOD, 2018).

A propensão à ocorrência da detonação em motores Diesel está diretamente associada a parâmetros termodinâmicos, como a pressão e a temperatura da mistura antes da ignição, além da velocidade de propagação da frente de chama. Em condições operacionais críticas, tais como altas cargas ou avanços de injeção excessivos, a taxa de liberação de energia pode superar a capacidade de dissipação térmica do sistema, favorecendo a ignição prematura de porções da mistura ainda não inflamadas.

A Figura 5 apresenta, de forma comparativa, o comportamento da curva de pressão dentro do cilindro em três regimes distintos: operação normal sem detonação (a), com baixa intensidade de detonação (b) e sob detonação severa (c). Observa-se que a intensidade da detonação altera significativamente o perfil de pressão, gerando picos localizados que indicam a liberação rápida de energia por ignição espontânea (FERGUSON e KIRKPATRICK, 2001; HEYWOOD, 2018).

Figura 5 – Fenômeno da detonação



Fonte: Adaptado de Ferguson e Kirkpatrick (2001)

Nos motores Diesel, estratégias de controle da injeção de combustível são fundamentais para mitigar esse fenômeno. O momento de injeção e a pressão de injeção influenciam diretamente o retardo à ignição e, por conseguinte, a taxa de variação da pressão durante a combustão. O avanço excessivo da injeção tende a aumentar a severidade da detonação, ao passo que um retardo moderado pode reduzir sua ocorrência, embora em detrimento da eficiência térmica se não for otimizado adequadamente (HEYWOOD, 2018).

Adicionalmente, outras medidas podem ser adotadas para evitar a detonação, como a redução da temperatura da mistura admitida, o controle da recirculação de gases de exaustão (EGR), e a limitação da potência máxima do motor. Tais

abordagens visam reduzir a reatividade do meio gasoso e a taxa de liberação de energia, tornando a combustão mais controlada e progressiva, conforme observado por Oliveira (2018).

Embora o motor Diesel opere naturalmente por compressão, a detonação permanece como um fenômeno potencialmente danoso que deve ser monitorado e controlado durante a operação do motor. O adequado gerenciamento dos parâmetros de injeção e das condições termodinâmicas da câmara de combustão, constitui-se uma ferramenta essencial para garantir a durabilidade, o desempenho e as emissões do motor (MORAIS, 2016; JUSTINO, 2018).

3.14 Geradores elétricos

De acordo com Fitzgerald e Kingsley (2014) um gerador elétrico é uma máquina rotativa capaz de transformar energia mecânica em energia elétrica. A tensão gerada pode ser calculada conforme Equação 25:

$$V_t = V_{max} \sin 2\pi f t \quad (25)$$

Onde:

- f frequência de variação do campo de excitação [Hz];
- V_t tensão máxima resultante do somatório das tensões induzidas em cada bobina da armadura [V];
- V_{max} tensão instantânea [V];
- ω velocidade angular da armadura [rad/s];
- t tempo [s].

A frequência f depende do número de bobinas e pode ser definida pela Equação 26:

$$f = \left(\frac{n_p}{2} \right) \left(\frac{n}{60} \right) \quad (26)$$

Onde:

- n número de revoluções do campo de excitação [min^{-1}];

n_p número de polos.

A tensão de saída do gerador é manifestada sob a forma de onda senoidal com frequência constante. A velocidade de rotação do motor de combustão interna acoplado ao gerador é expressa em rotações por minuto (rpm), é dada pela Equação 27.

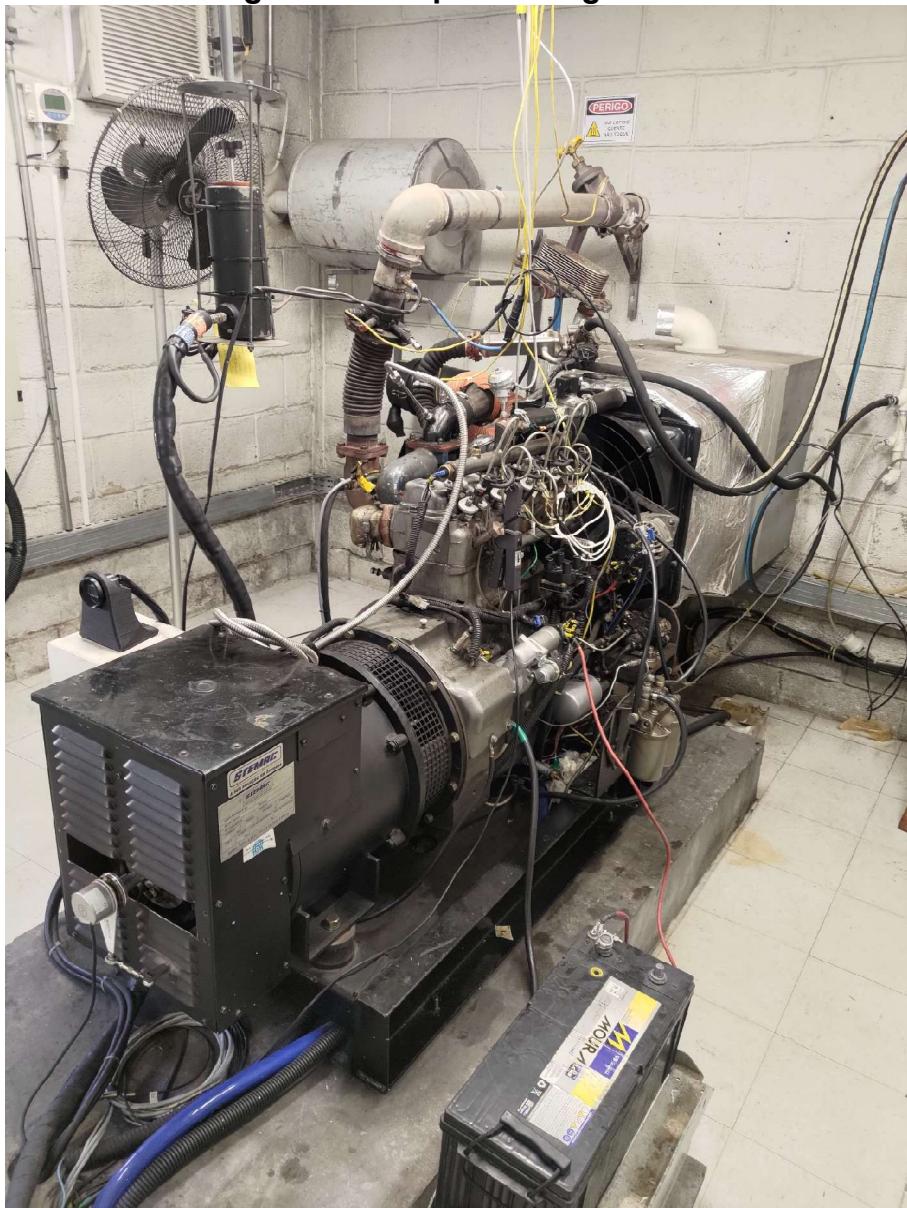
$$n = \frac{120f}{n_p} \quad (27)$$

4 METODOLOGIA EXPERIMENTAL

Neste capítulo são apresentados o aparato experimental utilizado e a metodologia para a realização dos experimentos.

4.1 Aparato experimental

Os experimentos foram realizados em um motor do ciclo Diesel MWM-229/4. Este motor originalmente é equipado com um sistema mecânico de injeção de combustível. De acordo com Valente (2007), a operação deste motor alimentado com B100 somente seria possível utilizando um sistema de injeção de combustível eletrônico que possibilitaria uma maior flexibilidade dos parâmetros de operação do motor. Neste intuito, foi desenvolvida uma unidade de controle eletrônica de injeção dotada de uma interface homem-máquina permitindo a operação do motor de maneira dinâmica nos ciclos Diesel ou Otto (JUSTINO, 2018). Além disso, foi disponibilizado um sistema de aquisição de dados desenvolvido no programa LabView da *National Instruments*. O sistema possibilitou a visualização das medições a partir dos sensores instalados no motor em tempo real e o armazenamento dos dados pertinentes ao processo (FERREIRA, 2021). A Figura 6 mostra uma imagem do aparato experimental utilizado neste trabalho.

Figura 6 – Grupo motor-gerador

Fonte: Própria do autor

4.1.1 Grupo motor-gerador

Um grupo motor-gerador é definido como um equipamento formado pela união de um gerador de energia elétrica a um motor a combustão interna. A sua função baseia-se na conversão de energia química em energia mecânica que por sua vez é convertida em energia elétrica (MORAIS, 2012). As principais características técnicas do motor MWM-229/4 e do gerador da marca CRAMACO são apresentadas nas Tabela 4 e Tabela 5.

Tabela 4 – Características do motor MWM

PARÂMETRO	TIPO OU VALOR
Fabricante	MWM
Modelo	D229/4
Potência máxima (1800 rpm)	49 kW
Tipo de construção	Diesel – 4 tempos em linha
Tipo de injeção	Direta
Ordem de ignição	1-3-4-2
Diâmetro × curso	102 × 120 mm
Comprimento da biela	207 mm
Deslocamento volumétrico unitário	0,980 litros
Número de cilindros	4
Deslocamento volumétrico total	3,922 litros
Aspiração	Natural
Razão de compressão	17:1
Momento de início da injeção	Controlado eletronicamente
Ângulo de abertura da válvula de exaustão	510°CA DPMS
Ângulo de fechamento da válvula de admissão	210°CA DPMS
Ângulo de abertura da válvula de admissão	0° CA DPMS
Ângulo de fechamento da válvula de exaustão	720°CA DPMS

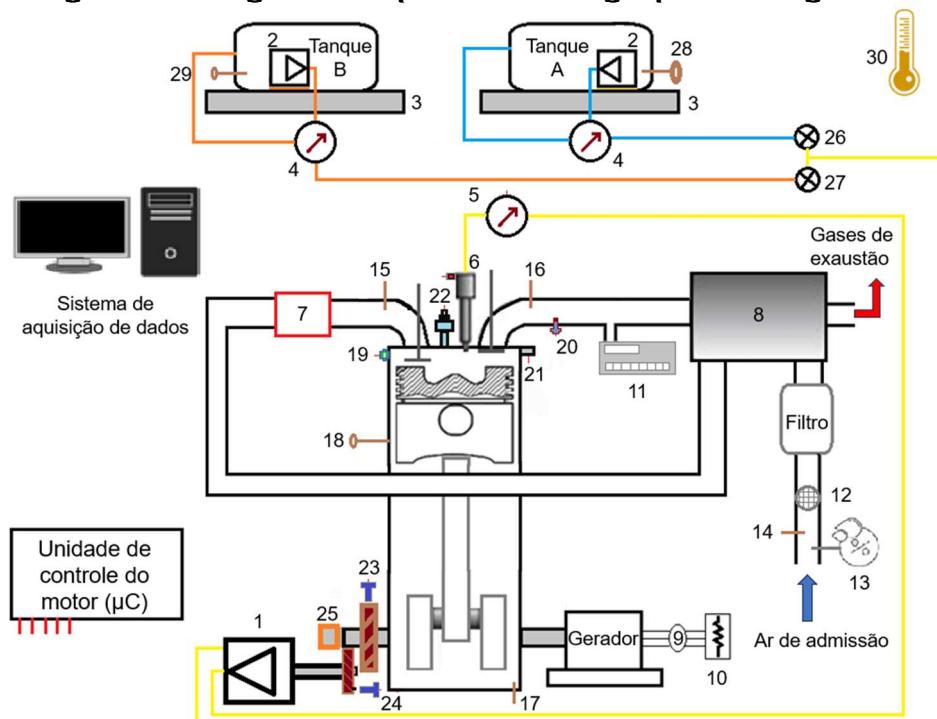
Fonte: Adaptado de OLIVEIRA (2018) e Moreira et al. (2024)

Tabela 5 – Características do gerador de energia elétrica**PARÂMETRO****VALOR**

Número de polos	4
Tensão	220 V
Número de fases	3
Potência nominal	55 kW
Frequência	60 Hz

Fonte: VALENTE (2008) e Moreira et al. (2024)

Para avaliar o desempenho e emissões do motor em várias condições de carga, um banco de resistores elétricos com resolução de 2,5 kW e potência máxima de 50 kW foi conectado ao gerador de energia elétrica. Essa conexão foi intermediada por um quadro elétrico composto por disjuntores de proteção e contatores para o acionamento manual ou automático das resistências elétricas (JUSTINO, 2012; OLIVEIRA, 2018). Um diagrama esquemático representando a configuração do grupo motor-gerador utilizado neste trabalho, após as adaptações, é mostrado na Figura 7.

Figura 7 – Diagrama esquemático do grupo motor-gerador

Fonte: Própria do autor

A Tabela 6 apresenta as indicações dos componentes instalados.

Tabela 6 – Identificação dos componentes do grupo motor-gerador

1	Bomba de alta pressão de combustível	18	PT100 da arrefecimento do motor (aquisição de dados)	do
2	Bomba de baixa pressão de combustível	19	PT100 da arrefecimento do motor (controle)	do
3	Balança	20	Sonda Lambda	
4	Regulador de pressão	21	Transdutor de pressão da câmara de combustão	
5	Sensor de alta pressão	22	Vela incandescente	
6	Eletro-injetor de combustível	23	Sensor de rotação	
7	Aquecedor do ar de admissão	24	Sensor de fase	
8	Trocador de calor tipo casco e tubo	25	<i>Encoder</i> rotativo	
9	Transdutor de grandezas elétricas	26	Válvula de seleção tanque A	
10	Banco de resistores	27	Válvula de seleção tanque B	
11	Analisador de gases da exaustão	28	PT100 da temperatura do combustível no tanque A	
12	Sensor de vazão mássica de ar	29	PT100 da temperatura do combustível no tanque B	
13	Termo-higrômetro / Barômetro	30	Termopar da temperatura ambiente	
14	Termopar da temperatura do ar de admissão			
15	Termopar da temperatura do ar após aquecedores			
16	Termopar da temperatura dos gases de exaustão			
17	Termopar da temperatura do óleo do motor			

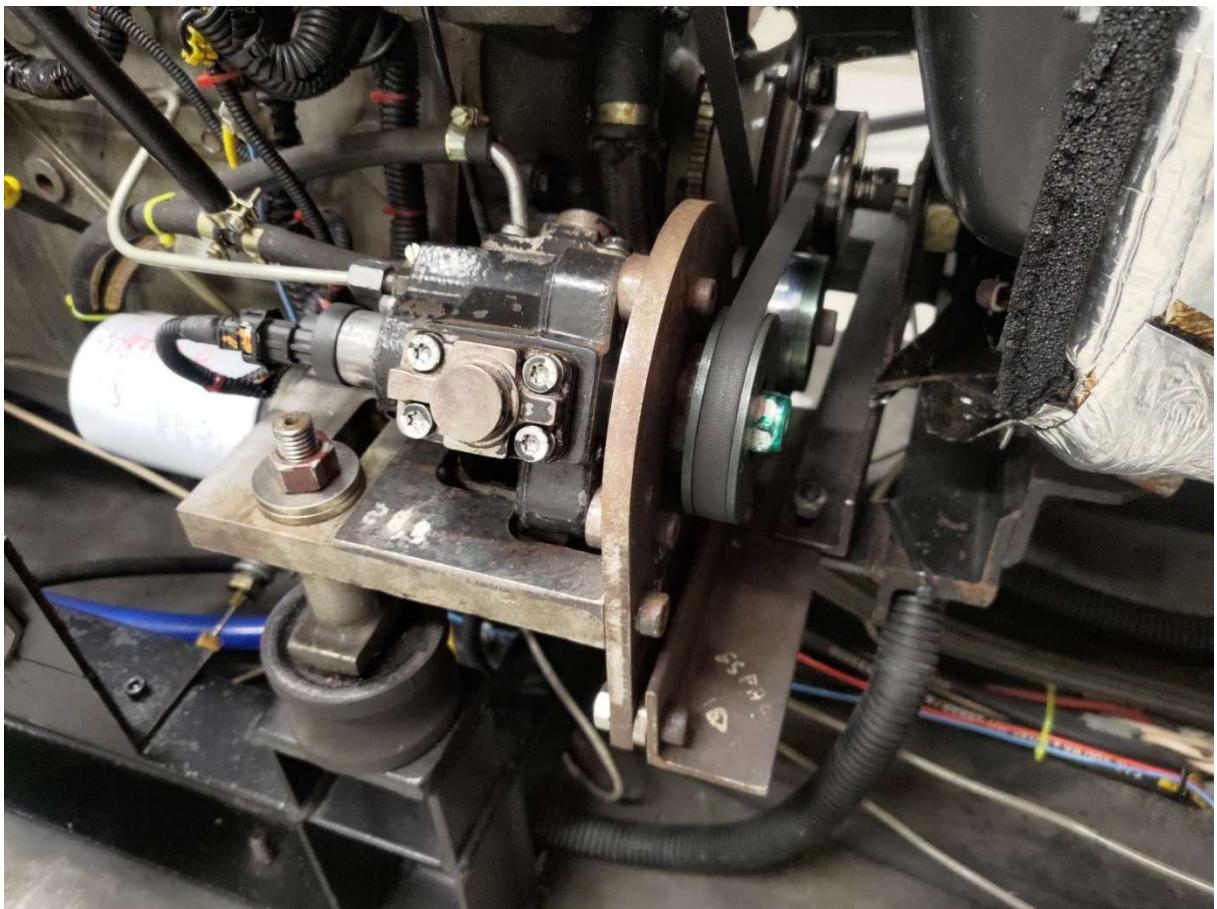
Fonte: Própria do autor

4.1.2 Adaptações no grupo motor-gerador

No estudo realizado por Justino (2018), a operação da bomba de alta pressão de óleo diesel ocorreu de forma autônoma ao motor. Um motor elétrico trifásico com potência nominal de 7,5 cv e rotação de 1750 rpm foi utilizado para o acionamento da bomba. Dessa forma, o trabalho realizado para a elevação da pressão do óleo diesel foi contabilizado separadamente do trabalho total realizado pelo motor em seus experimentos.

Com o objetivo de aprimorar a robustez e a integração do sistema de alimentação de combustível ao motor, foi adaptada uma bomba de alta pressão, modelo Bosch 0445010320, ao eixo do motor. A escolha desta bomba fundamentou-se em sua aplicação usual em motores cuja potência nominal é, no mínimo, três vezes superior à do motor MWM 229/4, assegurando, assim, uma vazão de combustível compatível e suficiente para o pleno funcionamento do sistema. A conexão mecânica entre a bomba e o eixo do motor foi realizada por meio de um sistema de polias e correia com relação de transmissão 1:1, permitindo o acionamento sincronizado da bomba com a rotação do motor. A Figura 8 mostra a bomba de alta pressão instalada no motor e os demais equipamentos necessários à operação do sistema.

Figura 8 – Bomba de alta pressão de óleo diesel

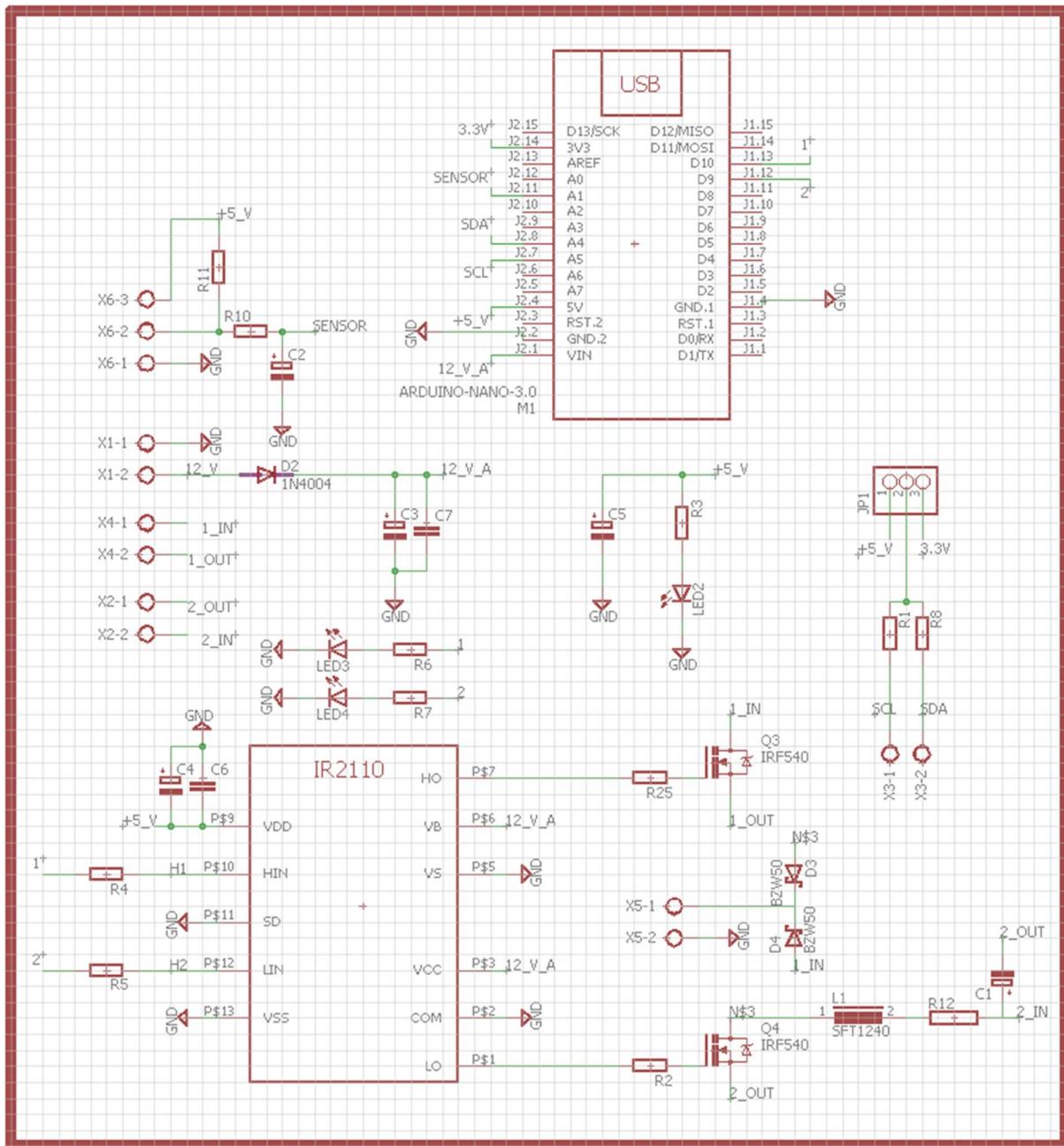


Fonte: Própria do autor

A bomba de alta pressão de combustível utilizada neste trabalho é dotada de uma eletroválvula reguladora de pressão. Caso essa válvula não seja acionada, o combustível é direcionado para a linha de retorno ao tanque; caso contrário, o combustível é pressurizado e encaminhado para o ramo de alimentação dos eletro-injetores. Além disso, em situações de pressões excessivas uma válvula de alívio é acionada por motivos de segurança (OLIVEIRA, 2018).

Para o controle da pressão de injeção de combustível e o correto acionamento da eletroválvula reguladora de pressão, foi desenvolvido um módulo eletrônico microcontrolado. O interfaceamento do módulo com a central de controle do motor foi através de comunicação serial RS232. A programação do módulo foi realizada na plataforma *Arduino Nano* e um controle proporcional-integral-derivativo (PDI) em malha fechada, foi implementado e ajustado para se obter uma rápida resposta de atuação e minimizar as flutuações de pressão. A Figura 9 mostra o diagrama esquemático do circuito do módulo desenvolvido.

Figura 9 – Diagrama esquemático do circuito do módulo de controle de alta pressão de combustível

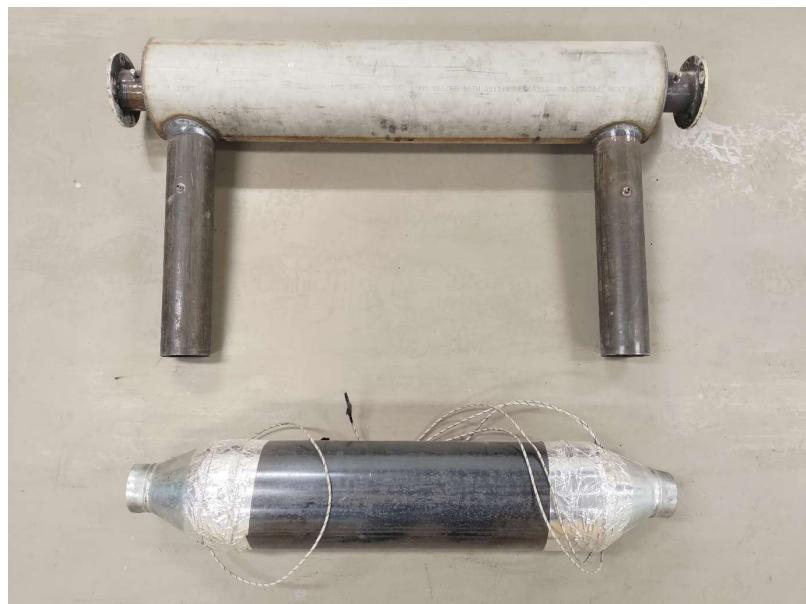


Fonte: Própria do autor

Woo et al. (2016) realizaram um estudo sobre a influência da temperatura do ar de admissão no desempenho de um motor do ciclo Diesel monocilíndrico alimentado com etanol. Os autores mostraram que a temperatura mínima do ar de admissão para que ocorresse a autoignição do etanol em seus experimentos foi de 60 °C. Para favorecer a combustão do EHC presente nas misturas de combustíveis testadas neste trabalho, foi instalado um sistema de aquecimento do ar de admissão.

O sistema é composto por um aquecedor elétrico de potência máxima de 4,8 kW e um trocador de calor tipo casco e tubo em série. Como fonte quente do trocador de calor foram utilizados os gases de exaustão do motor. A Figura 10 mostra o trocador de calor e o aquecedor utilizados. As suas disposições no motor podem ser observadas na Figura 7.

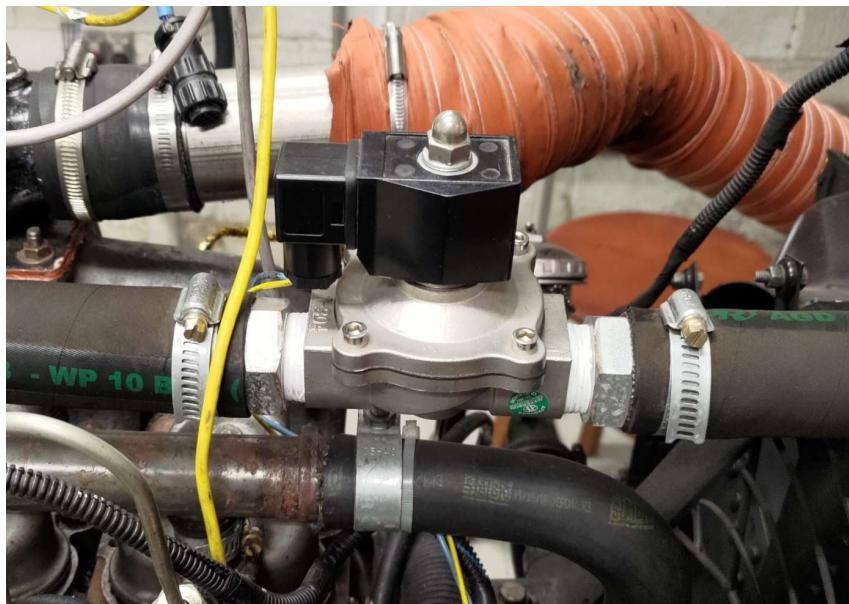
Figura 10 – Trocador de calor e aquecedor do ar de admissão



Fonte: Própria do autor

Como relatado por Moreira (2018), a abertura da válvula termostática do sistema de arrefecimento do motor utilizado neste trabalho ocorre aproximadamente a 65 °C. Ainda no intuito de fornecer mais energia disponível no sistema para a combustão das misturas dos combustíveis, substituiu-se a válvula termostática original do motor MWM-229/4 por uma válvula solenoide comandada pela central eletrônica do motor. Um controle *on/off* foi implementado e permitiu a manutenção da temperatura do líquido de arrefecimento do motor entre 90 °C à 100 °C, implicando em uma maior temperatura das paredes do cilindro dentro da câmara de combustão. O circuito eletrônico de potência de acionamento da válvula solenoide foi o mesmo utilizado para o controle da pressão do combustível. A Figura 11 mostra a válvula solenoide instalada no motor.

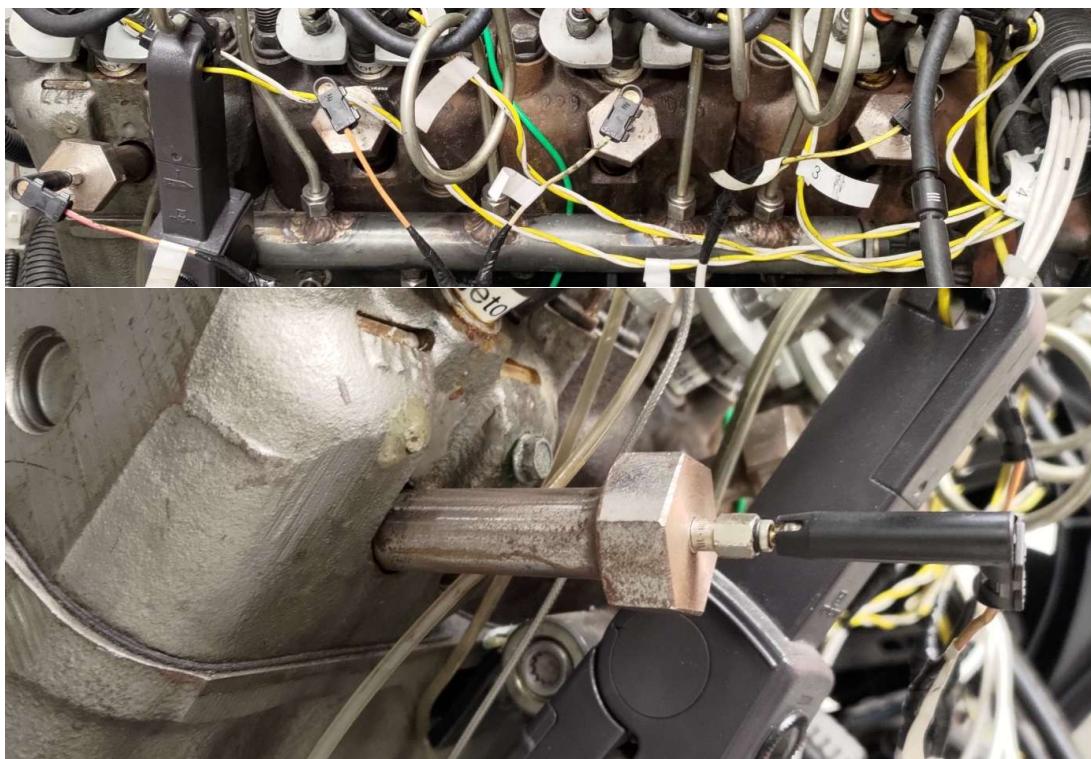
Figura 11 – Válvula solenoide do sistema de arrefecimento



Fonte: Própria do autor

Em motores do ciclo Diesel mais modernos, é comumente observado o uso de velas incandescentes como um assistente de início de combustão no momento da partida a frio (ZHOU et al., 2016; LAWLER et al., 2018). Na literatura é possível observar diversos estudos avaliando os efeitos da utilização de velas incandescentes como um ponto quente para iniciar e controlar a combustão em motores de ignição por compressão, em vários regimes de operação e com diversos tipos de combustíveis (YAO et al., 2017; GOGOLEV et al., 2018; MUTZKE et al., 2018). Mediante a essas informações, optou-se por adaptar velas incandescentes no motor utilizado neste trabalho com o objetivo de auxiliar a ignição dos combustíveis testados e favorecer a utilização de maiores percentuais de EHC. No entanto, em testes preliminares, foi observado que as velas incandescentes não influenciaram na combustão durante a operação do motor. Dessa forma, as velas não foram utilizadas durante os ensaios e permaneceram instaladas no motor somente com a função de assistente de partida. A Figura 12 mostra as velas incandescentes instaladas no motor.

Figura 12 – Velas incandescentes instaladas no motor

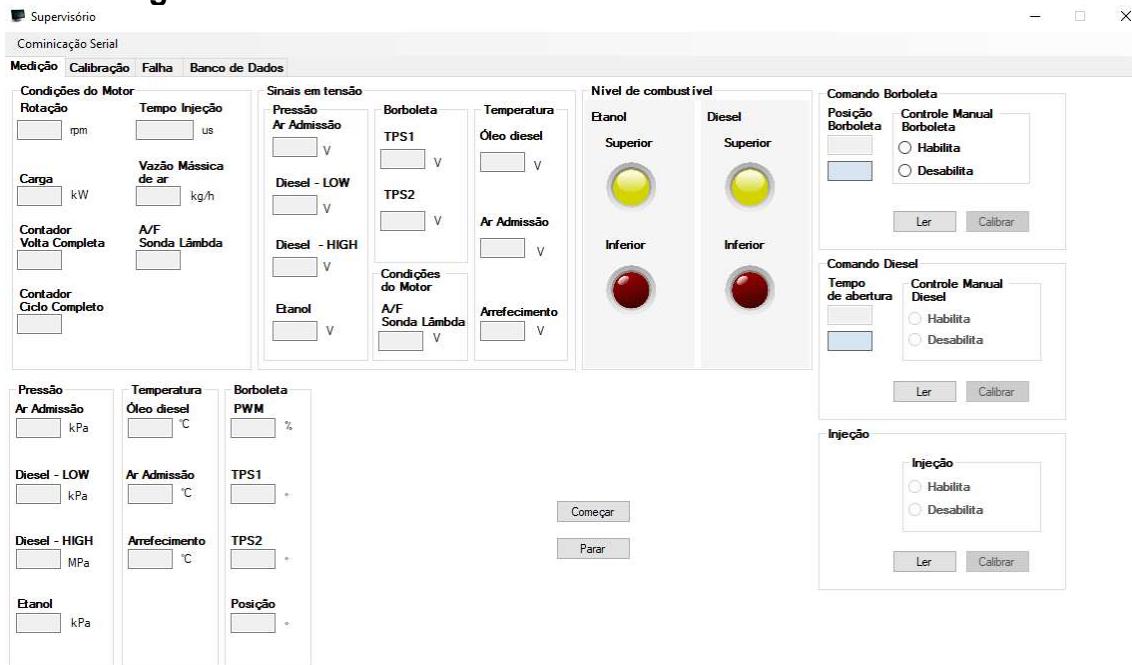


Fonte: Própria do autor

4.2 Painel de Controle e Sistema de aquisição de dados

Com o propósito de monitorar as variáveis operacionais do motor e possibilitar o ajuste dinâmico dos parâmetros do sistema de injeção de combustível, como a pressão e o ângulo de injeção, aprimorou-se o software desenvolvido por Justino (2018). A atualização do programa visou otimizar a comunicação bidirecional com a unidade de comando eletrônico (ECU) instalada no motor, permitindo a leitura em tempo real dos dados de operação e a alteração dos parâmetros de controle. Adicionalmente, o sistema passou a contar com funcionalidades de diagnóstico, capazes de identificar e sinalizar condições anômalas de funcionamento, tais como excesso de rotação, superaquecimento e irregularidades na pressão de injeção de combustível. A interface do programa de controle e o monitoramento do motor são mostrados na Figura 13.

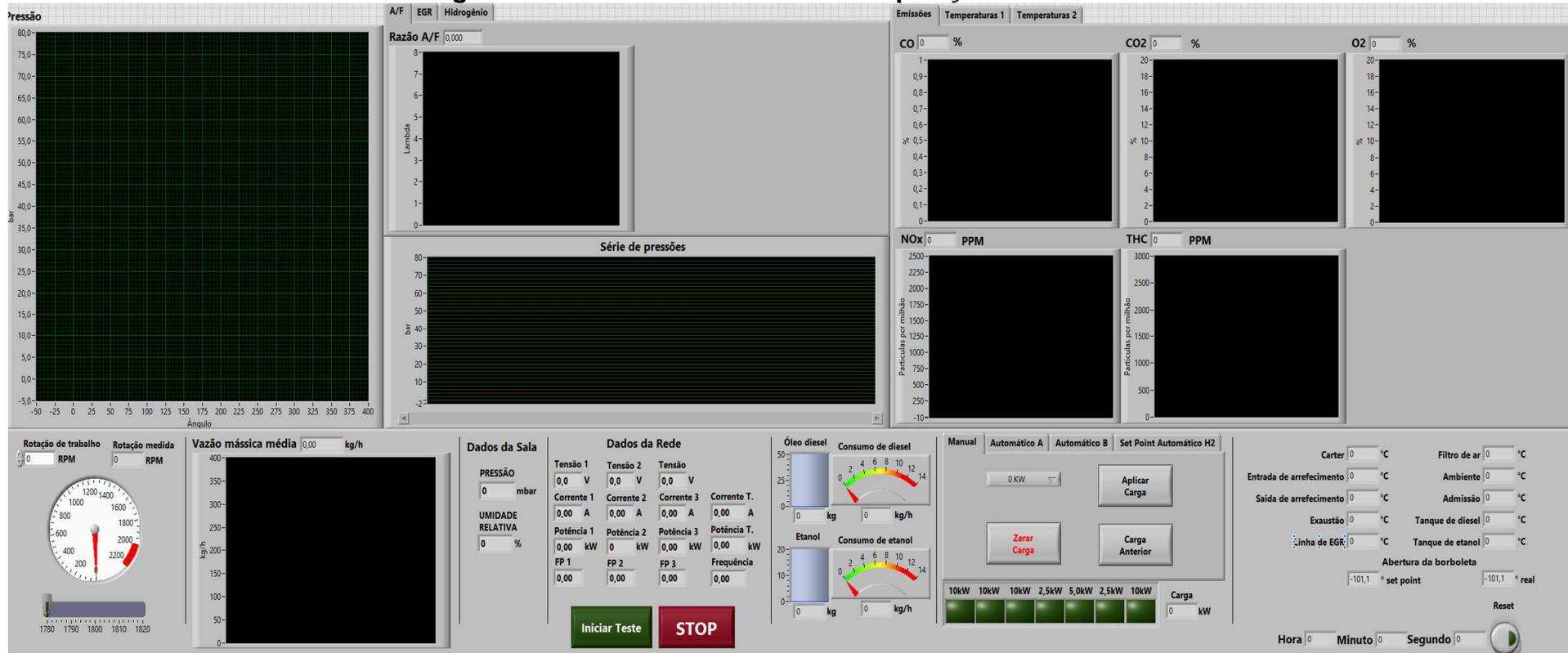
Figura 13 – Interface de monitoramento e controle do motor



Fonte: Própria do autor

O grupo motor-gerador é uma bancada de testes instrumentada, composta por um sistema de aquisição de dados desenvolvido no programa LabVIEW da *National Instruments* e um analisador de gases de exaustão modelo série 600 da fabricante *California Analytical Instruments* (CAI) (MOREIRA et al., 2024). Além do sistema ser responsável pelo armazenamento dos valores das grandezas pertinentes a esse trabalho, ele também é responsável pela automação do acionamento das cargas impostas ao motor (FERREIRA, 2021). A Figura 14 mostra a interface do sistema de aquisição de dados.

Figura 14 – Interface do sistema de aquisição de dados



Fonte: Própria do autor.

Os principais instrumentos de medição utilizados neste trabalho, bem como suas grandezas e especificações, são mostrados na Tabela 7.

Tabela 7 – Informações dos principais instrumentos de medição

Grandeza	Instrumento	Faixa de medição	Resolução	Incerteza
Temperatura do combustível	Pt-100	0 a 40 °C	0,01 °C	±0,35 % da leitura
Vazão mássica do ar	Bosch HFM -4.7 RP + NTC	10 a 620 kg/h	-	-
Temperatura do ar na admissão	Termopar tipo K	0 a 40 °C	0,01 °C	±0,4 % da leitura
Temperatura ambiente	Termopar tipo K	0 a 40 °C	0,01 °C	±0,4 % da leitura
Umidade relativa do ar	KIMO HTP300	0 a 100 % U.R.	0,1% U.R.	±1,5 % da leitura
Pressão atmosférica	KIMO HTP300	0 a 2000 mbar	0,1 mbar	±1 mbar da leitura
Temperatura de arrefecimento	Pt-100	0 a 150 °C	0,01 °C	±0,35 % da leitura
Ângulo do eixo de manivela	Dynapar B58N	máx. 6000 rpm	720 ppr	-
Temperatura do óleo	Termopar tipo K	0 a 40 °C	0,01 °C	±0,4 % da leitura
Potência elétrica	Cyber UPD-200	máx. 300 kW	0,1 kW	±1,0 % da leitura
Pressão da câmara de combustão	Kislter 6061B	0 a 250 bar	-2,56 pC/bar	Linearidade: ±0,5 % do fundo de escala
Temperatura do gás de exaustão	Termopar tipo K	0 a 700 °C	0,01°C	±0,4 % da leitura
Emissão de NOx	CAI 600-HCLD	0 a 3000 ppm	10 ppb	Linearidade e Repetibilidade: ±0,5 % do fundo de escala
Emissão de THC	CAI 600-MHFID	0 a 30000 ppm	10 ppb	Linearidade e Repetibilidade: ±0,5 % do fundo de escala
Emissão de CO ₂ ,CO e O ₂	CAI 600-NDIR	0 a 100 %	1 ppm	Linearidade: ±0,5 % do fundo de escala Repetibilidade: ±1,0 % do fundo de escala
Massa de combustível	Líder LD1050	0 a 50 kg	0,001 kg	-

Fonte: Adaptado de FERREIRA (2021) e MOREIRA et al. (2024)

4.3 Procedimento experimental

O procedimento experimental foi baseado em trabalhos anteriores realizados no grupo motor-gerador (OLIVEIRA, 2018; FERREIRA, 2021).

A padronização dos ensaios de desempenho e emissões de um motor a combustão interna não veicular é determinada pela norma ABNT NBR6396. É de conhecimento que as condições atmosféricas interferem no desempenho de um motor, portanto a norma citada apresenta um método para a correção das medidas de potência e consumo de combustível. Os procedimentos executados no trabalho foram:

- O consumo de combustível foi medido por variação de massa expresso em quilograma por hora (kg/h);
- A potência observada foi corrigida para as condições de atmosfera padrão conforme a norma ISO 3046-1:2002;
- As medições das temperaturas da entrada e saída do líquido de arrefecimento, do óleo do cárter, do ar de admissão, da sala de testes e do gás de exaustão, foram feitas por termômetros de resistência elétrica ou termopares;
- As medições da pressão barométrica, da temperatura do ar e da umidade relativa do ar atmosférico;
- Os testes foram executados com o motor estabilizado para cada prova estabelecida;
- Manutenção das condições de teste constantes, dentro de um intervalo de valores segundo norma pertinente.

As condições de atmosfera padrão determinadas pela norma ISO 15550:2002(E) para a obtenção da potência normalizada, consumo específico normalizado e eficiência normalizada são:

- Pressão atmosférica padrão: 750,06 mmHg;
- Temperatura do ar padrão: 25 °C;
- Umidade relativa padrão: 30 %;

- Respectiva pressão parcial de vapor de água no ar padrão: 7,13mmHg.

4.3.1 Obtenção das misturas de combustíveis entre B100 e EHC

O método utilizado para a mistura dos combustíveis foi baseado nos trabalhos realizados por Morais (2016), Moreira (2018) e Souza (2018). Nesta etapa foi utilizado um tanque com capacidade para 100 litros de combustível e uma balança digital da marca Lider, modelo LD1050. O tanque vazio foi colocado sobre a balança permitindo realizar a tara e em seguida adicionaram-se 5 kg de EHC. Na sequência, foi adicionada ao tanque uma determinada massa de B100 em função do percentual desejado que os 5 kg de EHC correspondessem ao valor total da massa da mistura de combustíveis. A Equação 28 mostra como foram calculados os valores das massas de B100 para cada percentual e os parâmetros dos combustíveis utilizados são apresentados no Anexo A.

$$MB100 = \left(\frac{MEHCI * 100}{PEHC} \right) - MEHCI \quad (28)$$

$$MCOMBF = MB100 + MEHCI$$

Onde:

- | | |
|--------|--|
| MB100 | massa de biodiesel [kg]; |
| MEHCI | massa de etanol hidratado combustível inicial [kg]; |
| PEHC | percentual de etanol hidratado combustível desejado [%]; |
| MCOMBF | massa total da mistura de combustíveis [kg]. |

A nomenclatura adotada para cada combustível foi:

- B100 Biodiesel;
- EHC Etanol hidratado combustível;
- E40B60 40% EHC e 60% B100;
- E50B50 50% EHC e 50% B100;
- E60B40 60% EHC e 40% B100.

4.3.2 Estratégia para determinação do maior percentual de substituição do B100 por EHC

Justino (2018) mostrou que a maior eficiência de conversão de combustível do grupo motor-gerador alimentado com B8 e operando na configuração eletrônica ocorreu na potência de 27,5 kW. Mediante essa informação, definiram-se duas premissas de operação do motor para a determinação experimental do maior percentual de substituição de B100 por EHC. As premissas foram:

- Motor atingir a potência mínima de 27,5 kW e;
- Rotação se manter em (1800 ± 20) rpm.

Inicialmente, prepararam-se 20 kg de combustível no tanque principal contendo 90% de EHC e 10% de B100 em massa. Em seguida foi iniciada a operação do motor com o auxílio de um segundo tanque abastecido com B10 e conectado paralelamente ao tanque principal no sistema de injeção. Com o motor aquecido e em regime permanente de operação, realizou-se a mudança de combustível sem interromper seu funcionamento. Para evitar a contaminação do combustível testado com B10, parte do combustível foi descartado através do retorno da bomba de alta pressão. Os principais parâmetros de operação do motor, tais como a temperatura do ar de admissão, a temperatura do líquido de arrefecimento, a pressão de injeção e o momento de injeção de combustível, foram ajustados com o objetivo de corrigir a instabilidade de operação do motor. Este processo foi repetido aumentando-se o percentual de B100 na mistura em intervalos de 10% tendo como base o valor da massa restante no tanque principal até que as duas premissas fossem satisfeitas.

4.3.4 Determinação dos ângulos de início de injeção e pressões de injeção de combustível

Os parâmetros de injeção de combustível influenciam diretamente no desempenho e nas emissões de um motor a combustão interna (OLIVEIRA, 2018). Os ângulos de início de injeção, bem como as pressões de injeção de combustível, foram determinados experimentalmente após a identificação do maior percentual de substituição do B100 por EHC. O ajuste desses parâmetros do sistema de injeção de

combustível foi através da observação do comportamento, em tempo real, da pressão no interior da câmara de combustão de forma a se evitar ao máximo:

- Falha de ignição;
- Longos atrasos de ignição;
- Detonação agressiva;
- Picos abruptos de pressão.

A Tabela 8 mostra os ângulos de início de injeção e as pressões de injeção de combustível utilizadas nos ensaios com B100 em função da demanda de potência:

Tabela 8 – Definição dos ângulos e pressões de injeção para os testes com B100

Carga [kW]	Ângulo de início de injeção [°CA APMS]	Pressão de injeção [bar]
10,0	20	250
15,0	20	250
20,0	18	350
25,0	18	350
27,5	16	450
30,0	16	450
32,5	16	450

Fonte: Própria do autor

A Tabela 9 apresenta os ângulos de início da injeção e as pressões de injeção de combustível utilizadas nos ensaios com misturas de EHC e B100, em função da demanda de potência. Os valores adotados tiveram como referência inicial os dados apresentados na Tabela 8.

Tabela 9 – Definição dos ângulos e pressões de injeção para os testes com as misturas entre EHC e B100

Carga [kW]	E40B60	E50B50	E60B40	Pressão de injeção
	[°CA APMS]	[°CA APMS]	[°CA APMS]	[bar]
10,0	18	20	30	350
15,0	18	20	25	350
20,0	18	20	18	350
25,0	14	16	16	450
27,5	14	16	13	450
30,0	14	16	-	-

Fonte: Própria do autor

4.3.5 Testes com o motor operando no ciclo Diesel alimentado com B100

Os experimentos com o motor operando no ciclo Diesel alimentado unicamente com B100 foram feitos conforme apresentado no item 4.3 e seguiram os seguintes procedimentos:

- Abastecimento do tanque com B100 suficiente para a realização dos testes;
- Verificação dos níveis do óleo lubrificante e do líquido de arrefecimento do motor;
- Verificação do funcionamento dos sistemas de controle do motor;
- Verificação do sistema de aquisição de dados;
- Funcionamento do motor em operação até que as temperaturas do líquido de arrefecimento e do óleo lubrificante atingissem regime permanente;
- Programação da sequência de cargas conforme a Tabela 10;
- Programação do tempo de dois minutos de permanência em cada carga;
- Execução de quatro testes, sendo dois em sentido crescente de carga e dois decrescentes;
- Desligamento do motor;
- Retirada da amostra do combustível do tanque principal para análise laboratorial;
- Armazenamento das grandezas obtidas.

Tabela 10 – Sequência de cargas dos ensaios com B100

Orientação	Carga [kW]
Crescente	10 – 15 – 20 – 25 – 27,5 – 30
Decrescente	30 – 27,5 – 25 – 20 – 15 – 10

Fonte: Própria do autor

4.3.6 Testes com o motor operando no ciclo Diesel alimentado com misturas entre EHC e B100

Os experimentos com o motor operando no ciclo Diesel e alimentado com misturas entre EHC e B100 em diferentes proporções foram feitos conforme apresentado no item 4.3, e seguiram os seguintes procedimentos:

- Abastecimento do tanque principal com a mistura de combustíveis suficiente para realização dos testes;
- Abastecimento do tanque auxiliar com B10 para aquecimento do motor;
- Verificação dos níveis do óleo lubrificante e do líquido de arrefecimento do motor;
- Verificação do funcionamento dos sistemas de controle do motor;
- Verificação do sistema de aquisição de dados;
- Funcionamento do motor em operação com B10 até que a temperatura do líquido de arrefecimento e do óleo lubrificante atingissem regime permanente;
- Acionamento do sistema de aquecimento do ar de admissão;
- Programação da sequência de cargas conforme Tabela 11;
- Programação do tempo de dois minutos de permanência em cada carga;
- Comutação do tanque auxiliar para o tanque principal;
- Descarte de parte do combustível pelo retorno da bomba de alta pressão para não contaminar o combustível testado com B10;
- Execução de quatro testes, sendo dois com sentido crescente de carga e dois decrescente;
- Desligamento do motor;
- Retirada da amostra do combustível do tanque principal para análise laboratorial;

- Armazenamento das grandezas obtidas.

Tabela 11 – Sequência de cargas dos ensaios com misturas entre EHC e B100

Orientação	Carga [kW]
Crescente	10 – 15 – 20 – 25 – 27,5 – 30
Decrescente	30 – 27,5 – 25 – 20 – 15 – 10

Fonte: Própria do autor

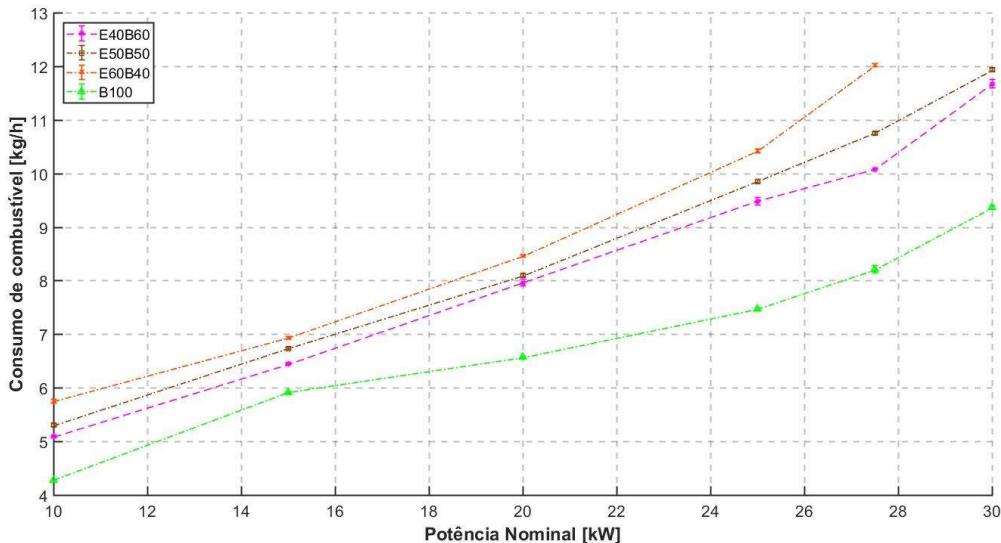
5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo são apresentados os resultados de desempenho e emissões do motor estudado operando com B100 e misturas de EHC e B100. Nos Apêndices A, B e C são mostrados todos os resultados obtidos e seus respectivos valores de incertezas, calculados conforme o Anexo B.

5.1 Consumo de combustível

O aumento de consumo de combustível é devido à elevação da demanda de potência no eixo do motor. Mediante a este fato, a central de controle do motor atua corrigindo a vazão mássica de combustível mantendo a rotação em (1800 ± 20) rpm (JUSTINO, 2018). A Figura 15 apresenta a variação do consumo de combustível do motor em função da carga para todos os combustíveis ensaiados. Foi observado que o consumo de combustível se eleva em função do aumento da concentração de EHC. Este comportamento já era esperado devido ao B100 apresentar uma densidade energética maior que a do EHC. Na literatura é possível encontrar relatos semelhantes de autores que utilizaram álcoois em motores do ciclo Diesel (IMARAM, 2013; KURRE, 2015; OLIVEIRA, 2018; SOUZA, 2018; CATALIN e RADU, 2022). Na carga de maior eficiência nominal do motor (27,5 kW) o combustível E60B40 apresentou um consumo de $(12,018 \pm 0,031)$ kg/h, representando um consumo 46% maior que o B100.

Figura 15 – Consumo de combustível



Fonte: Própria do autor

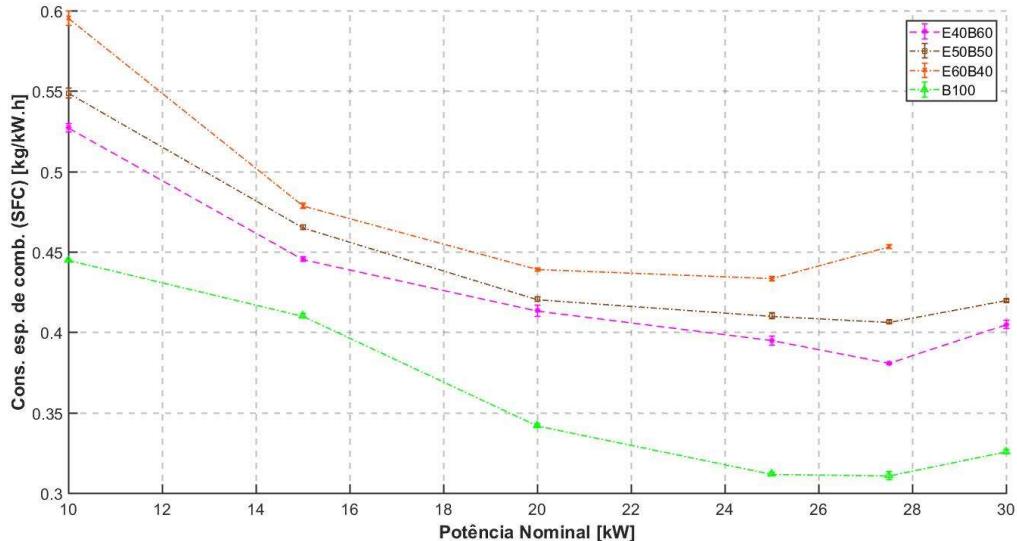
5.2 Consumo específico de combustível

A partir dos dados de consumo do motor é possível determinar o consumo específico de combustível (SFC). De acordo com Morais (2016), Justino (2018) e Oliveira (2018), o consumo específico de um motor em rotação constante decresce com o aumento da demanda de potência. Isso se deve à redução da razão entre o torque necessário para vencer o atrito e o torque total disponível no eixo do motor.

Ao se realizar a substituição parcial do B100 por EHC, que é um combustível de menor PCI que o B100, é esperado um aumento do consumo específico do motor para suprir uma mesma demanda de potência. Esse comportamento foi evidenciado durante os testes realizados, e é mostrado na Figura 16 que apresenta o consumo específico do motor em função da carga para todos os combustíveis ensaiados.

Para todas as condições de ensaios o consumo específico de combustível do motor aumentou conforme o percentual de EHC presente nas misturas de combustíveis. O consumo específico de combustível do motor operando com B100 variou entre $(0,445 \pm 0,001)$ kg/kW.h, na carga de 10 kW, e $(0,326 \pm 0,012)$ kg/kW.h, na carga de 30 kW. Na carga de 27,5 kW, o consumo específico de combustível do motor operando com E60B40 foi de $(0,453 \pm 0,001)$ kg/kW.h. Isso representou um aumento máximo de 45% no consumo específico de combustível em comparação ao motor operando com B100.

Figura 16 – Consumo específico de combustível



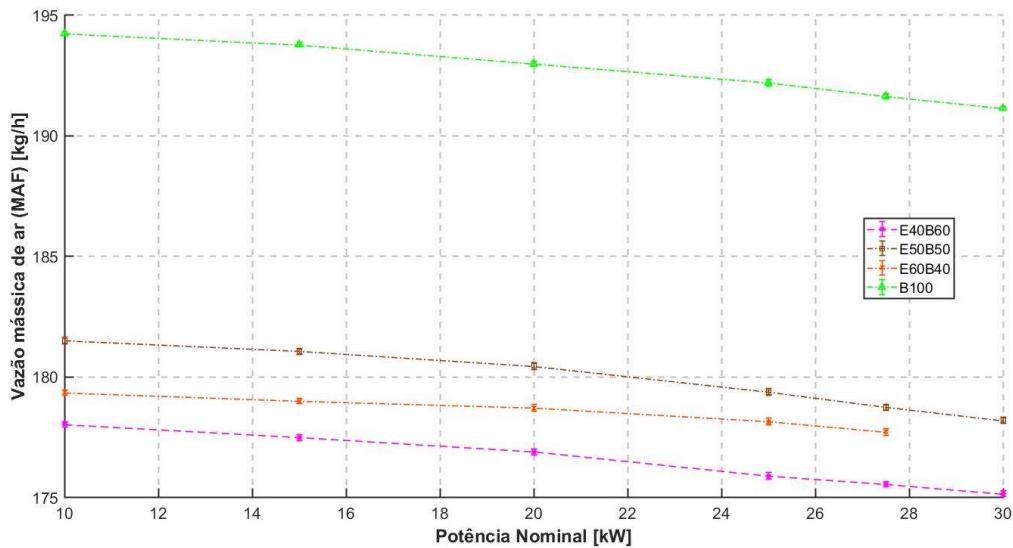
Fonte: Própria do autor

5.3 Vazão mássica de ar

Motores do ciclo Diesel operam com fator lambda maior que um, portanto, não há controle da vazão mássica de ar admitido durante a operação do motor (OLIVEIRA, 2015; JUSTINO, 2018).

A Figura 17 mostra a vazão mássica de ar admitido para os combustíveis ensaiados conforme a demanda de potência. Para o motor operando com B100 a variação da vazão mássica de ar foi pequena, ficando entre $(194,21 \pm 0,09)$ kg/h e $(191,12 \pm 0,08)$ kg/h. Já para o motor operando com as misturas de combustíveis, foi observada uma redução de até 8,4% na vazão mássica de ar em comparação com o B100. Isso se deve ao fato da instalação do aquecedor na admissão do motor, que manteve a temperatura do ar em torno de 100 °C, e tendo como consequência a redução da densidade do ar e concomitantemente a diminuição da vazão mássica.

Figura 17 – Vazão mássica de ar



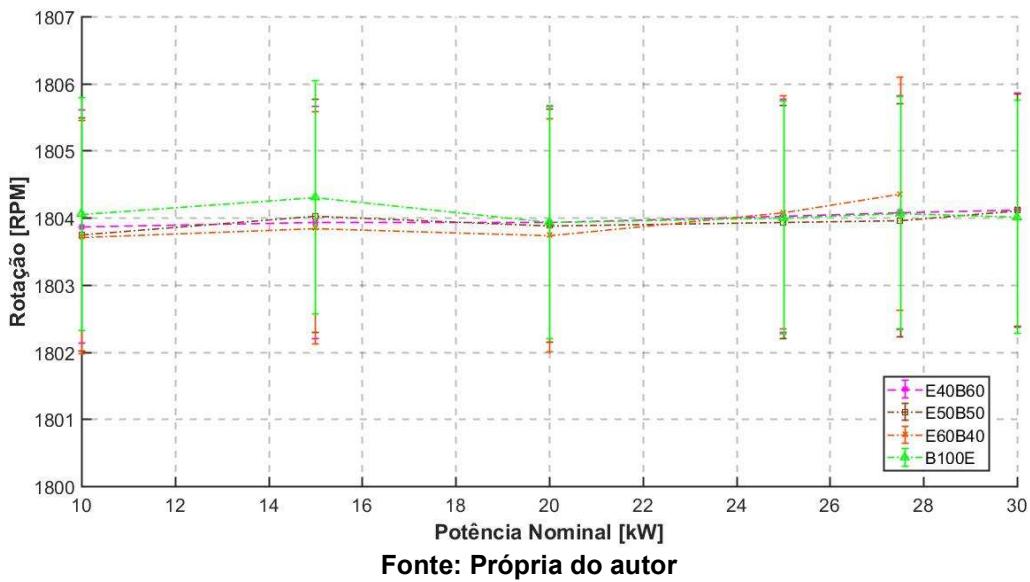
Fonte: Própria do autor

5.4 Rotação

Motores a combustão interna utilizados em grupos motores geradores operam com rotação constante de 1500 rpm ou 1800 rpm. Dessa forma, a frequência da tensão elétrica gerada é de 50Hz ou 60Hz, respectivamente. No ciclo Diesel a rotação e a potência geradas no eixo do motor são controladas diretamente pela quantidade de combustível injetado na câmara de combustão (VALENTE, 2007; JUSTINO, 2018; MOREIRA, 2018).

A Figura 18 presenta a rotação do motor em função da carga para todas as condições de ensaios. Os valores de rotação do motor permaneceram dentro da faixa de operação de (1800 ± 20) rpm durante os ensaios. Como resultado, não foram observadas instabilidades de operação do motor para nenhum dos combustíveis ensaiados.

Figura 18 – Rotação



Fonte: Própria do autor

5.5 Características da combustão

Para as análises dos processos ocorridos no interior da câmara de combustão de um motor, é fundamental mensurar a curva de pressão no interior do cilindro. Os resultados dos ensaios realizados foram baseados no cálculo da média de 500 ciclos da pressão no interior do cilindro. Para a leitura da pressão foi utilizado um transdutor piezoelétrico instalado no cabeçote do cilindro 1 do motor.

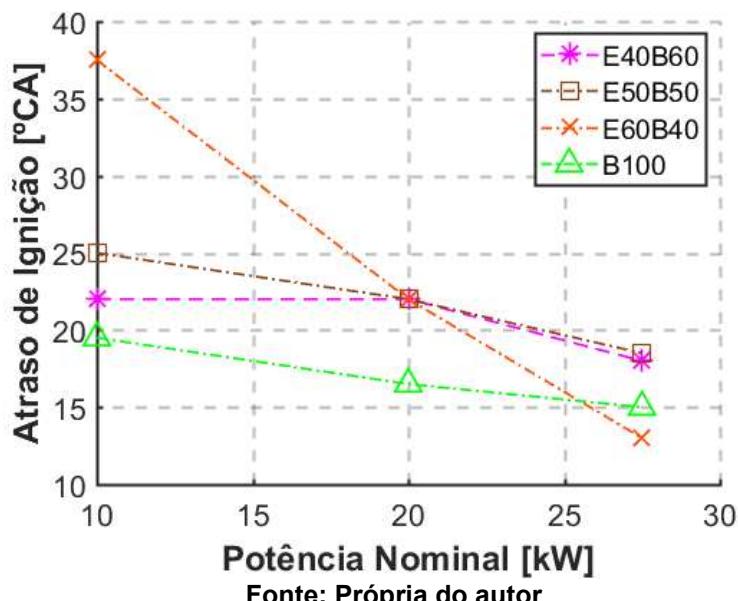
5.5.1 Atraso de ignição

A autoignição do combustível em motores do ciclo Diesel está vinculada às condições de pressão e temperatura no interior do cilindro (HEYWOOD, 2018). Esses parâmetros influenciam diretamente no atraso de ignição, que é definido pelo intervalo angular entre o início de injeção de combustível e o início da combustão. De acordo com Oliveira (2018), o atraso de ignição altera o momento das fases seguintes da combustão podendo afetar diretamente o desempenho e as emissões do motor.

O atraso de ignição em função da carga para cada combustível ensaiado é apresentado na Figura 19. A redução do atraso de ignição em função do aumento da demanda de potência já era esperada, uma vez que a autoignição do combustível é dependente da temperatura e da pressão no cilindro. Devido ao baixo número de

cetano combinado ao alto calor latente do EHC (TUTAK et al., 2016; JAMROZIK et al. 2024), a sua adição ao biodiesel proporcionou maiores atrasos de ignição em comparação ao motor operando somente com B100, exceto para o E60B40 na carga de 27,5kW. Neste ponto, observou-se que o atraso de ignição foi inferior ao registrado nas condições com B100. Tal comportamento pode estar relacionado à maior massa de combustível presente no interior do cilindro, associada à elevação da temperatura do ar de admissão, fatores que contribuíram para antecipar a autoignição da mistura. Conforme destacado por Sivalakshmi e Balusamy (2013), o aumento da temperatura do ar de admissão reduz significativamente o tempo de retardo da ignição em motores de ignição por compressão, favorecendo o início da combustão devido à maior reatividade da mistura combustível-ar (PHAM et al., 2021).

Figura 19 – Atraso de ignição



Fonte: Própria do autor

5.5.2 Pressão no interior do cilindro e taxa de liberação de calor

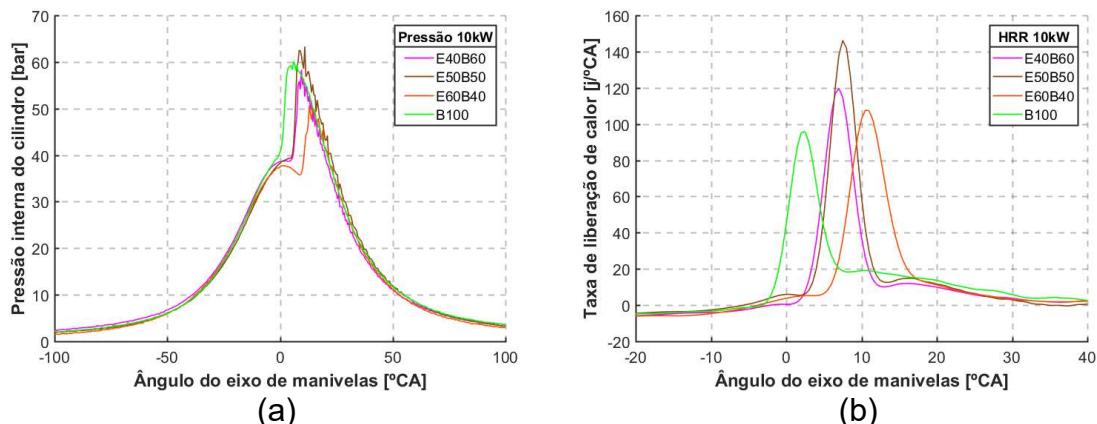
Segundo Heywood (2018), a taxa de calor liberado no ciclo Diesel ocorre na fase pré-misturada da combustão e continua parcialmente na fase difusiva. O comportamento da taxa de liberação de calor, bem como a pressão no interior do cilindro para as cargas de 10 kW, 20 kW e 27,5 kW para cada combustível ensaiado, é apresentado na Figura 20.

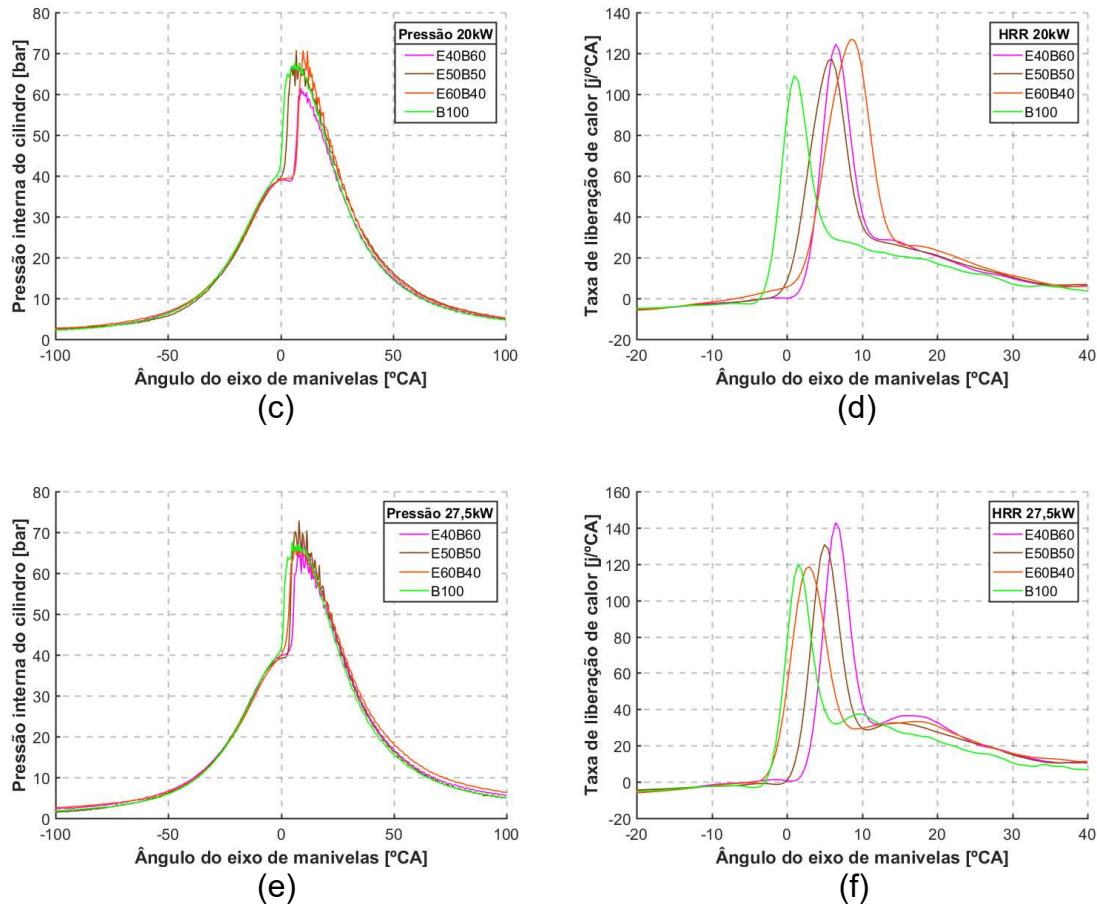
Observou-se que a combustão das misturas de combustíveis ocorreu após o PMS, exceto para o E60B40 na carga de 27,5 kW, que apresentou um início de combustão muito próximo ao do B100. Esse atraso de ignição, provocado pela adição de EHC, normalmente induz oscilações na combustão e na operação do motor (DONG et al., 2016), o que não foi identificado na leitura da rotação do motor durante os ensaios.

Os picos da taxa de liberação de calor do motor, com misturas de combustíveis, foram maiores para todas as condições de ensaios, exceto para o E60B40 na carga de 27,5 kW, que apresentou um pico muito próximo ao do B100. Esse comportamento também está associado ao maior atraso de ignição provocado pela adição de EHC. Isso proporciona um maior acúmulo de combustível antes do início da ignição, resultando em uma elevação da quantidade de energia liberada, mediante a uma maior quantidade de combustível queimado durante a fase pré-misturada da combustão (OLIVEIRA, 2018).

Notou-se que, com a adição de EHC ao B100, o fenômeno de detonação característico do ciclo Diesel foi intensificado em todas as condições de ensaios. Esse comportamento pode ser justificado devido a maior velocidade de queima do etanol, associado a micro explosões provocadas pela rápida expansão da água presente no EHC (AVULAPATI et al., 2016; NA et al., 2022).

Figura 20 – Pressão no interior do cilindro e taxa de liberação de calor





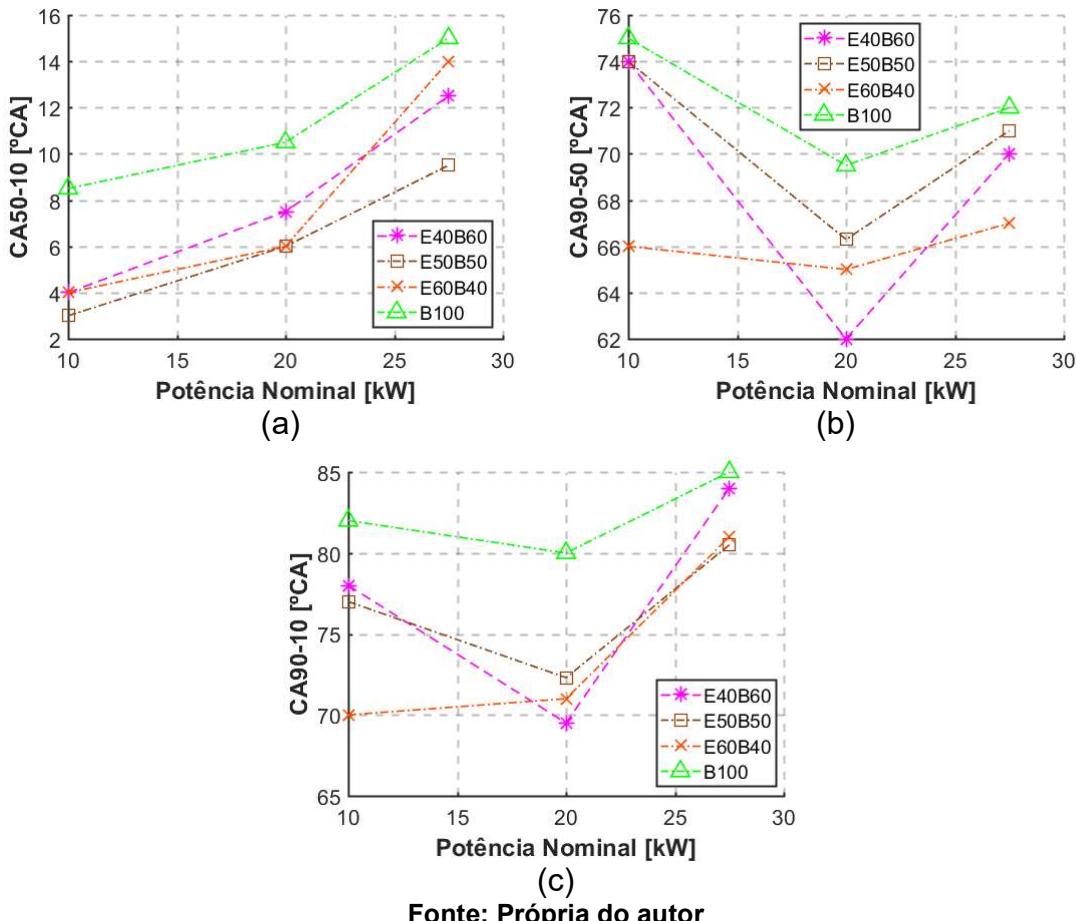
Fonte: Própria do autor

5.5.3 Fases da combustão

A partir dos parâmetros denominados CA10, CA50 e CA90, que representam o valor do ângulo do eixo de manivelas onde ocorreu o acúmulo de 10%, 50% e 90% do calor liberado, estima-se as fases da combustão. A duração da fase pré-misturada é a diferença entre o CA50 e CA10 (CA50-10), e a diferença entre o valor de CA90 e CA50 (CA90-50) é a duração da fase difusiva. Já a duração da combustão é considerada a diferença entre os parâmetros CA90 e CA10 (CA90-10) (PARK et al., 2012; OLIVEIRA, 2018). A Figura 21 apresenta os valores das fases de combustão, bem como a duração da combustão em função da demanda de potência.

Identificou-se que as fases da combustão, bem como a duração da combustão das misturas de combustíveis, foram mais curtas que as do B100 em todos os ensaios. Esse fato está correlacionado a alta velocidade de queima do EHC concomitante ao seu maior atraso de ignição, que resultou na rápida queima de uma elevada quantidade de combustível na fase pré-misturada (OLIVEIRA, 2018).

Figura 21 – Fases da combustão



Fonte: Própria do autor

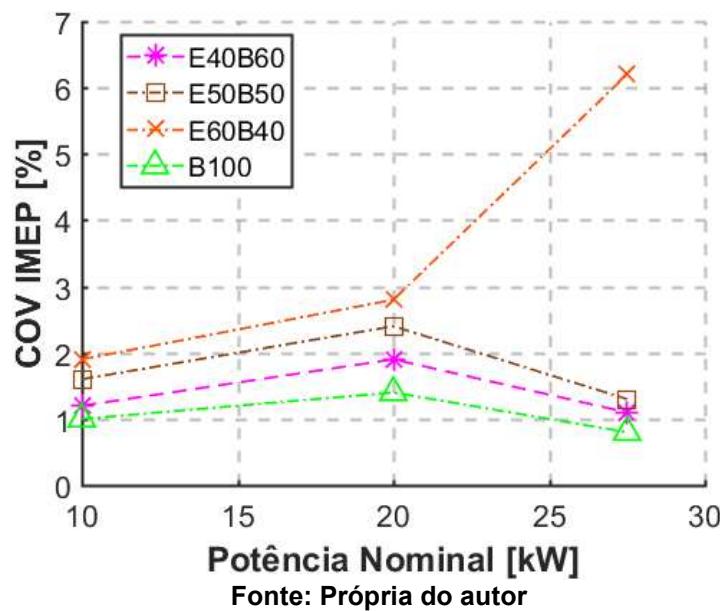
5.5.4 COV_{IMEP}

Vários parâmetros podem ser empregados na avaliação da estabilidade da combustão durante a operação do motor. O mais utilizado é a covariância da pressão média efetiva indicada (COV_{IMEP}) (SARI, 2017; OLIVEIRA, 2018). De acordo com os autores Poonia e Mathur (2012) e Sellnau et al. (2015), a dirigibilidade de um veículo pode ser afetada com valores de COV_{IMEP} superiores a 10%. Já para o efeito da avaliação das emissões, o COV_{IMEP} deve ser igual ou inferior a 3%. Os valores do COV_{IMEP} para cada combustível ensaiado em função da demanda de potência são apresentados na Figura 22.

Os valores de COV_{IMEP} se mostraram sensíveis à adição de EHC no B100. Foi possível identificar uma tendência de elevação dos valores deste parâmetro com o aumento da quantidade de EHC presente nas misturas de combustíveis. De uma forma geral, os valores de COV_{IMEP} se mantiveram abaixo dos 3%, exceto na carga

de 27,5 kW com o motor alimentado com E60B40. Nesta condição de operação o valor de COV_{IMEP} foi 6,2%. Este fato pode ser correlacionado a intensificação da fase pré-misturada devido a maior quantidade de EHC presente na mistura de combustíveis injetado. Isso resultou em uma elevação da instabilidade da combustão (OLIVEIRA, 2018). É importante destacar que o motor manteve a sua rotação de operação estável em todos os ensaios.

Figura 22 – COV_{IMEP}



Fonte: Própria do autor

5.6 Temperatura dos gases de exaustão

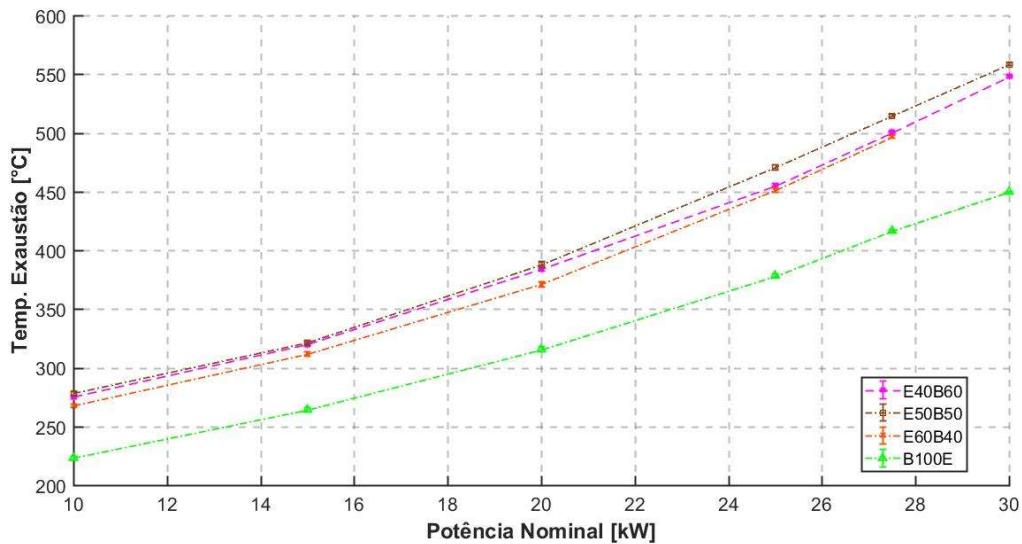
A Figura 23 apresenta a variação da temperatura dos gases de exaustão em função da carga aplicada ao motor para cada combustível ensaiado. Foi observado que à medida que a demanda de potência aumenta, a temperatura dos gases na exaustão também se eleva para todas as condições de operação do motor. Esse comportamento é uma tendência natural do sistema, uma vez que com o aumento da carga aplicada no eixo do motor a central de controle identifica uma queda na rotação e atua aumentando o tempo de abertura da injeção de combustível. Dessa forma, uma maior quantidade de combustível é consumida pelo motor suprindo a demanda de potência, e consequentemente mais energia é liberada para todo o sistema.

Os autores Oliveira (2018) e Souza (2018) fizeram a substituição parcial do óleo diesel por EHC e relataram uma tendência de redução da temperatura dos gases de

exaustão em seus trabalhos. Eles associaram esse comportamento ao maior calor latente juntamente a uma maior velocidade de queima do EHC em comparação ao óleo diesel. Entretanto observou-se um comportamento inverso neste trabalho ao evidenciado pelos autores. A temperatura dos gases de exaustão para o motor operando com B100 foi menor para toda a faixa de potência ensaiada em relação às misturas de combustíveis. Esse comportamento pode ser correlacionado ao aquecimento do ar de admissão nos ensaios com as misturas de combustíveis, o que ocasionou uma maior temperatura de exaustão.

Também foi observado que a variação da temperatura dos gases de exaustão com o motor operando com misturas de EHC e B100 para uma mesma condição de carga foi pequena, atingindo uma temperatura mínima de (267 ± 2) °C e uma máxima de (558 ± 1) °C.

Figura 23 – Temperatura dos gases de exaustão



Fonte: Própria do autor

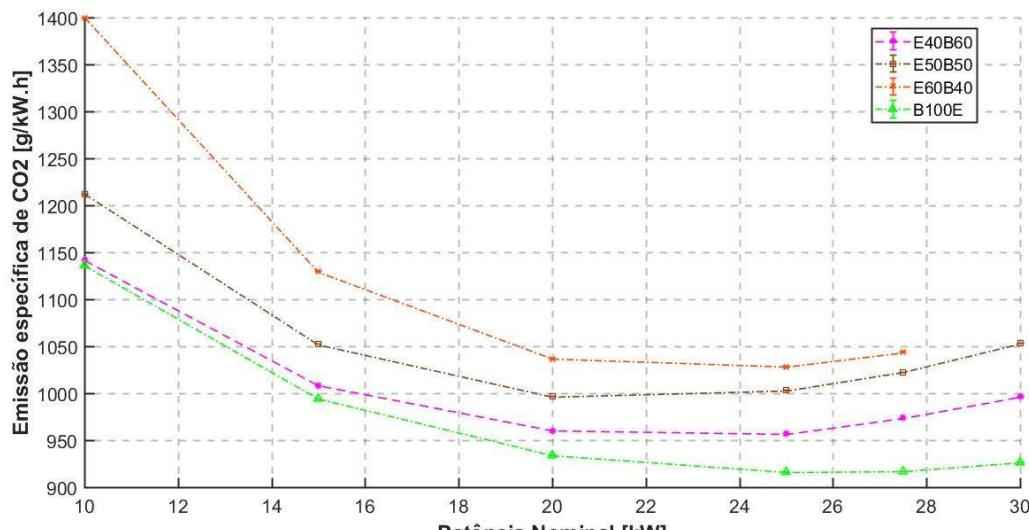
5.7 Emissões específicas de CO₂

De acordo com Morais (2016), o dióxido de carbono é um dos produtos da queima completa de hidrocarbonetos, sendo um importante parâmetro para a análise de combustão.

A Figura 24 apresenta as emissões específicas de CO₂ em função da carga para todos os combustíveis ensaiados. Observou-se que as emissões específicas de

CO_2 com o motor operando com as misturas de combustíveis foram superiores às do motor alimentado com B100 para toda a faixa de potência. Além disso, identificou-se uma tendência de elevação das emissões específicas de CO_2 conforme o aumento da concentração de EHC. Esse comportamento pode ser associado ao maior consumo de combustível do motor alimentado com as misturas de combustíveis concomitante ao aquecimento do ar de admissão, favorecendo assim, a oxidação do monóxido de carbono.

Figura 24 – Emissões específicas de CO_2



Fonte: Própria do autor

5.8 Emissões específicas de CO

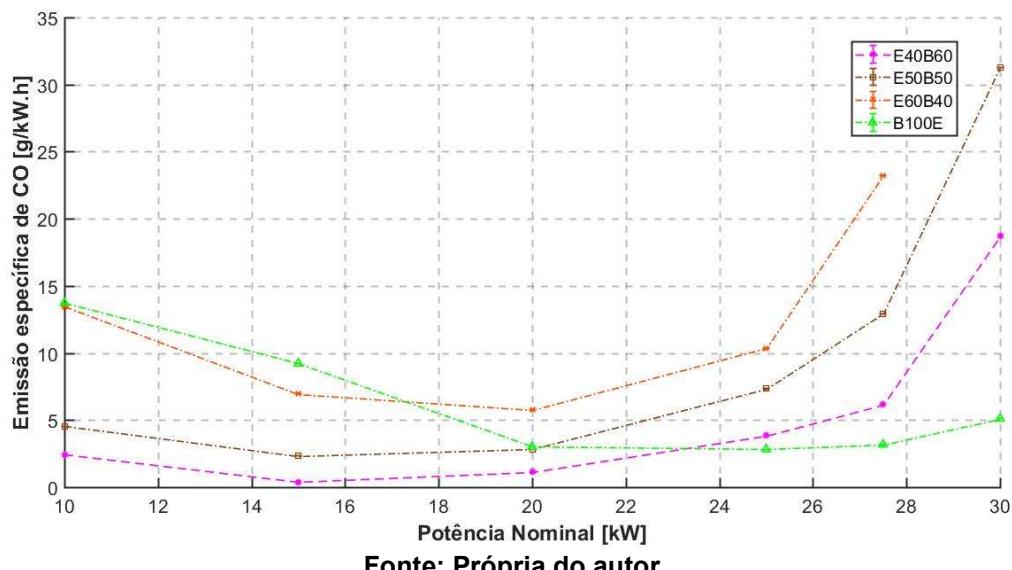
A formação de monóxido de carbono em motores a combustão interna está associada à temperatura na câmara de combustão juntamente à disponibilidade de oxigênio. Além disso, a emissão de CO é o resultado da queima incompleta de combustíveis compostos por hidrocarbonetos (HEYWOOD, 2018).

A Figura 25 mostra o comportamento das emissões específicas de CO para os diferentes combustíveis ensaiados conforme a demanda de potência. Para as condições de operação do motor alimentado com misturas de EHC e B100, foram identificados aumentos nas emissões específicas de CO em função da elevação da concentração de EHC no combustível. O aumento da massa de EHC no cilindro favorece o confinamento da mistura ar-combustível em fendas da câmara de

combustão e intensifica o resfriamento da mistura devido ao alto calor latente de evaporação do EHC prejudicando a combustão. Esses dois fatores podem justificar a elevação dos níveis de emissão de CO em função da elevação da concentração de EHC nos combustíveis ensaiados (OLIVEIRA, 2015; DONG et al., 2016).

Para o motor operando com B100, as emissões específicas de CO nas cargas de 10 kW e 15 kW foram superiores aos outros modos de operação do motor. Este fato pode ser correlacionado a uma ineficiência de conversão de combustível do motor nestas cargas e, portanto, elevando a emissão de CO devido a queima incompleta do B100.

Figura 25 – Emissões específicas de CO



Fonte: Própria do autor

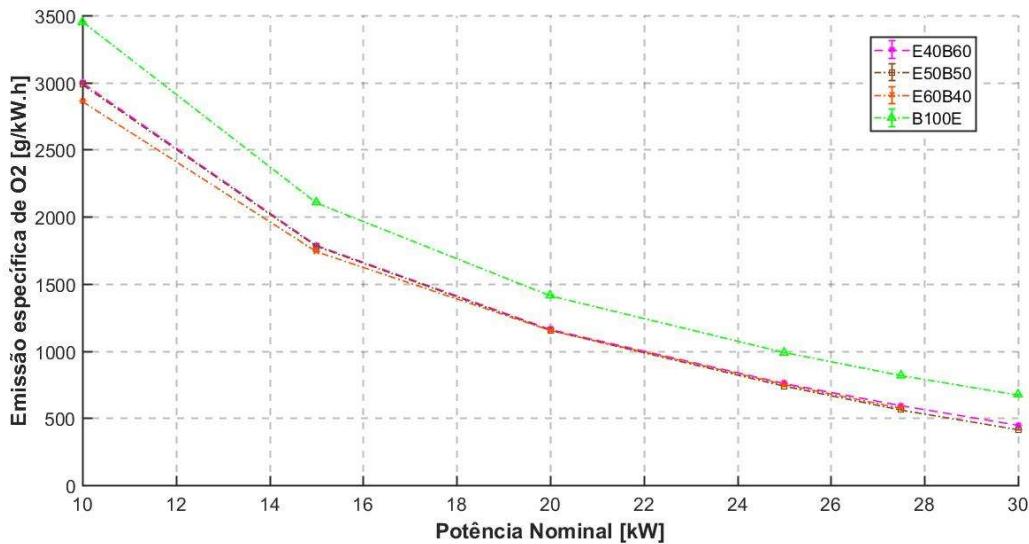
5.9 Emissões específicas de O₂

De acordo Justino (2018), a vazão mássica de ar admitido por motores do ciclo Diesel naturalmente aspirado é praticamente constante quando operam em rotações fixas. Além disso, a redução da concentração de O₂ nos gases de exaustão conforme o acréscimo da demanda de potência é correlacionado ao maior consumo de combustível, sendo assim, uma maior quantidade de oxigênio é consumida no processo de oxidação do combustível.

A Figura 26 mostra as emissões específicas de O₂ em função da carga para todos os combustíveis ensaiados. Observou-se que para todas as condições de

operação do motor, o B100 apresentou emissões específicas de O₂ superiores às emissões das misturas de combustíveis testadas neste trabalho. Esse fato está diretamente correlacionado a uma maior vazão mássica de ar admitido pelo motor operando com B100, o que proporcionou uma maior quantidade de oxigênio passando pelo motor. Já para as condições de operação do motor alimentado com misturas entre EHC e B100, não foram observadas variações significativas nas emissões específicas de O₂, com exceção do E60B40 na carga de 10 kW que apresentou um índice de emissões de O₂ inferior aos demais combustíveis. Essa redução está relacionada a uma menor eficiência de conversão de combustível do motor operando com E60B40 na carga de 10 kW. Portanto, uma maior quantidade de combustível é injetada na câmara de combustão para suprir uma mesma demanda de potência, e consequentemente uma maior quantidade de O₂ é consumida.

Figura 26 – Emissões específicas de O₂



Fonte: Própria do autor

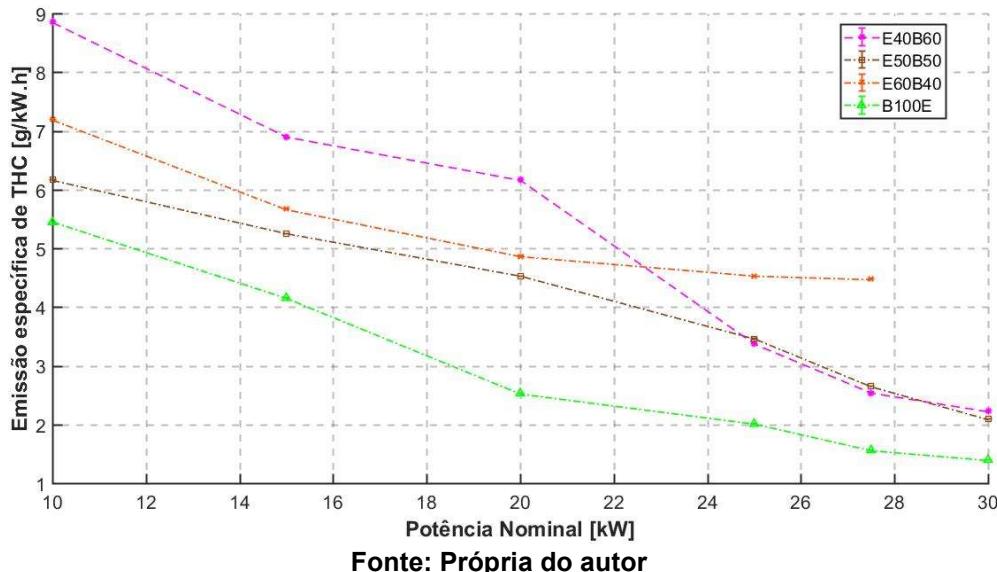
5.10 Emissões específicas de hidrocarbonetos não queimados (THC)

As emissões específicas de THC, assim como as emissões de CO₂ e CO, estão correlacionadas com a qualidade da combustão. Dessa forma, uma queima menos eficiente do combustível aumenta a concentração de THC nos gases de exaustão. Diversos fatores como o confinamento de combustível em fendas da câmara de combustão, maior calor latente do combustível e misturas ar/combustível localmente

ricas favorecem o aumento das emissões de THC (MORAIS, 2016; JUSTINO, 2018; OLIVEIRA, 2018; FERREIRA, 2021).

A Figura 27 mostra as emissões específicas de THC em função da carga para todos os combustíveis ensaiados. Para toda a faixa de potência que o motor foi submetido, o B100 apresentou emissões específicas de THC inferiores às misturas de combustíveis contendo EHC. Uma das desvantagens do uso de etanol em motores do ciclo Diesel é justamente o aumento dos índices de emissões de THC. Isso está fortemente correlacionado a queima incompleta de combustível provocada pela redução da temperatura da câmara de combustão em função do processo de evaporação do EHC. Além disso, como o EHC possui uma menor quantidade de energia por unidade de massa, deve-se injetar um volume maior de combustível na câmara de combustão para suprir uma mesma demanda de potência. Esse fenômeno resulta no incremento do confinamento do combustível nas fendas da câmara de combustão, assim como em seu acúmulo no *bowl* do pistão, o que contribui significativamente para o aumento das emissões de hidrocarbonetos não queimados (MORAIS, 2016; OLIVEIRA, 2018; SOUZA, 2018).

Para os ensaios realizados com as misturas de EHC e B100 não se pôde inferir uma correlação entre as emissões de THC e a concentração de etanol presente nos combustíveis. No entanto, observou-se que as emissões específicas de THC reduziram com o aumento da carga, com exceção do E60B40 nas cargas de 25 kW e 27,5 kW. Esse comportamento de redução pode ser justificado pelo aumento da temperatura no interior do cilindro e uma consequente melhora na queima de combustível. Já para o E60B40 nas cargas de 25 kW e 27,5 kW, o aumento das emissões de THC pode estar correlacionado a uma ineficiência da conversão de combustível do motor nessas condições de operação juntamente a uma maior instabilidade da combustão.

Figura 27 – Emissões específicas de THC

Fonte: Própria do autor

5.11 Emissões específicas de NOx

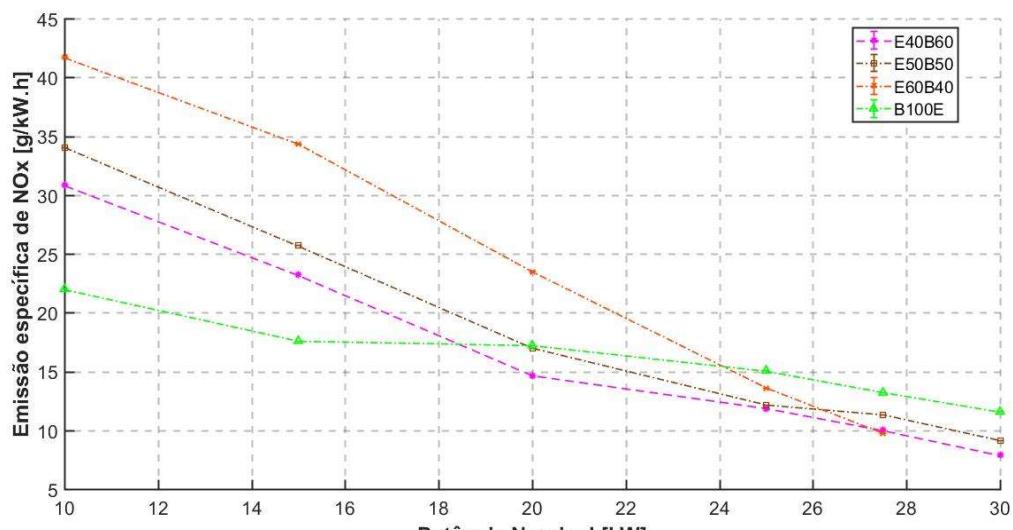
De acordo com Heywood (2018), a oxidação do nitrogênio não ocorre naturalmente em condições ambientais padrão. A formação de NOx em motores a combustão interna é o resultado da combinação de fatores como a disponibilidade de oxigênio, altas temperaturas e pressões no interior da câmara de combustão.

O comportamento das emissões específicas de NOx em função da demanda de potência para todos os combustíveis ensaiados é apresentado na Figura 28. De forma geral, a presença de EHC em combustíveis utilizados em motores de ignição por compressão provoca diversos efeitos que desfavorecem a oxidação do nitrogênio, principalmente à redução da temperatura dos gases na câmara de combustão em função do alto calor latente de evaporação do etanol (OLIVEIRA, 2015). No entanto, observou-se que as emissões específicas de NOx aumentaram em função do acréscimo de EHC no combustível em cargas baixas e médias. Zhu et al. (2011) e Oliveira (2015) justificaram esse comportamento mostrando que a formação de NOx é diretamente influenciada pela disponibilidade de radicais peroxila (HO_2), que são formados através da degradação térmica do etanol durante o processo de oxidação de combustíveis oxigenados. Já em cargas altas, apesar do aumento das temperaturas de operação em função da demanda de potência, as emissões de NOx

reduziram. Esse comportamento pode ser associado a redução da disponibilidade de oxigênio para oxidar o nitrogênio.

Para a condição de ensaio do motor operando com B100, as emissões específicas de NOx nas cargas de 25 kW, 27,5 kW e 30 kW se mostram superiores em comparação as emissões do motor operando com misturas de EHC e B100. Esse comportamento pode ser associado a disponibilidade de O₂ concomitante ao aumento da pressão e da temperatura dos gases dentro do cilindro do motor devido à elevação da demanda de potência.

Figura 28 – Emissões específicas de NOx



Fonte: Própria do autor

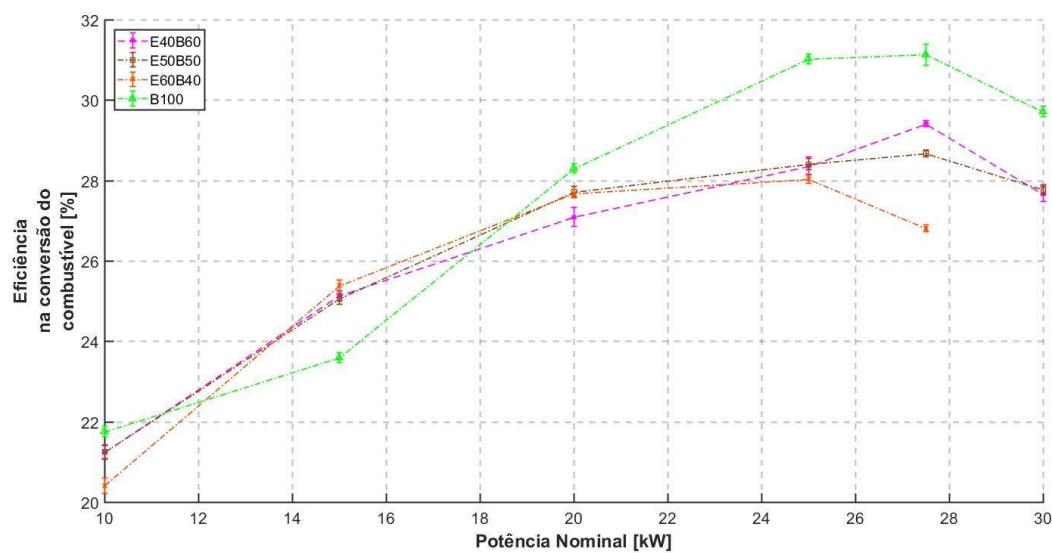
5.12 Eficiência de conversão de combustível

Para Heywood (2018), a eficiência de conversão de combustível é dada pela razão entre a potência disponibilizada no eixo do motor e o produto do PCI do combustível e sua vazão mássica. Vários fatores como as propriedades do ar admitido, a composição química do combustível e os parâmetros do sistema de injeção de combustível influenciam diretamente a eficiência de conversão de combustível de um motor a combustão interna (OLIVEIRA, 2018).

A Figura 29 mostra a eficiência na conversão do combustível em função da carga. Para todos os modos de operação foi observado que a eficiência do motor operando com as misturas de combustíveis foi menor em comparação às eficiências

do motor operando com B100, exceto na carga de 15 kW. Pode-se associar essa redução da eficiência devido ao resfriamento do cilindro causado pelo processo de evaporação do etanol proporcionando uma deterioração da combustão, aumentando a quantidade de combustível não queimado na exaustão. Já na carga de 15 kW com o motor operando com B100, a redução da eficiência pode estar associada aos parâmetros do sistema de injeção.

Figura 29 – Eficiência de conversão de combustível



Fonte: Própria do autor

6 CONCLUSÕES

Neste trabalho foram avaliados o desempenho e as emissões de um grupo motor gerador operando com B100 e misturas entre EHC e B100. Os resultados obtidos demonstraram que a utilização de misturas de etanol hidratado combustível (EHC) com biodiesel B100 em motores do ciclo Diesel é tecnicamente viável, uma vez que o motor operou de forma estável em todas as condições de ensaio, mantendo a rotação constante em (1800 ± 20) rpm, mesmo com elevadas concentrações de EHC na mistura. Contudo, a substituição parcial do B100 por EHC promoveu mudanças significativas nos parâmetros operacionais do motor, nas características da combustão e nos níveis de emissões, revelando desafios técnicos que devem ser considerados para viabilizar sua aplicação.

Do ponto de vista do desempenho, verificou-se um aumento no consumo total e específico de combustível conforme elevava-se a proporção de EHC nas misturas. Tal comportamento está diretamente associado ao menor poder calorífico do EHC, o que exige maior massa de combustível injetada para atender à mesma demanda de potência. Como consequência, observou-se uma redução na eficiência de conversão de combustível em praticamente todas as faixas de carga, exceto na carga de 15 kW, evidenciando o impacto negativo do alto calor latente do EHC no processo de combustão, que promove o resfriamento da câmara e prejudica a queima do combustível.

No que se refere à combustão, os resultados indicaram atrasos de ignição maiores nas misturas contendo EHC em comparação ao B100, fato atribuído ao baixo número de cetano do etanol. Além disso, identificou-se uma redução na duração das fases da combustão e maior intensidade da fase pré-misturada, ocasionando maior pico de liberação de calor e, consequentemente, aumentando o risco de instabilidades, especialmente em condições com maiores concentrações de EHC, como verificado na carga de 27,5 kW com a mistura E60B40. Apesar disso, os valores de COV_{IMEP} permaneceram, em sua maioria, abaixo dos limites críticos, o que demonstra que o motor manteve a estabilidade da combustão ao longo dos ensaios.

No aspecto ambiental, a adição de EHC resultou no aumento das emissões específicas de CO₂, CO e hidrocarbonetos não queimados (THC), atribuídos principalmente ao maior volume de combustível injetado, à queima incompleta decorrente do resfriamento local da câmara de combustão, e à maior massa de

combustível confinada em fendas na câmara de combustão e no *bowl* do pistão. As emissões de NOx apresentaram comportamento não linear: aumentaram em cargas baixas e médias, mas foram inferiores ao B100 em cargas elevadas, possivelmente em razão da menor disponibilidade de oxigênio para oxidação do nitrogênio nessas condições. Ainda em termos de admissão, a redução da vazão mássica de ar e das concentrações específicas de O₂ nas emissões com as misturas foi atribuída ao aquecimento do ar de entrada, que diminuiu sua densidade e, portanto, a massa admitida.

Diante desse conjunto de resultados, conclui-se que o uso de misturas de EHC com biodiesel B100 em motores do ciclo Diesel representa uma alternativa viável sob o ponto de vista operacional, desde que acompanhada de ajustes nos sistemas de injeção e estratégias de controle térmico do ar de admissão. Além disso, os dados obtidos contribuem para o aprofundamento do conhecimento sobre os efeitos da utilização de combustíveis oxigenados em motores de ignição por compressão, sendo úteis para orientar futuras pesquisas e para o desenvolvimento de novas tecnologias a serem utilizadas em motores alimentados com biocombustíveis.

Assim, a relevância dos resultados para o desenvolvimento e uso de misturas de etanol hidratado e biodiesel em motores do ciclo Diesel está no fato de que essas misturas, embora apresentem desafios em termos de eficiência energética e emissões, demonstram potencial de aplicação como alternativa sustentável e renovável, especialmente em países com ampla disponibilidade de etanol. A pesquisa evidencia a necessidade de otimizações tecnológicas para garantir o aproveitamento pleno desses combustíveis, contribuindo para a diversificação da matriz energética e para a redução do impacto ambiental.

6.1 Sugestões de trabalhos futuros

Durante a execução dos ensaios e das análises dos resultados, identificou-se novas possibilidades de pesquisas, dentre elas:

- ❖ Avaliar o desempenho e as emissões do motor operando com as misturas de B100 e EHC em percentuais menores que 40% de EHC em massa;

- ❖ Avaliar o desempenho e as emissões do motor operando com as misturas de B100 e EHC no modo sobrealimentado;
- ❖ Avaliar o desempenho e as emissões do motor operando com as misturas de B100 e EHC adicionando hidrogênio em pequenos percentuais no duto de admissão;
- ❖ Avaliar os efeitos do uso de múltiplas injeções de combustível sobre o motor;
- ❖ Utilizar uma câmera de alta velocidade que possibilite a gravação de imagens para análise visual da combustão;
- ❖ Avaliar os efeitos da utilização de B100 e ou misturas de B100 e EHC sobre o óleo lubrificante do motor.

REFERÊNCIAS

- AGARWAL, Avinash Kumar; AGARWAL, Anuj; SINGH, Akhilendra Pratap. **Time resolved in-situ biodiesel combustion visualization using engine endoscopy**. Measurement, v. 69, p. 236-249, 2015.
- AGARWAL, Avinash Kumar; GUPTA, Jai Gopal; DHAR, Atul. **Potential and challenges for large-scale application of biodiesel in automotive sector**. Progress in Energy and Combustion Science, v. 61, p. 113-149, 2017.
- AGBULUT, Ümit. **Turkey's electricity generation problem and nuclear energy policy**. Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects, v. 41, n. 18, p. 2281-2298, 2019.
- AGBULUT, Ümit; SARIDEMIR, Suat; ALBAYRAK, Serdar. **Experimental investigation of combustion, performance and emission characteristics of a diesel engine fuelled with diesel–biodiesel–alcohol blends**. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, v. 41, p. 1-12, 2019.
- ALBERTAZZI, A; SOUSA, Ad. **Fundamentos de metrologia científica e industrial**. Barueri, SP : Manole, 2008., 2008. ISBN: 9788520421161.
- ALVISO, Dario et al. **Development of a diesel-biodiesel-ethanol combined chemical scheme and analysis of reactions pathways**. Fuel, v. 191, p. 411-426, 2017.
- ASHOK, B.; ASHOK, S. Denis; KUMAR, C. Ramesh. **LPG diesel dual fuel engine–A critical review**. Alexandria Engineering Journal, v. 54, n. 2, p. 105-126, 2015.
- AVULAPATI, Madan Mohan et al. **Puffing and micro-explosion of diesel–biodiesel–ethanol blends**. Fuel, v. 166, p. 59-66, 2016.
- BALLI, Ozgur; HAYDAR, Aras; ARIF, Hepbasli. **Thermodynamic and Thermo-economic analyses of a trigeneration (TRIGEN) system with a gas-diesel engine: Part II An application**. Energy Conversion and Management 51 (2010) 2260-2271
- BHALE, Purnanand Vishwanathrao; DESHPANDE, Nishikant V.; THOMBRE, Shashikant B. **Improving the low temperature properties of biodiesel fuel**. Renewable energy, v. 34, n. 3, p. 794-800, 2009.
- BORETTI, Alberto. **Advantages of converting Diesel engines to run as dual fuel ethanol-Diesel**. Applied Thermal Engineering 47 (2012) 1-9
- CANABARRO, Nicholas Islongo et al. **Sustainability assessment of ethanol and biodiesel production in Argentina, Brazil, Colombia, and Guatemala**. Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 171, p. 113019, 2023.

Cardoso M. S. e Romio R: **Avaliação das emissões de gases poluentes por motor de combustão interna de ciclo Diesel em operação experimental com etanol.** EEM/CEUN-IMT. 12, 2018. URL. <https://maua.br/files/122018/avaliacao-das-emissoes-gases-poluentes-por-motor-combustao-interna-ciclo-diesel-operacao-experimental-com-etanol-281646.pdf>. Acesso em: 15 maio 2023.

CARO, P. Satgé et al. **Interest of combining an additive with diesel–ethanol blends for use in diesel engines.** Fuel, v. 80, n. 4, p. 565-574, 2001.

ÇELİK, Mehmet. **Analysis of the effect of n-heptane and organic based manganese addition to biodiesel on engine performance and emission characteristics.** Energy Reports, v. 7, p. 1672-1696, 2021.

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

DEC, John E. **A Conceptual Model of DI Diesel Combustion Based on Laser-Sheet Imaging.** SAE Technical Paper Series, n. 970873, 1997

DONG, Shijun; CHENG, Xiabei; OU, Biao; LIU, Tangjun; WANG, Zhaowen. **Experimental and numerical investigations on the cyclic variability of na ethanol/diesel dual-fuel engine.** Fuel, v. 186, p. 665-673, 2016.

Empresa de Pesquisas Energeticas, 2024. **Balanço energético nacional 2024: ano base 2023.** URL. <https://www.epe.gov.br/pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes>. Acesso em: 15 janeiro 2025.

FERGUSON, Colin R.; Allan T. Kirkpatrick. **Internal combustion engines applied thermosciences.** Second Edition, Mechanical Engineering Department Colorado State University, 2001.

FERREIRA, Bruno Eustáquio Pires. **Os efeitos do biodiesel na combustão de um grupo motor-gerador diesel.** Dissertação (Mestrado) – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Belo Horizonte. 2021.

GOGOLEV, Ivan M.; WALLACE, James S. **Performance and emissions of a compression-ignition direct-injected natural gas engine with shielded glow plug ignition assist.** Energy Conversion and Management, v. 164, p. 70-82, 2018.

GUREL, Ali Etem et al. **Environmental and economic assessment of a low energy consumption household refrigerator.** Engineering Science and Technology, an International Journal, v. 23, n. 2, p. 365-372, 2020.

HAMDI, Fakher et al. **Effects of ethanol addition to diesel–biodiesel blends on the CI engine characteristics.** Science and Technology for Energy Transition, v. 79, p. 33, 2024.

HANSEN, Alan C.; ZHANG, Qin; LYNE, Peter WL. **Ethanol–diesel fuel blends—a review.** Bioresource technology, v. 96, n. 3, p. 277-285, 2005.

HEYWOOD, J. B. **Internal Combustion Engine Fundamentals.** 2 ed. New York: Mc Graw Hill Edutation, 2018. v. 6.

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

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 15550:2016 - Internal combustion engines — Determination and method for the measurement of engine power — General requirements.** [S.I], 2016.

JAMROZIK, Arkadiusz; TUTAK, Wojciech. **Alcohols as Biofuel for a Diesel Engine with Blend Mode - A Review.** Energies, v. 17, n. 17, p. 4516, 2024.

JEON, Joonho; PARK, Sungwook. **Effect of injection pressure on soot formation/oxidation characteristics using a two-color photometric method in a compression-ignition engine fueled with biodiesel blend (B20).** Applied Thermal Engineering, v. 131, p. 284-294, 2018.

JUSTINO, M. **Desempenho de um grupo motor-gerador alimentado com óleo diesel, gás natural e hidrogênio.** 2012. 111 f. Dissertação (Mestrado) –Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Belo Horizonte, 2012.

JUSTINO, Marco Aurélio Mendes. **Operação dinâmica de um grupo motor-gerador nos ciclos diesel e otto sem alterar a razão volumétrica de compressão.** 2018. Tese (Doutorado) – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Belo Horizonte.

KIENKE, Uwe; Nielsen, Lars. **Automotive Control Systems,** ISBN 3-540-23139-0, Springer Berlin Heidelberg New York, 2005.

KNOTHE, G. **Dependence of biodiesel fuel properties on the structure of fatty acid alkyl esters.** Fuel Processing Technology, v. 86, n. 10, p. 1059–1070, 2020.

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

LAKSHMINARAYANAN, P. A.; AGHAV, Yogesh V. **Modelling diesel combustion.** Springer Science & Business Media, 2010.

LAPUERTA, Magín et al. **Modeling viscosity of butanol and ethanol blends with diesel and biodiesel fuels.** Fuel, v. 199, p. 332-338, 2017.

- LAZA, T.; BERECZKY, Á. **Basic fuel properties of vegetable oil esters Comparison with diesel fuel.** Renewable Energy, v. 36, n. 11, p. 3253–3257, 2011.
- LAWLER, Benjamin et al. **HCCI combustion with an actively controlled glow plug: The effects on heat release, thermal stratification, efficiency, and emissions.** Applied energy, v. 211, p. 809-819, 2018.
- LIU, Shenghua et al. **Effect of a cetane number (CN) improver on combustion and emission characteristics of a compression-ignition (CI) engine fueled with an ethanol–diesel blend.** Energy & Fuels, v. 24, n. 4, p. 2449-2454, 2010.
- MARICQ, M. Matti. Chemical characterization of particulate emissions from diesel engines: A review. Journal of Aerosol Science, v. 38, n. 11, p. 1079-1118, 2007.
- LIU, Haifeng et al. **Comparison of ethanol and butanol as additives in soybean biodiesel using a constant volume combustion chamber.** Energy & fuels, v. 25, n. 4, p. 1837-1846, 2011.
- LIU, H. et al. **Effect of ethanol–biodiesel–diesel blends on combustion and emissions in a compression ignition engine.** Fuel, v. 90, n. 5, p. 1743–1750, 2011.
- MAJEWSKI, W. Addy; KHAIR, Magdi K. **Diesel emissions and their control.** Ed. SAE International, 2006.
- MANENTE, Vittorio et al. **Effects of different types of gasoline fuels on heavy duty partially premixed combustion.** SAE International Journal of Engines, v. 2, n. 2, p. 71-88, 2010.
- MAURYA, Rakesh Kumar; AGARWAL, Avinash Kumar. **Combustion and emission behavior of ethanol fueled homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine.** SAE Technical Paper, 2008.
- MCCLELLAN, Roger O.; HESTERBERG, Thomas W.; WALL, John C. **Evaluation of carcinogenic hazard of diesel engine exhaust needs to consider revolutionary changes in diesel technology.** Regulatory Toxicology and Pharmacology, v. 63, n. 2, p. 225-258, 2012.
- MORAIS, André Marcelino. **Conversão reversível de um motor de ciclo diesel para ciclo otto utilizando etanol hidratado.** Tese apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Belo Horizonte, 202 p., 2016.
- MORAIS, F. A. M. **Efeitos da adição de etanol hidratado ao biodiesel de óleo de soja em motores do ciclo Diesel.** 2016. Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2016.
- MORAN M.; Shapiro H. **Fundaments of Engineering Thermodynamics.** 5° edição, Copyright 2006.

MOREIRA, Vinícius Guerra. **Desempenho e emissões de um grupo motor gerador originalmente diesel convertido para otto operando com etanol hidratado.** Dissertação (Mestrado) – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Belo Horizonte. 2018.

MOREIRA, Vinícius Guerra et al. **An Assessment of the Performance and Emissions of an Otto Power Generator Group Operating with Wet Ethanol at a High Volumetric Compression Ratio.** Energies, v. 17, n. 23, p. 6187, 2024.

MOURAD, M.; MAHMOUD, Khaled RM; NOURELDEEN, El-Sadek H. **Improving diesel engine performance and emissions characteristics fueled with biodiesel.** Fuel, v. 302, p. 121097, 2021.

MUTZKE, Johannes; STONE, Richard; WILLIAMS, John. **Surface pre-ignition measurements of fuel components and their mixtures.** Fuel, v. 233, p. 513-518, 2018.

NA, M. Mukhtar et al. **Combustion characteristics of tri-fuel (diesel-ethanol-biodiesel) emulsion fuels in CI engine with micro-explosion phenomenon attributes.** Fuel, v. 312, p. 122933, 2022.

NADANAKUMAR, V. et al. **Experimental investigation to control HC, CO & NOx emissions from diesel engines using diesel oxidation catalyst.** Materials Today: Proceedings, v. 43, p. 434-440, 2021.

OGUNKUNLE, Oyetola; AHMED, Noor A. **A review of global current scenario of biodiesel adoption and combustion in vehicular diesel engines.** Energy Reports, v. 5, p. 1560-1579, 2019.

OGUNKUNLE, Oyetola; AHMED, Noor A. **Exhaust emissions and engine performance analysis of a marine diesel engine fuelled with Parinari polyandra biodiesel-diesel blends.** Energy Reports, v. 6, p. 2999-3007, 2020.

OGUNKUNLE, O.; AHMED, N. A. **Performance characteristics of an engine using biodiesel–ethanol blends.** Renewable Energy, v. 136, p. 1230–1239, 2019.

OLIVEIRA, Alex. **Desempenho e emissões de um motor diesel utilizando diferentes técnicas de injeção de etanol.** Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Belo Horizonte, 229 p., 2015.

OLIVEIRA, Alex; SODRÉ, José Ricardo. **Características da combustão de um motor diesel com injeção direta de misturas de óleo diesel e etanol e injeção indireta de etanol.** Proceedings In: XXIV Simpósio Internacional de Engenharia Automotiva, v. 3(1), p. 1-16, set. 2016.

OTHMAN, Mohd Fahmi et al. **Green fuel as alternative fuel for diesel engine: A review.** Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 80, p. 694-709, 2017.

PADALA, Srinivas et al. **Ethanol utilization in a diesel engine using dual-fueling technology.** Fuel, v. 109, p. 597-607, 2013.

PHAM, P. X.; PHAM, N. V. T.; PHAM, T. V.; NGUYEN, V. H.; NGUYEN, K. T. **Ignition delays of biodiesel-diesel blends: Investigations into the role of physical and chemical processes.** Fuel, v. 303, p. 121251, 2021.

PARK, S. H.; CHA, J.; LEE, C. S. **Impact of biodiesel in bioethanol blended diesel on the engine performance and emissions characteristics in compression ignition engine.** Applied Energy, v. 99, p. 334-343, 2012.

POONIA, M. P.; MATHUR, Y. B. **Effect of EGR injection rate and engine load cyclic variations of an LPF diesel dual fuel engine.** Journal of Environmental Research and Development, v. 7 (2), p. 746-755, 2012.

PRADELLE, Florian et al. **Performance and combustion characteristics of a compression ignition engine running on diesel-biodiesel-ethanol (DBE) blends—Potential as diesel fuel substitute on an Euro III engine.** Renewable energy, v. 136, p. 586-598, 2019.

ROSA, Josimar Souza et al. Dual fuel ethanol port injection in a compression ignition diesel engine: Technical analysis, environmental behavior, and economic viability. **Journal of Cleaner Production**, v. 308, p. 127396, 2021.

ROSA, H. H. et al. **Análise da inserção de biocombustíveis na matriz energética brasileira.** Revista Brasileira de Energia, v. 27, n. 3, p. 34–50, 2021.

ROSO, V. R., et al. **Consumo de combustível e emissões de poluentes em um motor Diesel convertido a etanol para geração térmica de energia elétrica.** Semina: Ciências Exatas e Tecnológicas, 37(1), 131-142 - 2016.

SARI, R. L. **Avaliação da utilização de etanol com elevados teores de água em motores de combustão interna com ignição por centelha.** Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica – UFRGS; 2017

SAXENA, S., Schneider, S., Aceves, S., & Dibble, R. **Wet ethanol in HCCI engines with exhaust heat recovery to improve the energy balance of ethanol fuels.** Applied energy, 98, 448-457, 2012.

SAXENA, S. et al. **Optimal operating conditions for wet ethanol in a HCCI engine using exhaust gas heat recovery.** Applied Energy, v. 116, p. 269–277, 2014.

Sellnau, M.; Moore, W.; Sinnamon, J.; Hoyer, K.; Foster, M.; Husted, H. **Gdci multi-cylinder engine for high fuel efficiency and low emissions.** SAE international journal of engines, 2015. v. 8, n. 2, p. 775–790.

SHAMSHIRIN, S. et al. **A review on the use of biodiesel and ethanol in internal combustion engines.** Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 83, p. 45–58, 2018.

SHAHIR, V. K.; JAWAHAR, C. P.; SURESH, P. R. **Comparative study of diesel and biodiesel on CI engine with emphasis to emissions—a review.** Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 45, p. 686-697, 2015.

SHAHIR, S. A. et al. **Diesel engine performance and emission using biodiesel ethanol blends.** Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 48, p. 62–72, 2015.

SIVALAKSHMI, S.; BALUSAMY, T. **Performance and emission characteristics of a CI engine fueled with biodiesel from a blend of crude oil and used cooking oil.** Energy, v. 62, p. 588–594, 2013.

SOUZA, Ivair Carvalho de. **Desempenho e emissões de um motor acoplado a um gerador de energia elétrica operando com injeção direta de óleo diesel e etanol sobre hidratado.** Dissertação (Mestrado) – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Belo Horizonte. 2018.

SOUDAGAR, Manzoore Elahi M. et al. **The effect of nano-additives in diesel-biodiesel fuel blends: A comprehensive review on stability, engine performance and emission characteristics.** Energy Conversion and Management, v. 178, p. 146-177, 2018.

SOUDAGAR, M. Y. M. et al. **Trends in utilization of biodiesel in compression ignition engine: A review.** Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 81, p. 615–627, 2018.

SUN, Wanchen et al. **Influence of biodiesel/diesel blends on particle size distribution of CI engine under steady/transient conditions.** Fuel, v. 245, p. 336-344, 2019.

TSAI, Jen-Hsiung et al. **Emissions from a generator fueled by blends of diesel, biodiesel, acetone, and isopropyl alcohol: Analyses of emitted PM, particulate carbon, and PAHs.** Science of the total environment, v. 466, p. 195-202, 2014.

TURKCAN, Ali; CANAKCI, Mustafa. **Combustion characteristics of an indirect injection (IDI) diesel engine fueled with ethanol/diesel and methanol/diesel blends at different injection timings.** In: World Renewable Energy Congress-Sweden; 8-13 May; 2011; Linköping; Sweden. Linköping University Electronic Press, 2011. p. 3565-3572.

TURNS, Stephen R. **In introduction to combustion: concepts and applications.** ISBN 0-07-911812-7. TJ254.5.T88 1996 de McGraw-Hill.

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

TUTAK, Wojciech; JAMROZIK, Arkadiusz; PYRC, Michal; SOBIEPANSKI, Michal. **Investigation on combustion process and emissions characteristics in direct injection diesel engine powered by wet ethanol using blend mode.** Fuel Processing Technology, v.149, p. 86-95, 2016.

TUTAK, Wojciech et al. **A comparative study of co-combustion process of diesel-ethanol and biodiesel-ethanol blends in the direct injection diesel engine.** Applied Thermal Engineering, v. 117, p. 155-163, 2017.

U.S. ENERGY. INFORMATION ADMINISTRATION. **International Energy Outlook 2016.** Washington, maio 2016. Disponível em: <[http://www.eia.gov/forecasts/ieo/pdf/0484\(2016\).pdf](http://www.eia.gov/forecasts/ieo/pdf/0484(2016).pdf)>. Acesso em: 15 maio 2023.

WALLINGTON, T. J.; LAMBERT, C. K.; RUONA, W. C. **Diesel vehicles and sustainable mobility in the US. Energy policy,** v. 54, p. 47-53, 2013.

WANG, Zhaowen et al. **A new shift mechanism for micro-explosion of water-diesel emulsion droplets at different ambient temperatures.** Applied Energy, v. 323, p. 119448, 2022.

WOO, Changhwan; KOOK, Sanghoon; HAWKES, Evatt R. **Effect of intake air temperature and common-rail pressure on ethanol combustion in a single-cylinder light-duty diesel engine.** Fuel, v. 180, p. 9-19, 2016.

WORLD BANK. **CO₂ Emissions (metric tons per capita).** The World Bank Group, 2019. Disponível em: <https://data.worldbank.org/indicator/EN.ATM.CO2E.PC>. Acessado em: 6 jun. 2025.

VALENTE, Osmano Souza. **Desempenho e emissões de um motor-gerador de energia elétrica operando com biodiesel.** 2007. 140p. Dissertação (Mestrado) – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Belo Horizonte.

YAN, Yiwei et al. **Assessment of the effects of nanofuels on combustion and emissions in a diesel engine by considering various types of nanoparticles in combination with biodiesel or ethanol.** Journal of Energy Engineering, v. 150, n. 5, p. 04024022, 2024.

YAN, Y. et al. **Comparative performance and emission analysis of diesel engines fueled with biodiesel, ethanol and their blends.** Energy Reports, v. 10, p. 157–169, 2024.

YAO, Changsheng et al. **Experimental study of glow plug assisted compression ignition.** Fuel, v. 197, p. 111-120, 2017.

YILMAZ, N. et al. **Review of alcohol usage in diesel engines: Combustion, performance and emissions.** Fuel, v. 315, 123220, 2022.

YOON, Sam Ki. **Application characteristics of bioethanol as an oxygenated fuel additive in diesel engines.** Applied Sciences, v. 13, n. 3, p. 1813, 2023.

YOON, S. H. **An overview of biodiesel combustion characteristics in compression ignition engines.** Fuel, v. 345, 121647, 2023.

ZHANG, Xiaoqing et al. **Superheat limit and micro-explosion in droplets of hydrous ethanol-diesel emulsions at atmospheric pressure and diesel-like conditions.** Energy, v. 154, p. 535-543, 2018.

ZHOU, Tianyuan et al. **Research on performance and temperature control of glow plugs for PPCI low load assist.** IFAC-PapersOnLine, v. 49, n. 11, p. 223-230, 2016.

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

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

APÊNDICE A – VALORES MÉDIOS E INCERTEZAS PARA TESTE COM B100.

VALORES MÉDIOS E INCERTEZAS PARA ENSAIOS COM B100

Pot. Nominal [kW]	Cons. Biólio [kg/h]	Incert. Cons. Biólio [kg/h]	SFC Biólio [kg/kW.h]	Incert. SFC Biólio [kg/kW.h]
10	4,275	0,005	0,445	0,001
15	5,914	0,018	0,410	0,001
20	6,573	0,017	0,342	0,002
25	7,471	0,025	0,312	0,010
27,5	8,208	0,067	0,311	0,025
30	9,365	0,036	0,326	0,012

Fonte: Própria do autor

Eficiência [%]	Incert. Eficiência [%]	Vazão de ar MAF [kg/h]	Incert. Vazão de ar MAF [kg/h]	Temp. Exaustão [°C]	Incert. Temp. Exaustão [°C]
21,76	0,13	194,21	0,09	230,6	1,0
23,60	0,12	193,76	0,10	270,1	1,4
28,30	0,11	192,96	0,12	321,6	1,9
31,02	0,13	192,18	0,14	381,8	1,6
31,13	0,26	191,62	0,11	418,9	1,2
29,71	0,13	191,12	0,08	452,0	0,4

Fonte: Própria do autor

VALORES MÉDIOS E INCERTEZAS PARA ENSAIOS COM B100 CONTINUAÇÃO

CO2 [g/kW.h]	Incert. CO2 [g/kw.h]	CO [g/kW.h]	Incert. CO [g/kw.h]	O2 [g/kW.h]	Incert. O2 [g/kw.h]
1141,09	0,01	12,14	0,01	3424,48	0,02
992,76	0,02	8,37	0,01	2094,51	0,04
933,90	0,04	2,71	0,01	1405,24	0,06
915,26	0,07	2,60	0,02	981,62	0,08
916,36	0,10	3,09	0,03	815,78	0,09
927,50	0,13	5,22	0,07	675,58	0,09

Fonte: Própria do autor

THC [g/kW.h]	Incert. THC [g/kw.h]	NOx [g/kW.h]	Incert. NOx [g/kw.h]	Rotação [rpm]	Incert. Rotação [rpm]
4,21	0,02	22,89	0,16	1804	3
3,38	0,06	18,13	0,99	1804	3
1,95	0,08	17,41	0,81	1804	4
1,53	0,12	15,30	0,19	1803	3
1,19	0,13	13,19	0,40	1803	3
1,05	0,14	11,61	0,27	1803	4

Fonte: Própria do autor

APÊNDICE B – VALORES MÉDIOS E INCERTEZAS PARA TESTES COM MISTURAS DE EHC E B100.

VALORES MÉDIOS E INCERTEZAS PARA ENSAIOS COM E40B60

Pot. Nominal [kW]	Cons. E40B60 [kg/h]	Incert. Cons. E40B60 [kg/h]	SFC E40B60 [kg/kW.h]	Incert. SFC E40B60 [kg/kW.h]
10	5,089	0,026	0,527	0,003
15	6,447	0,019	0,445	0,001
20	7,964	0,066	0,413	0,003
25	9,485	0,071	0,395	0,003
27,5	10,077	0,009	0,381	0,001
30	11,668	0,077	0,405	0,003

Fonte: Própria do autor

Eficiência [%]	Incert. Eficiência [%]	Vazão de ar MAF [kg/h]	Incert. Vazão de ar MAF [kg/h]	Temp. Exaustão [°C]	Incert. Temp. Exaustão [°C]
21,24	0,17	178,01	0,12	275,1	1,3
25,13	0,13	177,46	0,12	319,7	1,8
27,09	0,24	176,87	0,13	384,5	2,4
28,36	0,22	175,88	0,13	455,0	1,9
29,41	0,07	175,52	0,11	500,5	1,2
27,66	0,19	175,13	0,13	548,1	1,1

Fonte: Própria do autor

VALORES MÉDIOS E INCERTEZAS PARA ENSAIOS COM E40B60 CONTINUAÇÃO

CO2 [g/kW.h]	Incert. CO2 [g/kw.h]	CO [g/kW.h]	Incert. CO [g/kw.h]	O2 [g/kW.h]	Incert. O2 [g/kw.h]
1141,80	0,01	2,42	0,01	3000,94	0,02
1008,40	0,02	0,39	0,01	1786,79	0,03
960,22	0,04	1,13	0,05	1162,75	0,05
957,07	0,08	3,85	0,03	761,55	0,06
973,71	0,10	6,16	0,07	593,71	0,06
996,35	0,14	18,69	0,26	447,68	0,06

Fonte: Própria do autor

THC [g/kW.h]	Incert. THC [g/kw.h]	NOx [g/kW.h]	Incert. NOx [g/kw.h]	Rotação [rpm]	Incert. Abs. Rotação [rpm]
8,85	0,05	30,84	0,30	1804	4
6,90	0,12	23,21	0,10	1804	3
6,17	0,26	14,62	0,56	1804	3
3,38	0,27	11,85	0,76	1804	4
2,54	0,27	9,99	0,33	1804	4
2,23	0,31	7,88	0,21	1804	3

Fonte: Própria do autor

VALORES MÉDIOS E INCERTEZAS PARA ENSAIOS COM E50B50

Pot. Nominal [kW]	Cons. E50B50 [kg/h]	Incert. Cons. E50B50 [kg/h]	SFC E50B50 [kg/kW.h]	Incert. SFC E50B50 [kg/kW.h]
10	5,300	0,030	0,549	0,003
15	6,735	0,021	0,465	0,001
20	8,095	0,029	0,420	0,001
25	9,854	0,041	0,410	0,002
27,5	10,754	0,026	0,406	0,001
30	11,929	0,029	0,420	0,001

Fonte: Própria do autor

Eficiência [%]	Incert. Eficiência [%]	Vazão de ar MAF [kg/h]	Incert. Vazão de ar MAF [kg/h]	Temp. Exaustão [°C]	Incert. Temp. Exaustão [°C]
21,24	0,18	181,48	0,14	278,1	1,6
25,05	0,13	181,04	0,13	321,5	2,2
27,72	0,13	180,44	0,14	387,8	2,7
28,41	0,14	179,35	0,14	470,7	2,3
28,67	0,09	178,72	0,12	514,6	1,2
27,77	0,12	178,18	0,12	558,3	1,2

Fonte: Própria do autor

VALORES MÉDIOS E INCERTEZAS PARA ENSAIOS COM E50B50 CONTINUAÇÃO

CO2 [g/kW.h]	Incert. CO2 [g/kw.h]	CO [g/kW.h]	Incert. CO [g/kw.h]	O2 [g/kW.h]	Incert. O2 [g/kw.h]
1211,81	0,01	4,54	0,02	2985,42	0,02
1052,22	0,02	2,33	0,04	1781,11	0,03
996,39	0,04	2,83	0,01	1155,37	0,05
1002,97	0,08	7,34	0,01	736,91	0,06
1022,28	0,11	12,91	0,01	561,76	0,06
1053,25	0,23	31,28	0,07	414,55	0,09

Fonte: Própria do autor

THC [g/kW.h]	Incert. THC [g/kw.h]	NOx [g/kw.h]	Incert. NOx [g/kw.h]	Rotação [rpm]	Incert. Rotação [rpm]
6,16	0,03	34,06	0,44	1804	3
5,25	0,92	25,69	0,36	1804	4
4,53	0,19	16,97	0,12	1804	4
3,46	0,28	12,14	0,13	1804	3
2,65	0,28	11,32	0,11	1804	3
2,09	0,47	9,14	0,38	1804	4

Fonte: Própria do autor

VALORES MÉDIOS E INCERTEZAS PARA ENSAIOS COM E60B40

Pot. Nominal [kW]	Cons. E60B40 [kg/h]	Incert. Cons. E60B40 [kg/h]	SFC E60B40 [kg/kW.h]	Incert. SFC E60B40 [kg/kW.h]
10	5,749	0,042	0,595	0,004
15	6,933	0,025	0,479	0,002
20	8,459	0,017	0,439	0,001
25	10,423	0,033	0,433	0,001
27,5	12,018	0,031	0,453	0,001

Fonte: Própria do autor

Incert. Eficiênciam [%]	Vazão de ar MAF [kg/h]	Incert. Abs. Vazão de ar MAF [kg/h]	Temp. Exaustão [°C]	Incert. Temp. Exaustão [°C]
0,19	179,33	0,12	267,9	1,4
0,14	178,97	0,11	311,8	1,8
0,10	178,70	0,13	371,2	2,2
0,11	178,13	0,14	451,0	1,9
0,09	177,70	0,14	496,7	1,2

Fonte: Própria do autor

VALORES MÉDIOS E INCERTEZAS PARA ENSAIOS COM E60B40 CONTINUAÇÃO

CO2 [g/kW.h]	Incert. CO2 [g/kw.h]	CO [g/kW.h]	Incert. CO [g/kw.h]	O2 [g/kW.h]	Incert. O2 [g/kw.h]
1399,53	0,01	13,45	0,01	2862,58	0,01
1129,64	0,02	6,96	0,01	1743,39	0,03
1036,36	0,04	5,77	0,02	1153,78	0,05
1028,24	0,08	10,35	0,08	750,52	0,06
1043,85	0,11	23,22	0,03	576,05	0,06

Fonte: Própria do autor

THC [g/kW.h]	Incert. THC [g/kw.h]	NOx [g/kW.h]	Incert. NOx [g/kw.h]	Rotação [rpm]	Incert. Rotação [rpm]
7,19	0,04	41,71	0,97	1804	3
5,67	0,99	34,35	0,36	1804	4
4,86	0,20	23,45	0,40	1804	4
4,53	0,36	13,57	0,19	1804	3
4,48	0,48	9,72	0,19	1804	4

Fonte: Própria do autor

APÊNDICE C – VALORES DOS PARÂMETROS DE COMBUSTÃO.

VALORES DOS PARÂMETROS DE COMBUSTÃO DOS ENSAIOS

Pot. Nominal [kW]	CA50-10 (°CA)			
	B100	E40B60	E50B50	E60B40
10	8,5	4	3	4
20	10	7,5	6	6
27,5	15	12,5	9,5	14

Fonte: Própria do autor

Pot. Nominal [kW]	CA90-50 (°CA)			
	B100	E40B60	E50B50	E60B40
10	75	74	74	66
20	69,5	62	66,3	65
27,5	72	70	71	67

Fonte: Própria do autor

Pot. Nominal [kW]	CA90-10 (°CA)			
	B100	E40B60	E50B50	E60B40
10	82	78	77	70
20	80	69,5	72,3	71
27,5	85	84	80,5	81

Fonte: Própria do autor

Pot. Nominal [kW]	COV _{IMEP} (%)			
	B100	E40B60	E50B50	E60B40
10	1,0	1,2	1,6	1,9
20	1,4	1,9	2,4	2,8
27,5	0,8	1,1	1,3	6,2

Fonte: Própria do autor

ANEXO A – ESPECIFICAÇÕES DOS COMBUSTÍVEIS



Número: 0145-22 G



CERTIFICADO DE ENSAIO

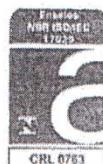
Produto: BIODIESEL B100		Código: 9AY		
Local de Amostragem: TQ 5923012 Data/ hora Amostragem: 27/06/2022 10 h 05 min Data/ hora Recebimento: 27/06/2022 10 h 50 min		Laboratório: LCQ-UBMC Endereço: Av. Das Indústrias, 531 CEP:39404-621 - Montes Claros - MG Telefone: (38)3224-6833 Fax: (38)3224-6822		
Característica	Método	Especificação	Resultado	Unidade
Notas: Número do Lacre: 0003459 Número da Amostra: 842757 Lote: PBIOMC240625062212 Produção: 24/06/2022 a 25/06/2022 Material Graxo: 52% Gordura bovina + 48% Óleo de soja Álcool Utilizado: Metílico Volume Produzido: 1013 m ³ - Todas as informações supracitadas foram fornecidas pelo cliente, exceto o número da amostra. - Atende a Resolução ANP 798, de 01/08/2019. - LII = Límpido e isento de impurezas com anotação da temperatura de ensaio. - "Todos os resultados descritos neste certificado atendem a Resolução ANP Nº 45, de 25 de Agosto de 2014; Regulamento Técnico ANP Nº 3/2014." - A amostragem é de responsabilidade exclusiva do cliente - Setor de Operação da Usina solicitante; - Caso o solicitante seja a UBMC, seu endereço é Avenida das Indústrias, 531, Montes Claros - MG, CEP:39404-621; - Caso seja a UBC, seu endereço é Rodovia BA 522, Km 11, S/N, Jabequara das Flores, Candeias-BA, CEP: 43813-300. A regra de decisão adotada é baseada na comparação direta entre os resultados e os limites estabelecidos, desconsiderando o valor da incerteza de medição. - Exceto quando sinalizado contrariamente, todos os ensaios foram realizados pelo laboratório identificado no cabeçalho deste Certificado. - Todos os ensaios foram realizados nas instalações permanentes dos laboratórios executantes. Versões dos métodos: ASTM D5453:2019 E1, ASTM D6304:2020, ASTM D6584:2017, ASTM D664:2018 E2 (Método B), EN 12662: 2008, EN 14103:2020, EN 14111:2003, EN 14112:2020, NBR 10441:2014, NBR 14065:2013, NBR 14598:2012 (Procedimento C), NBR 14747:2015, NBR 15343:2012, NBR 15553:2019, NBR 15556:2020, NBR 16048:2018. (1) LII = Límpido e isento de impurezas com anotação da temperatura de ensaio. (2) Ensaio realizado a 20,0 °C. (3) Resultado baseado no limite de quantificação do método. (4) Resultado baseado no limite de quantificação do método. Sódio = 0,5 mg/kg e Potássio < 0,5mg/kg. (5) Resultado baseado no limite de quantificação do método. -- As atividades de ensaio foram realizadas no período entre a Data/Hora de Recebimento da amostra e Data de Emissão desse certificado. - Aditivado com antioxidante. Informado pelo cliente. ¹				

Data de Emissão: 01/07/2022 09 h 19 min	Página: 2 de 2
Os resultados deste Certificado de Ensaio referem-se à amostra acima especificada conforme recebida. Este certificado só pode ser reproduzido integralmente com a autorização do responsável pelo seu conteúdo.	

José Benjamin Machado Maia Júnior Responsável: CRO: 10400244 10ª Região



Número: 0145-22 G



CERTIFICADO DE ENSAIO

Produto: BIODIESEL B100

Código: 9AY

Local de Amostragem: TQ 5923012
 Data/ hora Amostragem: 27/06/2022 10 h 05 min
 Data/ hora Recebimento: 27/06/2022 10 h 50 min

Laboratório LCQ-UBMC
 Endereço: Av. Das Industrias, 531
 CEP:39404-621 - Montes Claros - MG
 Telefone:(38)3224-6833 Fax: (38)3224-6822

Característica	Método	Especificação	Resultado	Unidade
ASPECTO	NBR 16048	LII (1)	LII (2)	Não aplicável
MASSA ESPECÍFICA A 20 °C	NBR 14065	850 a 900	876,6	kg/m³
VISCOSIDADE CINEMÁTICA A 40 °C	NBR 10441	3,0 a 6,0	4,432	mm²/s
TEOR DE ÁGUA	ASTM D6304	200 máx	139	mg/kg
CONTAMINAÇÃO TOTAL	EN 12662	24 máx	18,9	mg/kg
PONTO DE FULGOR	NBR 14598	100,0 mln	125,5	°C
TEOR DE ÉSTER	EN 14103	96,5 mln	98,4	% massa
ENXOFRE TOTAL	ASTM D5453	10 máx	4,7	mg/kg
TEOR DE SÓDIO+ POTÁSSIO - Na+ K	NBR 15556	5 máx	<1,0 (4)	mg/kg
TEOR DE CÁLCIO+MAGNÉSIO - Ca+Mg	NBR 15553	5 máx	<2,0 (3)	mg/kg
TEOR DE FÓSFORO	NBR 15553	10 máx	<1,0 (5)	mg/kg
PONTO DE ENTUPIMENTO	NBR 14747	8 máx	7	°C
ÍNDICE DE ACIDEZ TOTAL	ASTM D664	0,50 máx	0,28	mg KOH/g
GLICERINA LIVRE	ASTM D6584	0,02 máx	0,015	% massa
GLICERINA TOTAL	ASTM D6584	0,25 máx	0,219	% massa
TEOR DE MONOGLICERÍDEOS	ASTM D6584	0,7 máx	0,629	% massa
TEOR DE DIGLICERÍDEOS	ASTM D6584	0,20 máx	0,194	% massa
TEOR DE TRIGLICERÍDEOS	ASTM D6584	0,20 máx	0,112	% massa
METANOL	NBR 15343	0,20 máx	0,07	% massa
ÍNDICE DE IODO	EN 14111	Anolar	94	g de lodo/100g
ESTABILIDADE OXIDAÇÃO A 110 °C	EN 14112	12,0 mln	12,6	h

Data de Emissão: 01/07/2022 09 h 19 min

Página: 1 de 2

Os resultados deste Certificado de Ensaio referem-se à amostra acima especificada conforme recebida.
 Este certificado só pode ser reproduzido integralmente com a autorização do responsável pelo seu conteúdo.

Responsável:
José Benjamin Machado Maia Júnior
 CRQ: 10400244 10º Região



Relatório de Ensaio Etanol Nº 286/18

Solicitante: Osmano Souza Valente

Endereço: Av. Dom José Gaspar, 500, Coração Eucarístico, Belo Horizonte, MG.

Amostra: Etanol

Data de Entrada no Laboratório: 29/03/2018

Data da Coleta: 19/02/2018

Data do Atendimento ao Cliente: 29/03/2018

Observações: A amostra estava acondicionada em frasco de vidro âmbar com a seguinte identificação: **Etanol Hidratado Comercial**. Coleta realizada pelo cliente.

CARACTERÍSTICA	RESULTADO	DATA DO ENSAIO	ESPECIFICAÇÃO *		TOLERÂNCIA		MÉTODO	
			EAC	EHC	EAC	EHC	ABNT NBR	ASTM
Massa Específica a 20º C, kg/m ³ (7)	811,4	02/04/2018	791,5 máx.	802,9 a 811,2	-	-	5992 <input type="checkbox"/>	-
					791,6 a 792,3	802,8 a 811,7	15639 <input checked="" type="checkbox"/>	D 4052 <input type="checkbox"/>
Teor Alcoólico %m/m (7),(8),(9)	92,4	03/04/2018	99,3 mín.	92,5 a 95,4	-	-	5992 <input type="checkbox"/>	-
					99,1 a 99,2	95,5 a 95,6	15639 <input checked="" type="checkbox"/>	D 4052 <input type="checkbox"/>
Potencial Hidrogeniônico (pH)	6,6	03/04/2018	-	6,0 a 8,0	-	5,6 a 8,4	10891 <input checked="" type="checkbox"/>	-
Aspecto, Visual	Límpido com impurezas	03/04/2018	Límpido e isento de impurezas (13)		-	-	-	-
Cor, Visual	Incolor	03/04/2018	(4)	(5)	-	-	-	-
Condutividade Elétrica µS/m, máx.(6)	112,9	02/04/2018	300		326		10547 <input checked="" type="checkbox"/>	-

(n) As observações numeradas devem ser verificadas na Tabela de especificação da Resolução ANP 19/2015, Regulamento Técnico ANP Nº 2/2015.

Os resultados apresentados neste relatório de ensaio referem-se exclusivamente à amostra citada, não sendo extensivo a lotes ou reservatórios do combustível analisado.

"As opiniões e interpretações expressas abaixo não fazem parte do escopo da acreditação deste laboratório."

Carolina do Carmo Souza
 Química Responsável Ensaios Rегulares
 Nº CRQ : 02101288

Belo Horizonte, 10/04/2018

Emissão do Formulário: Carolina do Carmo Souza

Data: 20/06/2013

Cod: F-101A – rev.00 – pag. 01/01

Av. Antônio Carlos, 6627–Campus Pampulha–Belo Horizonte/MG-Brasil -Cep: 31.270-901
 Fone: (31) 3409-6651 - Fax: (31) 3409-6650



Relatório de Ensaio Etanol N° 556/17

Solicitante: Osmano Souza Valente

Endereço: Av. Dom José Gaspar, 500, Coração Eucarístico, Belo Horizonte, MG.

Amostra: Etanol Hidratado

Data de Entrada no Laboratório: 26/05/2017

Data da Coleta: 10/05/2017

Data do Atendimento ao Cliente: 26/05/2017

Observações: A amostra estava acondicionada em frasco de vidro âmbar tampado, com a seguinte identificação: Etanol Hidratado / PUC Minas. Coleta realizada pelo cliente, sem informações ambientais.

CARACTERÍSTICA	RESULTADO	DATA DO ENSAIO	ESPECIFICAÇÃO *		TOLERÂNCIA		MÉTODO	
			EAC	EHC	EAC	EHC	ABNT NBR	ASTM
Poder Calorífico Superior, (MJ/kg)	27.416	13/06/2017	-	-	-	-	-	D240

(n) As observações numeradas devem ser verificadas na Tabela de especificação da Resolução ANP 19/2015, Regulamento Técnico ANP N° 2/2015.

Os resultados apresentados neste relatório de ensaio referem-se exclusivamente à amostra citada, não sendo extensivo a lotes ou reservatórios do combustível analisado.

Este Relatório complementa o Relatório de Ensaio nº 479/17-B.

A handwritten signature in blue ink, appearing to read "Carolina do Carmo Souza". Below the signature, there is printed text identifying her.

Carolina do Carmo Souza
Química Responsável Ensaios Regulares
Nº CRQ: 02101286

Belo Horizonte, 14/06/2017

ANEXO B – CALCULOS DAS INCERTEZAS

Em todos os resultados obtidos nos experimentos deste trabalho foram calculados os valores médios e as incertezas das medições. Esses valores são apresentados nas tabelas que se encontram após a apresentação da teoria utilizada no cálculo de incertezas. Em cada experimento, foram realizados quatro testes para a obtenção do resultado. O valor final de cada medida se dá pela média dos quatro testes executados, conforme a equação dada por Homan (1994).

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \quad \text{ou} \quad \bar{x} = \frac{x_1 + x_2 + x_3 + x_4}{4} \quad (D1)$$

Onde:

- \bar{x} média dos resultados [adimensional];
- x_1 resultado do teste 1 [adimensional];
- x_2 resultado do teste 2 [adimensional];
- x_3 resultado do teste 3 [adimensional];
- x_4 resultado do teste 4 [adimensional].

Para o cálculo das incertezas das medidas utilizou-se o método de Kline e McClintock (1953), que afirma que a incerteza do resultado é influenciada pelas incertezas das variáveis independentes que compõem esse resultado, conforme:

$$w_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \cdots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (D2)$$

Onde:

- w_R incerteza do resultado (adimensional);
- w_1 incerteza da variável independente de índice 1 [adimensional];
- w_2 incerteza da variável independente de índice 2 [adimensional];
- w_n incerteza da variável independente de índice n [adimensional];

$\frac{\partial R}{\partial x_1}$ derivada parcial do resultado R em relação à variável independente de índice 1 [adimensional];

$\frac{\partial R}{\partial x_2}$ derivada parcial do resultado R em relação à variável independente de índice 2 [adimensional];

$\frac{\partial R}{\partial x_n}$ derivada parcial do resultado R em relação à variável independente de índice n [adimensional].

Incerteza das medidas de temperatura – Termopares

A equação que determina o valor das temperaturas ambiente, entrada de ar, admissão e exaustão é:

$$T_{tp} = 100V_{tp} \quad (D3)$$

Onde:

T_{tp} – Temperatura medida pelo termopar [°C];

V_{tp} – Tensão gerada pelo sistema de medição de temperatura [mV].

A incerteza total para as temperaturas medidas pelos termopares, de acordo com a Equação B4, é dada por:

$$I_{tottp} = \sqrt{\left(\frac{\partial T_{tp}}{\partial V_{tp}} I_{V_{tp}}\right)^2 + (I_{cali})^2 + (\sigma_{media})^2} \quad (D4)$$

Onde:

I_{tottp} incerteza total do sistema de medição de temperatura – termopares;

[%];

$I_{V_{tp}}$ incerteza da tensão do sistema de medição de temperatura [%];

I_{cali} incerteza da calibração do termopar [%];

σ_{media} desvio padrão dos testes [%];

$$\frac{\partial T_{tp}}{\partial V_{tp}} \quad \text{derivada parcial de } T_{tp} \text{ em relação à } V_{tp}.$$

Derivando T_{tp} em relação à V_{tp} , I_{tottp} se torna:

$$I_{tottp} = \sqrt{\left(100I_{V_{tp}}\right)^2 + (I_{cali})^2 + (\sigma_{media})^2} \quad (D5)$$

A incerteza $I_{V_{tp}}$ é influenciada pelas incertezas do termopar, do filtro passa-baixas, do condicionador de sinais e da placa de aquisição de dados, que compõem o sistema de medição de temperatura, conforme:

$$I_{V_{tp}} = \sqrt{(I_{termopar})^2 + (I_{filtro})^2 + (I_{cond})^2 + (I_{A/D})^2} \quad (D6)$$

Onde:

- | | |
|----------------|---|
| $I_{termopar}$ | incerteza do termopar [%]; |
| I_{filtro} | incerteza do filtro passa-baixas [%]; |
| I_{cond} | incerteza do condicionador de sinais [%]; |
| $I_{A/D}$ | incerteza da placa de aquisição de dados [%]. |

O desvio padrão σ_{media} é dado conforme Albertazzi e Souza (2008):

$$\sigma_{media} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (I_i - \bar{I})^2}{n(n-1)}} \quad (D7)$$

Onde:

- | | |
|-----------|---|
| I | i-ésima indicação; |
| \bar{I} | média das “ n ” indicações; |
| n | número de medições repetitivas efetuadas. |

Por fim, a incerteza final é dada pela multiplicação do coeficiente t Student. Para este trabalho, será considerado o grau de liberdade efetivo como infinito, resultando no coeficiente t Student igual a 2.

$$I_{tpfinal} = I_{tottp} \times t \quad (D8)$$

Incerteza das medidas de temperatura – Termorresistores

A equação que determina o valor das temperaturas: combustível; entrada do sistema de arrefecimento; e saída do sistema de arrefecimento é:

$$T_{tr} = 33,48V_{tr} - 37,5 \quad (D9)$$

Onde:

T_{tr} temperatura medida pelo termorresistor [°C];

V_{tr} tensão gerada pelo sistema de medição de temperatura [mV].

A incerteza total para as temperaturas medidas pelos termorresistores é dada por:

$$I_{tottr} = \sqrt{\left(\frac{\partial T_{tr}}{\partial V_{tr}} I_{V_{tr}}\right)^2 + (I_{cali})^2 + (\sigma_{media})^2} \quad (D10)$$

Onde:

I_{tottr} incerteza total do sistema de medição de temperatura – termorresistores [%];

$I_{V_{tr}}$ incerteza da tensão do sistema de medição de temperatura [%];

I_{cali} incerteza da calibração do termorresistor [%];

$\frac{\partial T_{tr}}{\partial V_{tr}}$ derivada parcial de T_{tr} em relação à V_{tr} .

Derivando T_{tr} em relação à V_{tr} , I_{tottr} se torna:

$$I_{tottr} = \sqrt{(33,48I_{Vtr})^2 + (I_{cali})^2 + (\sigma_{media})^2} \quad (D11)$$

A incerteza I_{Vtr} é influenciada pelas incertezas do termorresistor, do condicionador de sinais e da placa de aquisição de dados, que compõem o sistema de medição de temperatura, conforme:

$$I_{Vtr} = \sqrt{(I_{termor})^2 + (I_{cond})^2 + (I_{A/D})^2} \quad (D12)$$

Onde:

- | | |
|--------------|---|
| I_{termor} | incerteza do termopar [%]; |
| I_{cond} | incerteza do condicionador de sinais [%]; |
| $I_{A/D}$ | incerteza da placa de aquisição de dados [%]. |

A incerteza σ_{media} é dada de forma similar à Equação B8:

$$\sigma_{media} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (I_i - \bar{I})^2}{n(n-1)}} \quad (D13)$$

Por fim, a incerteza final é dada pela multiplicação do coeficiente t Student. Para este trabalho, será considerado o grau de liberdade efetivo como infinito, resultando no coeficiente t Student igual a 2.

$$I_{trfinal} = I_{tottr} \times t \quad (D14)$$

Incerteza das medidas de umidade relativa do ar

A incerteza total para as medidas de umidade relativa é dada por:

$$I_{totUR} = \sqrt{(I_{TH})^2 + (\sigma_{media})^2} \quad (D15)$$

Onde:

- I_{totUR} incerteza total das medidas de umidade relativa [%];
 I_{TH} incerteza do termohigrômetro [%];

A incerteza σ_{media} é dada de forma similar à Equação B8:

$$\sigma_{media} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (I_i - \bar{I})^2}{n(n-1)}} \quad (D16)$$

Por fim, a incerteza final é dada pela multiplicação do coeficiente t Student.

Para este trabalho, será considerado o grau de liberdade efetivo como infinito, resultando no coeficiente t Student igual a 2.

$$I_{URfinal} = I_{totUR} \times t \quad (D17)$$

Incerteza das medidas de tensão, corrente e potência

A incerteza total para as medidas de tensão é dada por:

$$I_{totten} = \sqrt{(I_{VUPD})^2 + (\sigma_{media})^2} \quad (D18)$$

Onde:

- I_{totten} incerteza total das medidas de tensão [%];
 I_{VUPD} incerteza da tensão medida pelo UPD-200 [%].

A incerteza σ_{media} é dada de forma similar à Equação B8:

$$\sigma_{media} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (I_i - \bar{I})^2}{n(n-1)}} \quad (D19)$$

Por fim, a incerteza final é dada pela multiplicação do coeficiente t Student.

Para este trabalho, será considerado o grau de liberdade efetivo como infinito, resultando no coeficiente t Student igual a 2.

$$I_{tenfinal} = I_{totten} \times t \quad (D20)$$

A incerteza total para as medidas de corrente é dada por:

$$I_{totcor} = \sqrt{(I_{IUPD})^2 + (\sigma_{media})^2} \quad (D21)$$

Onde:

- | | |
|--------------|--|
| I_{totcor} | incerteza total das medidas de corrente [%]; |
| I_{IUPD} | incerteza da corrente medida pelo UPD-200 [%]. |

A incerteza σ_{media} é dada de forma similar à Equação B7:

$$\sigma_{media} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (I_i - \bar{I})^2}{n(n-1)}} \quad (D22)$$

Por fim, a incerteza final é dada pela multiplicação do coeficiente t Student. Para este trabalho, será considerado o grau de liberdade efetivo como infinito, resultando no coeficiente t Student igual a 2.

$$I_{corfinal} = I_{totcor} \times t \quad (D23)$$

A incerteza total para as medidas de potência é dada por:

$$I_{totpot} = \sqrt{(I_{PUPD})^2 + (\sigma_{media})^2} \quad (D24)$$

Onde:

- | | |
|--------------|--|
| I_{totpot} | incerteza total das medidas de corrente [%]; |
| I_{PUPD} | incerteza da potência medida pelo UPD-200 [%]; |

A incerteza σ_{media} é dada de forma similar à Equação B8:

$$\sigma_{media} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (I_i - \bar{I})^2}{n(n-1)}} \quad (D25)$$

Por fim, a incerteza final é dada pela multiplicação do coeficiente t Student. Para este trabalho, será considerado o grau de liberdade efetivo como infinito, resultando no coeficiente t Student igual a 2.

$$I_{potfinal} = I_{totpot} \times t \quad (D26)$$

Incerteza das medidas de vazão mássica de ar

A equação que determina o valor da vazão mássica de ar é:

$$\dot{m}_A = \frac{C}{\sqrt{1 - \beta^4}} \varepsilon \frac{\pi}{4} d^2 \sqrt{2\rho_1(P_1 - P_2)} \quad (D27)$$

Onde:

- \dot{m}_A vazão mássica de ar [kg/h];
- C coeficiente de descarga [adimensional];
- $\beta = d/D$ razão de diâmetros [adimensional];
- d diâmetro do orifício da placa de orifício [mm];
- D diâmetro interno do conduto [mm];
- ε fator de expansão do escoamento [adimensional];
- ρ_1 massa específica do fluido à montante da placa de orifício [kg/m³];
- P_1 pressão do fluido à montante da placa de orifício [Pa];
- P_2 pressão do fluido à jusante da placa de orifício [Pa].

A incerteza total para as medidas de vazão mássica de ar é dada por:

$$I_{totmar} = \sqrt{(I_{\dot{m}_A})^2 + (\sigma_{media})^2} \quad (D28)$$

Onde:

- I_{totmar} incerteza total da vazão mássica de ar [%];

I_{m_A} incerteza associada à equação da vazão mássica de ar [%];

A incerteza I_{m_A} é influenciada pelas incertezas da massa específica e das leituras de pressão, conforme:

$$I_{m_A} = \sqrt{\left(\frac{\partial m_A}{\partial \rho_1} I_{\rho_1}\right)^2 + \left(\frac{\partial m_A}{\partial (P_1 - P_2)} I_{(P_1 - P_2)}\right)^2} \quad (D29)$$

Onde:

I_{ρ_1} incerteza da medida de massa específica à montante da placa de orifício [%];

$I_{(P_1 - P_2)}$ incerteza da medida da diferença das pressões à montante e à jusante da placa de orifício [%];

$\frac{\partial m_A}{\partial \rho_1}$ derivada parcial de m_A em relação à ρ_1 ;

$\frac{\partial m_A}{\partial (P_1 - P_2)}$ derivada parcial de m_A em relação à $(P_1 - P_2)$.

A incerteza I_{ρ_1} é influenciada pelas incertezas da temperatura de entrada e da diferença das pressões à montante e à jusante da placa de orifício, conforme:

$$I_{\rho_1} = \sqrt{(I_{(P_1 - P_2)})^2 + (I_{temp})^2} \quad (D30)$$

Onde:

I_{temp} incerteza da medida da temperatura de entrada de ar [%];

Derivando m_A em relação à ρ_1 e $(P_1 - P_2)$, I_{m_A} se torna:

$$I_{m_A} = \sqrt{\left[(2\rho_1(P_1 - P_2))^{1/2}(P_1 - P_2)I_{\rho_1}\right]^2 + \left[(2\rho_1(P_1 - P_2))^{1/2}\rho_1 I_{(P_1 - P_2)}\right]^2} \quad (D31)$$

A incerteza σ_{media} é dada de forma similar à Equação 29:

$$\sigma_{media} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (I_i - \bar{I})^2}{n(n-1)}} \quad (D32)$$

Por fim, a incerteza final é dada pela multiplicação do coeficiente t Student. Para este trabalho, será considerado o grau de liberdade efetivo como infinito, resultando no coeficiente t Student igual a 2.

$$I_{marfinal} = I_{totmar} \times t \quad (D33)$$

Incerteza das medidas de consumo de biodiesel

A equação que determina o valor da vazão mássica de biodiesel é:

$$\dot{m}_F = \frac{3600(m_i - m_f)}{(t_f - t_i)} \quad (D34)$$

Onde:

- \dot{m}_F valor da vazão mássica de biodiesel [kg/h];
- m_i massa inicial de combustível no tanque [kg];
- m_f massa final de combustível no tanque [kg];
- t_i valor do tempo inicial medido pelo *LabVIEW* [s];
- t_f valor do tempo final medido pelo *LabVIEW* [s].

A incerteza total para as medidas de vazão mássica de biodiesel é dada por:

$$I_{totmf} = \sqrt{(I_{\dot{m}_F})^2 + (\sigma_{media})^2} \quad (D35)$$

Onde:

- I_{totmf} incerteza total da vazão mássica de biodiesel [%];
- $I_{\dot{m}_F}$ incerteza associada à equação da vazão mássica de biodiesel [%];

A incerteza I_{m_F} é influenciada pelas incertezas das massas inicial e final e dos tempos inicial e final, conforme:

$$I_{m_F} = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{m}_F}{\partial m_i} I_{m_i}\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}_F}{\partial m_f} I_{m_f}\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}_F}{\partial t_i} I_{t_i}\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}_F}{\partial t_f} I_{t_f}\right)^2} \quad (D36)$$

Onde:

- I_{m_i} incerteza da medida de massa inicial [%];
- I_{m_f} incerteza da medida de massa final [%];
- I_{t_i} incerteza da medida de tempo inicial [%];
- I_{t_f} incerteza da medida de tempo final [%];
- $\frac{\partial \dot{m}_F}{\partial m_i}$ derivada parcial de \dot{m}_F em relação à m_i ;
- $\frac{\partial \dot{m}_F}{\partial m_f}$ derivada parcial de \dot{m}_F em relação à m_f ;
- $\frac{\partial \dot{m}_F}{\partial t_i}$ derivada parcial de \dot{m}_F em relação à t_i ;
- $\frac{\partial \dot{m}_F}{\partial t_f}$ derivada parcial de \dot{m}_F em relação à t_f .

Derivando \dot{m}_F em relação à m_i , m_f , t_i e t_f , I_{m_F} se torna:

$$I_{m_F} = \sqrt{\left(\frac{3600}{(t_f - t_i)} I_{m_i}\right)^2 + \left(-\frac{3600}{(t_f - t_i)} I_{m_f}\right)^2 + \left(-\frac{3600t_i(m_i - m_f)}{(t_f - t_i)^2} I_{t_i}\right)^2 + \left(\frac{3600t_f(m_i - m_f)}{(t_f - t_i)^2} I_{t_f}\right)^2} \quad (D37)$$

A incerteza σ_{media} é dada de forma similar à Equação B37:

$$\sigma_{media} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (I_i - \bar{I})^2}{n(n-1)}} \quad (D38)$$

Por fim, a incerteza final é dada pela multiplicação do coeficiente t Student. Para este trabalho, será considerado o grau de liberdade efetivo como infinito, resultando no coeficiente t Student igual a 2.

$$I_{mf\text{final}} = I_{totmf} \times t \quad (D39)$$

Incerteza das medidas de consumo específico de etanol

A equação que determina o valor do consumo específico de etanol é:

$$SFC = \frac{\dot{m}_F}{P_B} \quad (D40)$$

Onde:

- SFC consumo específico de combustível [kg/kWh];
 P_B potência produzida pelo motor [kW].

A incerteza total para as medidas de vazão mássica de etanol é dada por:

$$I_{totSFCetanol} = \sqrt{(I_{SFC})^2 + (\sigma_{media})^2} \quad (D41)$$

Onde:

- $I_{totSFCetanol}$ incerteza total do consumo específico de etanol [%];
 I_{SFC} incerteza associada à equação do consumo específico de etanol [%].

A incerteza I_{SFC} é influenciada pelas incertezas do consumo de etanol e da potência, conforme:

$$I_{SFC} = \sqrt{\left(\frac{\partial SFC}{\partial \dot{m}_F} I_{\dot{m}_F}\right)^2 + \left(\frac{\partial SFC}{\partial P_B} I_{P_B}\right)^2} \quad (D42)$$

Onde:

- $I_{\dot{m}_F}$ incerteza da medida da vazão mássica de etanol [%];
 I_{P_B} incerteza da potência [%];
 $\frac{\partial SFC}{\partial \dot{m}_F}$ derivada parcial de SFC em relação à \dot{m}_F ;
 $\frac{\partial SFC}{\partial P_B}$ derivada parcial de SFC em relação à P_B .

Derivando SFC em relação à \dot{m}_F e P_B , I_{SFC} se torna:

$$I_{SFC} = \sqrt{\left(\frac{1}{P_B} I_{\dot{m}_F}\right)^2 + \left(\frac{\dot{m}_F}{P_B^2} I_{P_B}\right)^2} \quad (D43)$$

A incerteza σ_{media} é dada de forma similar à Equação B43:

$$\sigma_{media} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (I_i - \bar{I})^2}{n(n-1)}} \quad (D44)$$

Por fim, a incerteza final é dada pela multiplicação do coeficiente t Student. Para este trabalho, será considerado o grau de liberdade efetivo como infinito, resultando no coeficiente t Student igual a 2.

$$I_{mfeanolfinal} = I_{totSFCetanol} \times t \quad (D45)$$

Incerteza das medidas de emissões de gases de exaustão

A incerteza total para as medidas de concentração de NO nos gases de exaustão é dada por:

$$I_{totNO} = \sqrt{(I_{NO})^2 + (\sigma_{media})^2} \quad (D46)$$

Onde:

- I_{totNO} incerteza total das medidas de NO [%];
 I_{NO} incerteza do equipamento de medição de NO [%].

A incerteza σ_{media} é dada de forma similar à Equação B8:

$$\sigma_{media} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (I_i - \bar{I})^2}{n(n-1)}} \quad (D47)$$

Por fim, a incerteza final é dada pela multiplicação do coeficiente t Student.

Para este trabalho, será considerado o grau de liberdade efetivo como infinito, resultando no coeficiente t Student igual a 2.

$$I_{NOfinal} = I_{totNO} \times t \quad (D48)$$

A incerteza total para as medidas de concentração de NOx nos gases de exaustão é dada por:

$$I_{totNOx} = \sqrt{(I_{NOx})^2 + (\sigma_{media})^2} \quad (D49)$$

Onde:

I_{totNOx} incerteza total das medidas de NOx [%];

I_{NOx} incerteza do equipamento de medição de NOx [%].

A incerteza σ_{media} é dada de forma similar à Equação B8:

$$\sigma_{media} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (I_i - \bar{I})^2}{n(n-1)}} \quad (D50)$$

Por fim, a incerteza final é dada pela multiplicação do coeficiente t Student.

Para este trabalho, será considerado o grau de liberdade efetivo como infinito, resultando no coeficiente t Student igual a 2.

$$I_{NOxfinal} = I_{totNOx} \times t \quad (D51)$$

A incerteza total para as medidas de concentração de THC nos gases de exaustão é dada por:

$$I_{totTHC} = \sqrt{(I_{THC})^2 + (\sigma_{media})^2} \quad (D52)$$

Onde:

I_{totTHC} incerteza total das medidas de THC [%];

I_{THC} incerteza do equipamento de medição de THC [%].

A incerteza σ_{media} é dada de forma similar à Equação B8:

$$\sigma_{media} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (I_i - \bar{I})^2}{n(n-1)}} \quad (D53)$$

Por fim, a incerteza final é dada pela multiplicação do coeficiente t Student. Para este trabalho, será considerado o grau de liberdade efetivo como infinito, resultando no coeficiente t Student igual a 2.

$$I_{THCfinal} = I_{totTHC} \times t \quad (D54)$$

A incerteza total para as medidas de concentração de CO₂ nos gases de exaustão é dada por:

$$I_{totCO_2} = \sqrt{(I_{CO_2})^2 + (\sigma_{media})^2} \quad (D55)$$

Onde:

I_{totCO_2} incerteza total das medidas de CO₂ [%];

I_{CO_2} incerteza do equipamento de medição de CO₂ [%].

A incerteza σ_{media} é dada de forma similar à Equação B8:

$$\sigma_{media} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (I_i - \bar{I})^2}{n(n-1)}} \quad (D56)$$

Por fim, a incerteza final é dada pela multiplicação do coeficiente *t* Student. Para este trabalho, será considerado o grau de liberdade efetivo como infinito, resultando no coeficiente *t* Student igual a 2.

$$I_{CO2final} = I_{totCO2} \times t \quad (D57)$$

A incerteza total para as medidas de concentração de CO nos gases de exaustão é dada por:

$$I_{totC} = \sqrt{(I_{CO})^2 + (\sigma_{media})^2} \quad (D58)$$

Onde:

- I_{totCO} incerteza total das medidas de CO [%];
- I_{CO} incerteza do equipamento de medição de CO [%].

A incerteza σ_{media} é dada de forma similar à Equação B8:

$$\sigma_{media} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (I_i - \bar{I})^2}{n(n-1)}} \quad (D59)$$

Por fim, a incerteza final é dada pela multiplicação do coeficiente *t* Student. Para este trabalho, será considerado o grau de liberdade efetivo como infinito, resultando no coeficiente *t* Student igual a 2.

$$I_{COfinal} = I_{totCO} \times t \quad (D60)$$

A incerteza total para as medidas de concentração de O₂ nos gases de exaustão é dada por:

$$I_{totO_2} = \sqrt{(I_{O_2})^2 + (\sigma_{media})^2} \quad (D61)$$

Onde:

I_{totO} incerteza total das medidas de O_2 [%];

I_{O_2} incerteza do equipamento de medição de O_2 [%].

A incerteza σ_{media} é dada de forma similar à Equação B61:

$$\sigma_{media} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (I_i - \bar{I})^2}{n(n-1)}} \quad (D62)$$

Por fim, a incerteza final é dada pela multiplicação do coeficiente t Student. Para este trabalho, será considerado o grau de liberdade efetivo como infinito, resultando no coeficiente t Student igual a 2.

$$I_{O_2fin} = I_{totO} \times t \quad (D63)$$