



UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO
CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

MARCOS ANTONIO DOS SANTOS

**ESTUDO NUMÉRICO DO DESEMPENHO DE UM GRUPO GERADOR CICLO
OTTO OPERANDO COM GLP E ANÁLISE DA SUA APLICAÇÃO COM
MISTURAS GLP+H₂ E GN+H₂**

Recife

2025

MARCOS ANTONIO DOS SANTOS

**ESTUDO NUMÉRICO DO DESEMPENHO DE UM GRUPO GERADOR CICLO
OTTO OPERANDO COM GLP E ANÁLISE DA SUA APLICAÇÃO COM
MISTURAS GLP+H₂ E GN+H₂**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco, como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Energia.

Orientador: Prof. Dr. Jorge Recarte Henriquez Guerrero

Co-orientador: Prof. Dr. José Claudino de Lira Júnior

Recife

2025

.Catalogação de Publicação na Fonte. UFPE - Biblioteca Central

Santos, Marcos Antônio Dos.

Estudo numérico do desempenho de um grupo gerador ciclo otto operando com GLP e análise da sua aplicação com misturas GLP+H2 e GN+H2 / Marcos Antônio Dos Santos. - Recife, 2025.

159f.: il.

Dissertação (Mestrado)- Universidade Federal de Pernambuco, Centro de Tecnologia e Geociências, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2025.

Orientação: Jorge Recarte Henriquez Guerrero.

Coorientação: José Claudino de Lira Júnior.

1. Experimento e simulação duas zonas de MCI; 2. GMG a GLP; 3. Misturas GLP-H2 e GN-H2 em MCI; 4. Motogerador; 5. Emissões em MCI. I. Guerrero, Jorge Recarte Henriquez. II. Lira Júnior, José Claudino de. III. Título.

UFPE-Biblioteca Central

MARCOS ANTONIO DOS SANTOS

**ESTUDO NUMÉRICO DO DESEMPENHO DE UM GRUPO GERADOR CICLO
OTTO OPERANDO COM GLP E ANÁLISE DA SUA APLICAÇÃO COM
MISTURAS GLP+H₂ E GN+H₂**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco, como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica. Área de concentração: Energia.

Aprovada em: 29/08/2025.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Jorge Recarte Henriquez Guerrero (Orientador)
Universidade Federal de Pernambuco

Prof. Dr. Ângelo Peixoto da Costa (Examinador Interno)
Universidade Federal de Pernambuco

Prof. Dr. José Carlos Charamba Dutra (Examinador Interno)
Instituto Federal de Pernambuco

Profa. Dra. Maria Helena de Sousa (Examinadora Externa)
Universidade Federal de Pernambuco



Emitido em 29/08/2025

APROVACAO DA BANCA Nº 190/2025 - DEMEC (11.65.55)

(Nº do Protocolo: NÃO PROTOCOLADO)

(Assinado digitalmente em 25/11/2025 21:28)
JORGE RECARTE HENRIQUEZ GUERRERO
PROFESSOR DO MAGISTERIO SUPERIOR
DEMEC (11.65.55)
Matricula: ###206#8

(Assinado digitalmente em 28/11/2025 18:49)
JOSE CARLOS CHARAMBA DUTRA
PROFESSOR DO MAGISTERIO SUPERIOR
DEMEC (11.65.55)
Matricula: ###306#8

Visualize o documento original em <http://sipac.ufpe.br/documentos/> informando seu número: 190, ano: 2025, tipo: APROVACAO DA BANCA, data de emissão: 24/11/2025 e o código de verificação: 9f3f638b75

Dedico esse trabalho à minha mãe Rosilda Bernardina dos Santos (*In Memoriam*), que sempre será um exemplo de perseverança, resiliência e superação para mim.

AGRADECIMENTOS

A DEUS, por estar sempre presente, à minha esposa Maria Dulce por sua companhia e compreensão durante o desenvolvimento deste trabalho e à toda minha família, por todo apoio durante essa jornada.

Ao Prof. Dr. Jorge Recarte Henríquez Guerrero, pela oportunidade, ensinamentos e confiança durante todo período no desenvolvimento desse trabalho.

À COPA ENERGIA, na pessoa do Leonardo Silva, Coordenador de Novas Tecnologias, pela concessão do tempo para execução deste trabalho, aos Engs. Marcel Ramin, Natália Almeida e Thaís Santana, meus amigos e amigas, pelas dicas e apoio constante na jornada dupla de trabalho e mestrado.

À Aggreko, na pessoa do Eng. João Zank e Michael Campos, e à Leão Energia, na pessoa do Eng. Fabiano Lovato, pela disponibilização dos dados do grupo motor gerador, equipamento estudado.

Aos Professores Doutores Jair Fiorentino, Cristiano Andrea, Paulo Koltterman, Andrea Ricci e Saulo Moreira da Faculdade de Engenharia Elétrica da Universidade Federal do Mato Grosso do Sul, pelo apoio incondicional.

Ao Prof. Dr. José Carlos Charamba Dutra por aceitar o convite para compor a banca examinadora.

Ao Prof. Dr. Ângelo Peixoto por aceitar o convite para compor a banca examinadora e pelas aulas enriquecedoras.

Ao Prof. Dr. José Claudino de Lira Júnior pela coorientação neste trabalho e pelas contribuições anteriores em minha jornada de pós-graduação.

Ao amigo Prof. Dr. Francisco Alves, por seu auxílio e disponibilidade.

Aos servidores da secretária do Programa de Pós-Graduação de Engenharia Mecânica da UFPE (PPGEM-UFPE), Jorge Oliveira e Luana Antero.

À UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO.

“Uma viagem de mil léguas começa com o primeiro passo.”
(LAO-TSÉ. *Tao Te Ching*: O Livro que Revela Deus. Trecho do Poema 64. Tradução
HUBERTO RHODEN 2013)

RESUMO

A performance e as emissões de um motogerador (GMG LPG95), operando com cargas elétricas resistivas e indutivas, tanto *off grid* quanto *on grid*, foi avaliada experimentalmente e por meio de um modelo termodinâmico zero-dimensional de duas zonas. O GMG utiliza um motor de combustão interna (MCI) ciclo otto, a gás liquefeito de petróleo (GLP) modelo MWM 12.6 CTA. A potência e torque mecânicos, consumo específico de combustível e eficiência global foram avaliados perante variações da potência elétrica no experimento do gerador. Um modelo numérico de baixo custo computacional, foi acoplado a funções de Wiebe e a modelos de previsão de emissões baseados em equilíbrio químico e na formação de hidrocarbonetos não queimados. Em sequência, são comparados os resultados dos cálculos e experimentos. O estudo permitiu prever parâmetros de desempenho como consumo específico, avanço de ignição otimizado, duração de combustão, razão de compressão, pressão média indicada, eficiências mecânica e térmica, com desvios médios de 4-6% em relação ao experimento, mostrando melhor aplicabilidade a cargas iguais ou superiores a 50%. Em relação às emissões, o modelo captou corretamente tendências globais, ainda que com subestimativa dos valores absolutos: (-37%) para NO, (-86%) para HC e cerca de (-4000%) para CO. Foram simulados também os comportamentos do motor para uso com gás natural (GN), hidrogênio (H₂) e com misturas de GLP+H₂ e GN+H₂ nas proporções de 10%, 20% e 30% de H₂. Estas simulações, por sua vez, previram os melhores ajustes nos tempos de avanço de ignição e da duração da combustão, bem como as variações de pressão, de temperatura, de calor liberado e de eficiência térmica. Para cada 10% de adição de H₂, verificam-se os aumentos do poder calorífico inferior (PCI) em cerca de 16%, da razão ar combustível em perto de 5%, da velocidade de chama em aproximadamente 12%, considerando razão de equivalência ($\varphi=1$) e redução da densidade em 10%. Em outra mão, as misturas de GLP+H₂ apresentam maior pressão média indicada (IMEP), maiores torque e potência, enquanto as misturas GN+H₂ apresentam maior eficiência térmica indicada e menores emissões específicas. Os resultados mostraram aumento de NO (33-47%) e discreto acréscimo de CO (0,1-0,2%), com redução de HC (até 21% no GN+H₂ e 18% no GLP+H₂). Observou-se ainda que a combustão de GN e GN+H₂ geram em torno de 2% a 4% mais NO_x do que GLP e GLP+H₂. Em termos de viabilidade estritamente técnica, o estudo constatou que o GMG com GLP e misturas GLP+H₂ e GN+H₂ seria capaz de atender a todas as demandas analisadas, aumentando a eficiência do sistema.

Palavras-chave: experimento e simulação duas zonas de MCI; GMG a GLP; misturas GLP-H₂ e GN-H₂ em MCI, motogerador; emissões em MCI

ABSTRACT

The performance and emissions of a genset (GMG LPG95), operating with resistive and inductive electrical loads, both off-grid and on-grid, were evaluated experimentally and using a zero-dimensional two-zone thermodynamic model. The genset uses an otto-cycle internal combustion engine (ICE) fueled by liquefied petroleum gas (LPG), model MWM 12.6 CTA. Mechanical power and torque, specific fuel consumption, and overall efficiency were evaluated under variations in electrical power during the generator experiment. A low-cost numerical model was coupled with Wiebe functions and emissions prediction models based on chemical equilibrium and the formation of unburned hydrocarbons. The results of the calculations and experiments are then compared. The study allowed for the prediction of performance parameters such as specific fuel consumption, optimized ignition advance, combustion duration, compression ratio, mean indicated pressure, and mechanical and thermal efficiencies, with average deviations of 4-6% compared to the experiment, demonstrating improved applicability for loads equal to or greater than 50%. Regarding emissions, the model correctly captured global trends, albeit with an underestimation of absolute values: (-37%) for NO, (-86%) for HC, and approximately (-4000%) for CO. The engine behavior was also simulated for use with natural gas (NG), hydrogen (H₂), and LPG+H₂ and NG+H₂ mixtures in proportions of 10%, 20%, and 30% H₂. These simulations, in turn, predicted the best adjustments for ignition advance times and combustion duration, as well as variations in pressure, temperature, heat release, and thermal efficiency. For each 10% addition of H₂, there are increases in lower heater value (LHV) of approximately 16%, in the air-fuel ratio of approximately 5%, in the flame speed of approximately 12%, considering an equivalence ratio ($\phi=1$), and a reduction in density of 10%. On the other hand, LPG+H₂ blends present higher mean indicated pressure (IMEP), higher torque and power, while NG+H₂ blends present higher indicated thermal efficiency and lower specific emissions. The results showed an increase in NO (33-47%) and a slight increase in CO (0.1-0.2%), with a reduction in HC (up to 21% in NG+H₂ and 18% in LPG+H₂). It was also observed that the combustion of NG and NG+H₂ generates approximately 2% to 4% more NO_x than LPG and LPG+H₂. In terms of strictly technical feasibility, the study found that the GMG with LPG and LPG+H₂ and NG+H₂ blends would be able to meet all the analyzed demands, increasing system efficiency.

Keywords: experiment and simulation of two-zone ICE; LPG genset; LPG-H₂ and NG-H₂ mixtures in ICE, genset, emissions in ICE

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 –	Emissão relativa de gases do efeito estufa (GEE) de vários combustíveis (barra menor = melhor condição)	28
Figura 2 –	Processos de produção de poluentes (NO _x , CO e HC) considerando os tempos de compressão, expansão e escape do MCI. a) Início do tempo de compressão; b) Final do tempo de compressão e combustão; c) Tempo de expansão; d) Tempo de escape dos gases queimado	33
Figura 3 –	Comportamento da pressão interna no cilindro em função do ângulo da árvore de manivelas em um motor quatro tempos de ignição comandada.	38
Figura 4 –	Um diagrama das variáveis da geometria do MCI: B = diâmetro do cilindro, L = curso, l = comprimento da biela, a = raio da manivela, θ = ângulo da manivela, PMI = Ponto Morto Inferior, PMS = Ponto Morto Superior, c = altura do topo do pistão ao PMS	40
Figura 5 –	Comparação entre métodos de predição de transferência de calor	44
Figura 6 –	Modelo teórico simples para modelo de combustão de duas zonas	57
Figura 7 –	Sequência de entrada e saídas do modelo dentro do script do Matlab	62
Figura 8 –	Fontes de perdas em fendas de HC	67
Figura 9 –	Sequência de entradas e saídas para o modelo de emissões com funções no Matlab	80
Figura 10 –	Localização do gerador, reservatório de GLP e Laboratório	81
Figura 11 –	Configuração dos testes do gerador LPG95	82
Figura 12 –	Gerador LPG95, fabricado pela Leão Energia, utilizado para os experimentos. Na imagem superior é mostrado o GMG fechado em sua cabine. Na imagem inferior é mostrada a imagem com as tampas abertas exibindo o motor MWM 6.12 TCA, à esquerda e o alternador WEG GTA 202-AI36 380/220 V, 60 Hz à direita da imagem	83
Figura 13 –	Componentes do GMG LP95, utilizado no experimento	84
Figura 14 –	Ilustração do motor MWM 6.12TCA, que compõe o GMG LPG95, utilizado no experimento Alternador WEG GTA 202-AI36 380/220 V, 60 Hz, utilizado no GMG LPG95 durante os experimentos	85
Figura 15 –	Alternador WEG GTA 202-AI36 380/220 V, 60 Hz, utilizado no GMG LPG95 durante os experimentos	86

Figura 16 –	Ensaio de aceitação e rejeição de carga	88
Figura 17 –	Pontos do GMG nos quais são realizadas as medições de temperatura dos gases de exaustão (Ponto 1 e 2), temperatura da turbina (Ponto 3) e emissões de escapamento (Ponto 1) do GMG	93
Figura 18 –	Resposta do GMG aos degraus de subida e descida, e descida e subida de cargas, em degraus de cargas de 10 kWe, 29 kWe, 48, kWe e 67 kWe, dos ensaios em <i>off grid</i>	93
Figura 19 –	Tensão de linha, corrente e frequência de fase em resposta aos degraus de subida e descida, em degraus de cargas de 10 kWe, 29 kWe, 48, kWe e 67 kWe, dos ensaios em off grid do GMG LPG95	95
Figura 20 –	Cargas aplicadas e respostas do consumo de GLP em resposta aos degraus de subida e descida, em degraus de cargas de 10 kWe, 29 kWe, 48, kWe e 67 kWe, dos ensaios em off grid do GMG LPG95	95
Figura 21 –	Tensão de linha, corrente e frequência de fase do ensaio, em resposta aos degraus de descida e subida, em degraus de cargas de 10 kWe, 29 kWe, 48, kWe e 67 kWe, dos ensaios em off grid do GMG LPG95	98
Figura 22 –	Cargas aplicadas e consumo de GLP em resposta aos degraus de descida e subida, em degraus de cargas de 10 kWe, 29 kWe, 48, kWe e 67 kWe, dos ensaios em off grid com o GMG LPG95	99
Figura 23 –	Resposta do GMG LPG 95 com injeção de energia na rede elétrica, na carga nominal configurada de 72kW, em ensaio on grid	101
Figura 24 –	Tensão de linha, corrente e frequência de fase do ensaio, na carga nominal configurada de 72kW, em ensaio on grid	101
Figura 25 –	Consumo (vazão horária) de GLP para o GMG LPG 95, na carga elétrica nominal configurada de 72kW, em ensaio on grid durante 3,5 horas	102
Figura 26 –	Temperaturas das massas queimada, não queimada e total da mistura	105
Figura 27 –	Pressão, potência e transferência de calor no LPG95	106
Figura 28 –	Comparativo das temperaturas de gases de escape do MCI do GMG LPG 95, GLP equivalente C ₃ H ₈ e $\phi = 0,61$. A incerteza das medições experimentais é assumida como 1%, baseada nas especificações do termopar	107

Figura 29 –	Comparativo do consume específico do MCI do GMG LPG 95, GLP equivalente C _{3,38} H _{8,25} e $\phi = 0,61$. A incerteza das medições experimentais é assumida como 3%, baseada nas especificações do medidor de vazão termal e medidor de energia	108
Figura 30 –	Gráfico de previsão de melhor taxa de compressão e duração de combustão para o LPG95	109
Figura 31 –	Comparativo NO medido experimentalmente e calculado para o GMG LPG 95, GLP equivalente C _{3,38} H _{8,25} e $\phi = 0,61$. A incerteza da medição experimental é assumida como 5%, baseada nas especificações do analisador de gases para o NO	112
Figura 32 –	Comparativo CO medido experimentalmente e calculado para o LPG 95, GLP equivalente C _{3,38} H _{8,25} e $\phi = 0,61$. A incerteza da medição experimental é assumida como 5%, baseada nas especificações do analisador de gases para o NO	113
Figura 33 –	Comparativo de formação de HC medido experimentalmente e calculado para o LPG 95, GLP equivalente C _{3,38} H _{8,25} e $\phi = 0,61$. A incerteza da medição experimental é assumida como 0,25%, baseada nas especificações do analisador de gases para o HC	115
Figura 34 –	Vela de ignição com maior área de centelha para suportar altas pressões da turboalimentação no LPG95	116
Figura 35 –	Leitor de lambda para motogeradores Ecofuel fabricante Wogen	116
Figura 36 –	Velocidade chama em relação à razão de equivalência dos combustíveis de teste	120
Figura 37 –	Duração de combustão em relação ao tempo de ignição dos combustíveis de teste	122
Figura 38 –	Variação da pressão média indicada versus tempo de ignição para razões de equivalência de 0,67 a 1,2 para misturas gás natural / hidrogênio	124
Figura 39 –	Variação da pressão média indicada versus tempo de ignição para razões de equivalência de 0,67 a 1,2 para misturas GLP / hidrogênio	125
Figura 40 –	Variação da pressão média indicada versus tempo de ignição para razões de equivalência de 0,67 a 1,2 para misturas GLP / hidrogênio e GN / hidrogênio	126

Figura 41 – Comportamento das curvas de pressão versus ângulo de manivela a): para GLP, H ₂ , 90%GLP+10%H ₂ , 80%GLP+20%H ₂ , e 70%GLP+30%H ₂ ; b): para GN, H ₂ , 90% GN +10%H ₂ , 80% GN +20%H ₂ , e 70% GN +30%H ₂ ; c):junção das curvas de (a) e (b) num único gráfico	127
Figura 42 – Comportamento das curvas de temperatura interna do cilindro versus ângulo de manivela a): para GLP, H ₂ , 90%GLP+10%H ₂ , 80%GLP+20%H ₂ , e 70%GLP+30%H ₂ ; b): para GN, H ₂ , 90% GN +10%H ₂ , 80% GN +20%H ₂ , e 70% GN +30%H ₂ ; c):junção das curvas de (a) e (b) num único gráfico	129
Figura 43 – Comportamento das curvas da energia total liberada pelo combustível versus ângulo de manivela a): para GLP, H ₂ , 90%GLP+10%H ₂ , 80%GLP+20%H ₂ , e 70%GLP+30%H ₂ ; b): para GN, H ₂ , 90% GN +10%H ₂ , 80% GN +20%H ₂ , e 70% GN +30%H ₂ ; c):junção das curvas de (a) e (b) num único gráfico	130
Figura 44 – Variação de Eficiência térmica com razão de equivalência para diferentes combustíveis	131
Figura 45 – a): emissões CO ₂ para GLP, GN, H ₂ , 90%GLP+10%H ₂ , 80%GLP+20%H ₂ , 70%GLP+30%H ₂ , 90% GN +10%H ₂ , 80% GN +20%H ₂ , e 70% GN +30%H ₂ ; b): emissões NO, HC e CO para os mesmos gases	133
Figura 46 – Variações dos valores dos componentes dos gases queimados relativos aos combustíveis estudados	133

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 –	Emissão de poluentes por combustível em um ano	28
Tabela 2 –	Coefficientes de ajuste de Krieger & Borman	49
Tabela 3 –	Características do GLP empregado. Análise por Cromatografia gasosa - ASTM D2163	52
Tabela 4 –	As principais hipóteses propostas por Annand	55
Tabela 5 –	Dados de entrada necessários para os cálculos da simulação	61
Tabela 6 –	Fontes de emissões de hidrocarbonetos	66
Tabela 7 –	Coefficientes de ajuste de curva da constante de equilíbrio K_i	72
Tabela 8 –	Informações Técnicas do GMG	84
Tabela 9 –	Informações técnicas do motor MWM 6.12TCA, que compõe o GMG LPG95, utilizados no experimento	85
Tabela 10 –	Informações Técnicas do Alternador GTA 202-AI36 380/220 V, 60 Hz, utilizado no GMG LPG95 durante os experimentos	86
Tabela 11 –	Grandezas mecânicas para o ensaio de subida e descida de cargas em resposta aos degraus de subida e descida, em degraus de cargas de 10 kWe, 29 kWe, 48, kWe e 67 kWe, dos ensaios em off grid do GMG LPG95	96
Tabela 12 –	Emissões do ensaio de subida e descida de cargas, em degraus de cargas de 10 kWe, 29 kWe, 48, kWe e 67 kWe, dos ensaios em off grid do GMG LPG95	97
Tabela 13 –	Grandezas mecânicas para o ensaio de descida e subida gradual de cargas resistivas, em degraus de cargas de 10 kWe, 29 kWe, 48, kWe e 67 kWe, dos ensaios em off grid do GMG LPG95	99
Tabela 14 –	Emissões para o ensaio de descida e subida gradual de cargas, em degraus de cargas de 10 kWe, 29 kWe, 48, kWe e 67 kWe, dos ensaios em off grid do GMG LPG95	100
Tabela 15 –	Grandezas mecânicas para o GMG LPG 95, na carga elétrica nominal configurada de 72kW, em ensaio on grid durante 3,0 horas	102

Tabela 16 – Emissões para o GMG LPG 95, na carga elétrica nominal configurada de 72kW, em ensaio on grid durante 3,0 horas	103
Tabela 17 – Valores encontrados nos testes #1 e #2 do LPG95 no fabricante Leão Energia	103
Tabela 18 – Comparação de valores de performance medidos e calculados na simulação	106
Tabela 19 – Comparação de valores calculados na previsão e valores experimentais de NO, CO e HC do GMG	110
Tabela 20 – Propriedades de todos os combustíveis de teste	118
Tabela 21 – Velocidade de chama para todos os combustíveis do teste	119
Tabela 22 – Razões ar-combustível para os testes	121

LISTA DE ABREVIATURAS

Eq.	Equação
Equil. quím.	Equilíbrio químico
Fig.	Figura
Re	Resolução de órgão governamental

LISTA DE SIGLAS

0D	Zero Dimensional
1D	Um Dimensional
A/C	Ar-Combustível (Mistura)
ANP	Agência Nacional de Petróleo e Biocombustíveis
EGR	<i>Exhaust Gas Recirculation</i> - Recirculação dos Gases de Exaustão.
BSFC	<i>Brake Specific Fuel Consumption</i> (Consumo Específico de Combustível de Saída de Eixo)
BP	Brake Power (Potência de Saída de Eixo)
GD	Geração de Energia Distribuída
GEE	Gases de Efeito Estufa
GLP	Gás Liquefeito de Petróleo
GLR	Gás Liquefeito Renovável
GMG	Grupo Motor Gerador
GN	Gás Natural
GNV	Gás Natural Veicular
HAP	Hidrocarbonetos Policíclicos Aromáticos
LAMOSSE	Laboratório de Modelagem e Simulação Elétrica
MCI	Motor de Combustão Interna
MWM	Fábrica de Motores e Geradores Brasileira
P13	Recipiente Transportável Com 13 Kg de GLP
P4000	Reservatório Estacionário com Capacidade Máxima De 4.000kg de GLP
UFMS	Universidade Federal Do Mato Grosso do Sul
UFPE	Universidade Federal de Pernambuco
WGS	<i>Water Gas Shift</i> - Deslocamento Água-Gás
WLGA	<i>World Liquide Gas Association</i>
SI	<i>Spark Iginition</i> (Ignição por Centelha)

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Raio da manivela	M
A, A _w	Área de transferência instantânea de calor	m ²
AF _{ac}	Relação Ar-Combustível Real	adimensional
AF _{stoich}	Relação Estequiométrica Ar-Combustível	adimensional
B	Diâmetro do cilindro	M
b _{mep}	Pressão média de freio	Pa
C _r	Razão de compressão	adimensional
C _v	Calor específico de volume constante	J/K
d _{splug}	Deslocamento da vela de ignição	M
f _{mep}	Pressão média de fricção	Pa
f _{ox}	Fração Oxidada	adimensional
F _{unburned}	Fração Não Queimada	adimensional
F _{vapor}	Fração de Vapor	adimensional
f _{xr}	Fração de Gás Residual	adimensional
H	Constante de Henry	Bar
h, h _w , h _c	Coefficiente de transferência de calor convectivo	W/m ² *K
h _r	Coefficiente de transferência de calor radiativo	W/m ² *K
IMEP	Pressão média indicada	Pa
k, k _{gas}	Condutividade Térmica	W/m*K
k _{1f}	Coefficiente de taxa de reação direta	cm ² /gmol*s
K _p	Constante de equilíbrio	adimensional
K _{wgs}	Constante de equilíbrio de mudança de água-gás	adimensional
L	Curso do motor	m
LHV, PCI	Lower Heating Value, Poder calorífico inferior	kJ, kcal
l _r	Comprimento do braço de manivela	m
m	Massa do Cilindro	kg
m _a	Massa de ar	kg
m _b	Massa Queimada	kg
m _c	Massa de Combustão	kg
m _{crevice}	Massa de Fenda	kg
m _f	Massa de Combustível	kg
MFB	Fração de massa queimada	adimensional
m _{HC}	Massa de Hidrocarbonetos	kg
m _{oil}	Massa de óleo nas paredes da câmara	kg
m _u	Massa Não Queimada	kg
N	Rotação por segundo	rev/s
n	Índice Politrópico	adimensional
N _{cyl}	Número de Cilindros	adimensional
N _{tot}	Número total de incrementos	adimensional
Nu	Número Nusselt	sem unidade
P	Pressão do cilindro	Pa

P_e	Pressão de exaustão	Pa
P_{fuel}	Pressão parcial do combustível absorvido	atm
P_{inlet}	Pressão de entrada	atm
P_m	Pressão motorizada	Pa
P_{peak}	Pressão máxima do cilindro	atm
P_r	Pressão de referência	Pa
Q	Transferência de energia térmica	J
Q_{dissip}	Transferência de calor para a parede	J
Q_{ent}	Liberação de calor químico	J
R	Constante de Gás Universal	J/kg.K
Re	Número de Reynolds	adimensional
RPM	Rotação por minuto	rpm
s	Distância entre a manivela e os eixos do pistão	m
S_p	Velocidade Média do Pistão	m/s
T	Temperatura do cilindro	K
T_b	Temperatura zona queimada	K
T_{BDC}	Temperatura no ponto morto inferior	K
T_{corr}	Temperatura corrigida	K
T_r	Temperatura de referência	K
T_u	Temperatura zona não queimada	K
T_w, T_{parede}	Temperatura da parede do cilindro	K
U	Energia Interna	J
V	Volume	m^3
V_c	Volume de liberação	m^3
V_d	Volume deslocado	m^3
V_r	Volume de referência	m^3
W	Transferência de energia de trabalho	J
w	Velocidade Média do Gás	m/s
X	Comprimento característico	m
X_b	Fração de Massa Queimada	adimensional
X_{fuel}	Fração molar de combustível absorvido	adimensional
ΔP_c	Aumento de pressão devido à combustão	Pa
ΔP_v	Aumento de pressão devido à expansão volumétrica	Pa

LISTA DE SÍMBOLOS GREGOS

α_{CO_2}	Fração de dissociação CO_2	sem unidade
γ	Razão de calor específica	sem unidade
δ_{oil}	Espessura da camada de óleo	m
ϵ	Proporção de combustível hidrogênio para carbono	sem unidade
η_c	Eficiência de Combustão	sem unidade
θ	Ângulo de manivela	Graus [°]
θ_0	Avanço de ignição	Graus [°]
θ_b	Duração da queima	Graus [°]
λ	Coefficiente de Excesso de Ar	sem unidade
μ	Viscosidade	kg/m*s
ρ	Densidade do Gás	kg/m ³
ρ_{oil}	Densidade do óleo	kg/m ³

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	22
1.2 OBJETIVO GERAL	25
1.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	25
1.4 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO	25
2. REVISÃO DA LITERATURA	27
2.1 GERADORES DE ENERGIA ELÉTRICA A GLP	27
2.2 MODELAGEM DE MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA	30
2.3 MODELAGEM PARA PREVISÃO DE EMISSÕES	32
2.4 COMBUSTÃO DE MISTURAS GLP+H ₂ E GN+H ₂	34
3. MODELO TERMODINÂMICO DE UM CICLO MOTOR	37
3.1 MODELO 0D <i>SINGLE ZONE</i>	39
3.2 MODELO DE RAZÃO DE CALOR ESPECÍFICO VARIÁVEL	48
3.3 MODELO DO ATRITO DO MCI	50
3.4 DETERMINAÇÃO DA RAZÃO A/C	52
3.5 DETERMINAÇÃO DO PCI	53
3.6 MODELO 0D DE DUAS ZONAS	55
3.7 MODELO DE SIMULAÇÃO DO MCI NO MATLAB	60
4. EMISSÕES: MECANISMOS, TÉCNICAS E MODELOS DE PREVISÃO	63
4.1 MECANISMOS DE FORMAÇÃO DE NO	63
4.2 MECANISMOS DE FORMAÇÃO DE CO	64
4.3 MODELAGEM DE EMISSÕES POR EQUILÍBRIO QUÍMICO	65
4.4 MECANISMOS DE FORMAÇÃO DE HC	65
4.5 TÉCNICAS DE MODELAGEM DE HC	68
4.6 MODELO DE EMISSÕES POR EQUILÍBRIO QUÍMICO	69
4.7 MODELO DE EMISSÕES DE NO	72
4.8 MODELO DAS EMISSÕES DE HC	74
4.9 MODELO DE PREVISÃO DE EMISSÕES NO MATLAB	79
5. EXPERIMENTOS COM O GMG LPG95	81
5.1 CONFIGURAÇÃO EXPERIMENTAL	81
5.2 GRUPO MOTOGERADOR	83

5.3 METODOLOGIA DO EXPERIMENTO <i>OFF GRID</i>	87
5.4 METODOLOGIA DOS EXPERIMENTOS <i>ON GRID</i>	88
5.5 DETERMINAÇÃO DAS GRANDEZAS MECÂNICAS DO GMG.....	88
5.6 RESULTADOS DOS EXPERIMENTOS <i>OFF GRID</i>	92
5.7 RESULTADOS DOS EXPERIMENTOS <i>ON GRID</i>	100
6. RESULTADOS E COMPARATIVOS EXPERIMENTO X SIMULAÇÃO	104
6.1 RESULTADOS DE PERFORMANCE DO MCI.....	105
6.2 RESULTADOS DAS EMISSÕES DO MCI.....	110
7. ESTUDOS PARAMÉTRICOS COM MISTURAS GLP-H₂ E GN-H₂.....	117
7.1 METODOLOGIA DOS ESTUDOS PARAMÉTRICOS.....	117
7.2 RESULTADOS E DISCUSSÃO	122
7.2.1 <i>Parâmetros de Combustão no Cilindro</i>	126
7.2.2 <i>Curvas de liberação de calor</i>	128
7.2.3 <i>Emissões</i>	132
7.3 CONSIDERAÇÕES DA SEÇÃO 7	134
8. CONCLUSÕES.....	136
8.1. MODELO NUMÉRICO COMPUTACIONAL X EXPERIMENTO GMG LPG.....	136
8.2 ESTUDOS PARAMÉTRICOS DE MISTURAS GLP+H ₂ E GN+H ₂	137
8.3 CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	138
8.4 SUGESTÃO PARA ESTUDOS FUTUROS	139
9. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	140
9.1 BIBLIOGRAFIA REFERENCIADA	140
9.2 BIBLIOGRAFIA CONSULTADA	146
APÊNDICE A - GALERIA DE FOTOS	151
APÊNDICE B - CÁLCULOS E GRÁFICOS DAS CORRELAÇÕES ENTRE MEDIDAS DE EXPERIMENTAIS E CALCULADAS PELO MODELO	152
APÊNDICE C - LAUDO DE CROMATOGRAFIA DO GLP UTILIZADO NO EXPERIMENTO	153
APÊNDICE D - CÁLCULOS DA DENSIDADE, COMPOSIÇÃO E MASSA DE POLUENTES DO GLP.....	154

APÊNDICE E - PRINTS DAS TELAS DOS SCRIPTS MATLAB.....	155
ANEXO A - ESPECIFICAÇÕES DOS INSTRUMENTOS DE MEDIÇÃO	
EMPREGADOS EXPERIMENTALMENTE	158

1. INTRODUÇÃO

Há evidências crescentes que sugerem que o gás liquefeito de petróleo (GLP) terá um papel importante a desempenhar no setor global de geração de energia nos próximos 10 a 20 anos (SPLITTER *et al.* 2019). À medida que a tendência de aumento de utilização das energias renováveis continua em muitas partes do mundo, os combustíveis gasosos, como mais uma maneira flexível e de baixo carbono para gerar eletricidade, teriam um importante papel. Apesar disto, no Brasil, o uso do GLP para uso em motores de combustão interna é restrito apenas para uso em empilhadeiras, por força de lei de ordem econômica, conforme, artigo 1º, da Lei 8176 de 1991, do governo federal brasileiro (Lei 8176, 1991), e artigo 25 da Resolução 957/2023 da ANP, Agência Nacional de Petróleo e Biocombustíveis (ANP, 2023).

O diesel é o combustível mais usado para grupos motogeradores (GMG) no Brasil e no mundo. Além disso, no Brasil há uma crescente utilização de geradores a gás natural, estudos de conversão de motores ciclo diesel para trabalhar em modo dual (Diesel/GN) (DE LUNA *et al.* 2024) e biogás, incentivando o avanço da tecnologia para uso de motores de combustão interna a gases combustíveis. O GLP também poderia ocupar um espaço importante nestes avanços de tecnologias para novos combustíveis em motores.

O GLP é facilmente transportado e é considerado a melhor opção de combustível de baixo carbono em comparação ao diesel. Além disso, o GLP também não contém aromáticos (por exemplo, benzeno) ou hidrocarbonetos aromáticos policíclicos (HAPs ou PAH - *poli-aromatic hydrocarbons*, em inglês) e, por ser um alcano de baixo carbono, emite menos partículas ou fuligem em comparação ao diesel, sendo praticamente nula. De acordo com uma pesquisa recente do *Oakridge National Laboratory* (ONL), grande parte da fuligem formada a partir de motores de GLP pode ser atribuída ao óleo lubrificante em vez do próprio combustível (SPLITTER *et al.* 2019).

Com a crescente demanda energética e crises de fornecimento de energia, tais como a recente crise observada a partir da guerra da Rússia contra Ucrânia, em 2022, os governos podem considerar cada vez mais o potencial de uso do GLP como combustível de “ponte” para aplicações tais como a geração de energia elétrica para locais isolados ou afastados das redes convencionais de distribuição elétrica. Nesses casos, podem ser construídas usinas movidas a GLP - geralmente com prazos curtos de um a dois anos - mas com um plano de longo prazo para converter para gás natural, após a infraestrutura do gasoduto estar instalada, por exemplo. Sendo assim, atualmente, do ponto de vista econômico do cliente, o uso de GLP para geração

de energia elétrica faria sentido em áreas onde não há fornecimento de gás natural e/ou fornecimento confiável de eletricidade. Assim, o GLP atualmente ocupa um ponto ideal para a redução imediata das emissões de carbono usando infraestrutura de baixo custo para seu transporte (SPLITTER *et al.* 2019; VISHWANATHAN, 2021).

Ainda, considerando um espectro de emissões de gases de efeito estufa e gases tóxicos colocando o diesel fóssil num lado deste espectro e hidrogênio renovável do lado oposto, o GLP ocupa uma posição intermediária. Além disto a produção de bioGLP ou GLP Renovável, como um biocombustível do futuro, dá seus primeiros passos em biorrefinarias pelo mundo e atualmente na América do Sul, com o recente anúncio da empresa Omega Green, que produzirá este biocombustível como coproduto do diesel verde a partir de óleos vegetais e sebo animal, cuja produção ocorrerá em 2026 e já se encontra vendida à distribuidora chilena de GLP Lipigas (ECB, 2023). O mercado de biocombustíveis avançados tem evoluído tecnologicamente e encontra-se em crescimento. Falando-se especificamente do mercado do GLP, este já utiliza o bioGLP, GLP Renovável, R-GLP ou GLR a depender da participação de parte renovável e da parte de petróleo, um coproduto de biorrefinarias de óleos combustíveis verdes obtidos a partir de hidrogenação de ácidos graxos vegetais e animais (sebos) e rejeitos industriais (LIQUIDE GAS EUROPE, 2022). Além disso há experimentações em escala comercial de misturas de GLP fóssil com percentuais de 5% de dimetil-éter renovável, biocombustível produzido atualmente a partir de rotas de biogás e rejeitos orgânicos (OBERON FUELS, 2022). Estes combustíveis renováveis já são uma realidade na Europa e Estados Unidos e podem ser utilizados diretamente em motores a GLP, e no caso do bioGLP, sem qualquer modificação, ou comumente chamado de “*drop in*” e se juntam às rotas do biometano e biogás, com uso bem mais comum atualmente.

Em aplicações de geração distribuída, o GLP pode ocupar um rol importante na produção de eletricidade em sistemas de pequena escala, portáteis e móveis, principalmente fora da rede de atendimento do gás natural, em áreas rurais, por exemplo, devido sua destacada portabilidade e capilaridade de distribuição no Brasil. Estruturas completas em *containers* com energia solar e apoiadas por geradores a GLP, para momentos de falta de radiação solar já estão sendo comercializados nos Estados Unidos destinados à utilização em áreas de onde a distribuição elétrica possa falhar, oferecendo respostas rápidas à escassez eventual de energia elétrica, onde cada módulo instalado pode ofertar de 4 kW a 25,2 kW (BOXPOWER, 2022).

Justifica-se neste âmbito a importância de trabalhos que possam ser utilizados como ferramentas de conhecimento e divulgação científica do GLP, utilizado como combustível principal ou em misturas a outros combustíveis, de origem fóssil ou de biomassas, para geração

de energia elétrica, engrossando a lista dos poucos trabalhos e aumentando o interesse num combustível que funciona como um vetor de redução de emissões tóxicas a curto prazo, em relação a outros combustíveis como o diesel.

Outra justificativa que corrobora com essa importância é a produção de estudos e análises do uso de GLP em motores de combustão interna no âmbito nacional que possam ser utilizados para a geração de conhecimento local, uso dos resultados em aplicações específicas e divulgação da aplicabilidade do GLP como combustível principal ou em misturas com outros combustíveis para a geração de potência mecânica e ou elétrica. Entretanto, tanto a Lei nº 8.176/1991 quanto a Re 957/2023 proíbem o uso de GLP em MCI o que pode acarretar redução de interesse acadêmico na produção de maior volume de trabalhos voltado à análises do uso deste combustível, ao contrário do que acontece com trabalhos que abordam o GN. Os trabalhos com GLP em sua maioria se referem a motores e motogeradores, de pequeno porte, resfriados a ar e monocilíndricos, tais como os trabalhos de Mazzoneto *et al.* (2018) e Hahn *et al.* (2020).

O presente trabalho de dissertação se enquadra nestas premissas e busca contribuir com um estudo teórico/numérico do uso de GLP em motores de combustão interna por centelha. Este estudo contribui para a sequência de um projeto de pesquisa aplicada que envolveu o projeto e fabricação de um grupo gerador dedicado a GLP, realizado em cooperação tecnológica entre a Copa Energia e a Universidade do Mato Grosso do Sul (UFMS). O autor do presente trabalho de dissertação, participou ativamente as atividades desse projeto de pesquisa na condição de coordenador representando a empresa Copa Energia (da qual é funcionário). Além de coordenar com a gestão de subprojetos e ativos necessários para a pesquisa com fornecedores contratados e equipes próprias de logística, montagem e manutenção, também realizou as atividades de ensaios experimentais nas etapas preliminares ao comissionamento do gerador, ainda nas instalações do fabricante Leão Energia, e posteriormente no comissionamento na UFMS e nos ensaios finais do projeto. Na parte de fornecimento do GLP este autor trabalhou no abastecimento e análises de qualidade do GLP, tais como, composição química, dinâmica de vaporização, poder calorífico, controle de vazão e pressão, eficiência da combustão, incluindo a análise dos gases de combustão, além da segurança, sendo o responsável também pelo dimensionamento dos equipamentos e instrumentação para este abastecimento.

Como o projeto original foi executado considerando um enfoque puramente experimental, o presente trabalho de dissertação pretende contribuir com uma análise de modelagem e simulação numérica. Assim sendo, trata-se de uma abordagem que visa complementar os estudos de uso de GLP em motores de combustão interna de ignição por centelha e ainda ampliar as análises ao incluir estudos envolvendo a simulação da formação de

poluentes e a combustão de misturas de GLP+H₂ e GN+H₂. Os resultados experimentais do estudo anterior, serão utilizados para a validação dos modelos do presente estudo.

1.2 OBJETIVO GERAL

Os principais objetivos deste estudo são avaliar o desempenho energético e a geração de emissões de um motor de combustão por centelha alimentado com gás GLP e misturas GLP+H₂ e GN+H₂.

1.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Os objetivos específicos são:

- a) Construir um modelo termodinâmico “duas zonas” de um ciclo motor de combustão por centelha e avaliar o comportamento quando alimentado com GLP;
- b) Realizar simulações numéricas com o modelo e comparar com os dados experimentais do projeto de pesquisa da Copa Energia/UFMS, considerando os parâmetros energéticos (potência e eficiência) e emissões;
- c) Realizar estudos paramétricos do modelo com GLP e misturas GLP+H₂ e GN+H₂.

1.4 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

Esta dissertação abrange nove seções.

A seção 1 é dedicada à introdução e contextualização deste trabalho, detalhando os seus objetivos.

A seção 2 é a revisão da literatura, que mostra pesquisas técnicas clássicas e atuais de experimentos e modelagens de geradores de energia elétrica equipadas com motores de combustão interna utilizando GLP. Nesta seção é mostrada também uma revisão sobre modelos de transmissão de calor, de emissões de poluentes.

A seção 3 aborda a construção dos modelos numéricos para o motor de combustão interna que será utilizado. Inclui o modelo de uma e duas zonas, atrito do motor, transferência de calor e demais modelos necessários para a predição de um motor de ciclo Otto.

A seção 4 é necessária para explicar em mais detalhes o modelamento para a previsão das emissões de um MCI.

A seção 5 concentra-se no experimento com o GMG LPG95, detalhando o procedimento realizado com o gerador em *off grid* e *on grid* e seus resultados, contendo as informações essenciais ao estudo do motor de combustão interna.

A seção 6 contém os comparativos entre os resultados calculados e os experimentais do motor, com análise de sua performance e emissões comparadas ao modelo matemático.

A seção 7 explora estudos paramétricos de um motor utilizando misturas de GLP e Hidrogênio, além de gás natural + hidrogênio e detalha o uso teórico dessas misturas com proporções de 10 a 30% de hidrogênio para cada combustível.

A seção 8 apresenta as conclusões, contribuições e sugestões de estudos futuros

2. REVISÃO DA LITERATURA

Esta seção resume a revisão bibliográfica apresentando a elaboração e os resultados de diversos pesquisadores. Os temas são divididos em quatro subseções, sendo elas:

- 2.1 Geradores de energia elétrica com motores de combustão interna dos ciclos Otto que utilizam GLP;
- 2.2 Modelos matemáticos de motores de combustão interna;
- 2.3 Modelos de emissões de poluentes;
- 2.4 Combustão de misturas GLP+H₂ e GN+H₂.

2.1 GERADORES DE ENERGIA ELÉTRICA A GLP

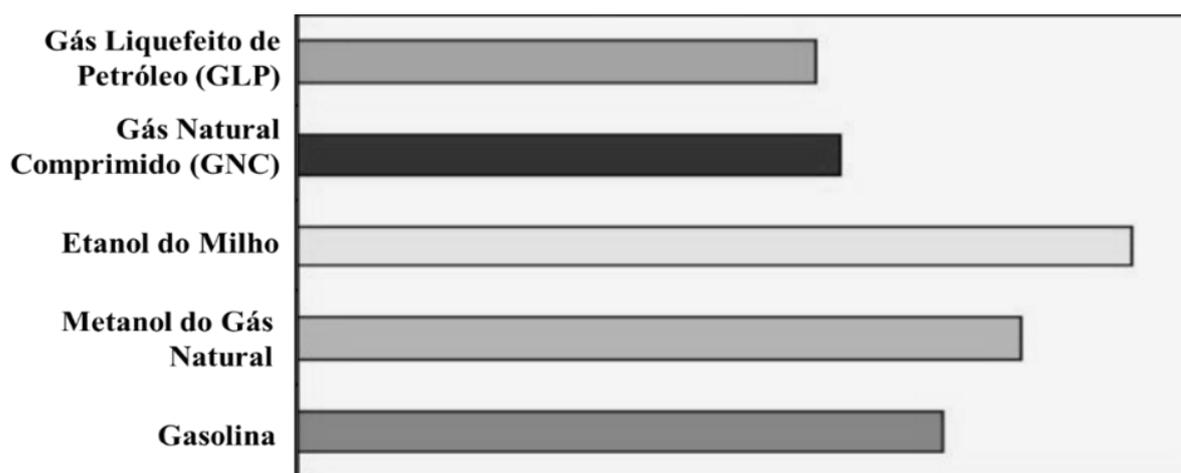
Apesar de poucos estudos mais recentes encontrados na literatura para geração de energia elétrica com GLP, é possível observar que o propósito destes estudos é demonstrar a redução de emissões, em relação a GMGs a diesel e gasolina, por exemplo.

O estudo realizado por Chan (2005), teve como objetivo a utilização do GLP em motores de dois e quatro tempos, com a finalidade de medir a emissão de gases poluentes. Os resultados obtidos foram expressivos. No motor dois tempos, em comparação com a gasolina, foi constatada redução de 64% de gases NO_x, 31% para o CO₂ e 57% para o CO. Já no motor quatro tempos, os resultados foram redução de 41% de gases NO_x, 11% para o CO₂ e 40% para o CO.

Em um estudo dos efeitos do GLP na performance e emissões de um motor a combustão, Kalra & Kumar (2014), relatam que, como a queima do GLP é mais limpa, o acúmulo de carbono gerado pelo combustível é menor, além do menor acúmulo de óleo e redução do desgaste nos componentes do motor, ou seja, a vida útil do motor é maior. Além disso, o GLP apresenta uma redução em emissão de gases, quando comparado ao diesel, 40% menos de HC, 35% de NO_x, 50% menos CO e 50% menos potencial de formação de ozônio, tornando-o um combustível mais limpo. Os pesquisadores também citam, que o Departamento de Energia dos EUA (Anyon 2003 e EIA 1996) publicou os impactos relativos de uma série de combustíveis convencionais e alternativos nas mudanças climáticas na sua utilização em MCIs. Este trabalho concluiu que o GLP apresenta emissões líquidas equivalentes de gases de efeito estufa menores do que a gasolina, o Gás Natural Comprimido (GNC), o metanol de gás natural e também supera um biocombustível altamente promovido, como o etanol de milho, uma vez contabilizada a energia gasta no cultivo, colheita, transporte e processamento desses combustíveis, em outras

palavras, as emissões totais de gases de efeito estufa do ciclo de vida, ou "do poço à roda", de diversos combustíveis alternativos, em comparação com a gasolina. Após compilar as emissões a montante (produção) e a jusante (uso) e aplicar as ponderações apropriadas a cada gás de efeito estufa, os impactos relativos de cada combustível considerado são resumidos na Figura 1.

Figura 1 - Emissão relativa de gases do efeito estufa (GEE) de vários combustíveis (barra menor = melhor condição)



Fonte: adaptado de Kalra & Kumar (2014, apud Anyon 2003 e EIA 1996).

Outro estudo de geração elétrica híbrida, utilizando um sistema fotovoltaico auxiliado por um gerador, Adouane *et al.* (2016), comparou o uso do GLP com o diesel como combustível e levantou que, em um ano, o uso do GLP reduz em torno de 50% a emissão de poluentes quando comparado ao diesel (Tabela 1).

Tabela 1 - Emissão de poluentes por combustível em um ano

Poluentes	Emissões kg/ano	
	Configuração 1-Diesel	Configuração 2-GLP
Dióxido de carbono	3679	2110
Monóxido de carbono	9,08	4,42
Hidrocarbonetos (HC) não queimados	1,01	0,489
Material particulado	0,685	0,333
Dióxido de enxofre	7,39	4,38
Óxido de nitrogênio	81	39,4

Fonte: Adouane *et al.* (2016)

Mazzoneto *et al.* (2018) testaram um motogerador fabricante Tekna modelo GT 1000 FP, de potência elétrica de 0,9kW, com MCI monocilíndrico, 4 tempos, refrigerado a ar, de 1,8kW de potência de saída, com gasolina e GLP separadamente. Os resultados mostraram que operando com GLP, o equipamento possui uma leve queda de potência na ordem de aproximadamente 1,5%, o que não atrapalhou seu fornecimento de energia, segundo os autores. Porém, utilizando valores do ano de 2018 do litro da gasolina e do recipiente com 13kg de GLP (P13), no Brasil, o GLP seria 29,3% mais econômico em relação à gasolina nesta aplicação. Ainda assim, os autores relataram que encontram instabilidades de funcionamento com GLP nos testes e recomendaram novos testes em trabalhos futuros, esperando reduções maiores (MAZZONETO *et al.* 2018).

Hanh *et al.* (2020) publicaram um estudo comparativo entre gás natural veicular GNV e GLP aplicados a um MGM de 5,5kVA, no qual, dos principais resultados apresentados o mais relevante para o caso aqui apresentado foi a ocorrência de uma redução de 57% do consumo de GNV em relação ao GLP, embora as cargas tivessem sido 16% maiores para o GLP e o consumo em gramas do GNV tenha sido 30,7% maior na condição de carga. Ainda para a relação custo x volume, observou-se que o preço médio do GNV foi de R\$2,899/m³ contra o do GLP de R\$ 13,076/m³, ou seja, o teste indicou um consumo com menor custo utilizando GNV. Os autores concluíram que houve diversas falhas de dosagem de ambos os combustíveis, além de perdas de potência do GMG com ambos os combustíveis, e observaram a necessidade de aprofundar estudos das válvulas dosadoras. Porém, apesar das dificuldades e das diferenças das relações massa-volume-pressão dos combustíveis o GNV apresentou maior vantagem financeira em relação ao GLP (HANH *et al.* 2020).

Lie *et al.* (2021), ensaiaram um motor monocilíndrico de ignição por centelha de 4 tempos (83 cc), usando biogás ou gás liquefeito de petróleo (GLP) ou gasolina. Verificou-se que o consumo de combustível é de 9,97 L/min para o biogás, 0,004 L/min para a gasolina e 2,24 L/min para o GLP. Surpreendentemente, usando o biogás, a emissão de monóxido de carbono (CO) caiu para quase zero (0,02 ppm), comparando a gasolina 0,32 ppm e o GLP 0,4 ppm. Motores pequenos tendem a ter maiores consumos com combustíveis gasosos, devido a restrições de geometria da câmara de combustão.

Ainda, Alonso (2021) ensaiou um motor Yanmar TC14S, monocilindro, ciclo diesel em bancada, propondo a construção de um dinamômetro. Utilizou como combustíveis o diesel comercial com 12% de biodiesel, biodiesel e biodiesel residual, além de mistura diesel + GLP. O torque máximo mensurado pelo dinamômetro proposto foi condizente com o valor apresentado pelo fabricante do motor, utilizando diesel comercial. Já o combustível que

apresentou os maiores valores de torque e de potência foi o B50 GLP (50% biodiesel, 50% diesel, com GLP adicionado no coletor de admissão de ar), demonstrando que a substituição do diesel por GLP se apresentou viável do ponto de vista energético, entretanto, do ponto de vista ambiental, a utilização do GLP concomitante aos combustíveis líquidos apresentou valores maiores de CO e HC, mas com valores estatisticamente iguais aos de CO₂.

Ketut *et al.* (2019), testaram um motor gerador CS 1000 L, monocilindro, com biogás e mistura de GLP + biogás. Com uma ligeira adição de biogás na câmara do motor, 0,6 NL/min, obteve-se uma potência efetiva aumentada em média de 2,4%, de energia gerada, em relação àquela obtida somente com combustível GLP. Além disso, nos resultados do teste de emissões quando sem carga, a redução no teor de CO nos gases de escape alcançou 89% e atingiu 99% de redução no teor de HC. Assim, a adição de uma pequena quantidade de biogás na câmara de combustão da máquina do grupo gerador pode evitar emissões de poluentes significativas dos gases de escape.

2.2 MODELAGEM DE MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Existem muitos trabalhos preocupados principalmente com a previsão da pressão dentro do cilindro do motor. Mas a pressão e o volume são influenciados pelas especificações do motor durante a variação do ângulo do virabrequim. A pressão e o volume de deslocamento são necessários para converter como funções do ângulo do virabrequim.

Kuo (1996) e Kirkpatrick (2006) propuseram um método que pode calcular a pressão e o volume em qualquer ângulo do virabrequim. Os estudos de Kuo (1996) contêm resultados de desvio padrão do modelo de 9,5% para 2000 rpm em carga 50%, 13,9% para 2000 rpm, em carga de 100%, -9,5% para 4000 rpm carga 50% e -9,9% para 4000 rpm, carga de 100%, para pressões que variam de 50 kPa a 5000 kPa. (KUO, 1996). Outros estudos estão preocupados com a previsão de parâmetros de desempenho, ou seja, saída de trabalho, potência, eficiência térmica e eficiência volumétrica etc. Sitthichok (2006) apresentou um modelo termodinâmico analítico de um motor de ignição por faísca de quatro tempos, que combinou fórmulas físicas, como geometrias do motor, e fórmulas empíricas, como a duração da queima. Ele comparou os resultados simulados do MATLAB com resultados experimentais de oito modelos de motor e conseguiu capturar características de torque e potência com erros gerais estão entre - 6% e 4%.

Ramachandran (2009) formulou um modelo termodinâmico rápido de um motor de ignição por centelha no qual ele incorpora combustão, transferência de calor e taxa de liberação de calor. O objetivo de sua pesquisa foi simular pressão, temperatura, trabalho e transferência

de calor para um motor ciclo otto de quatro tempos de cilindro único, funcionando com etanol ($\text{CH}_3\text{CH}_2\text{OH}$). Os resultados encontrados foram demonstrados em gráficos com uma pressão de pico de 60 bar, uma temperatura de pico dos gases queimados de 2500 K, ambos em 190° de ângulo de virabrequim para uma taxa de compressão igual 10 e 2.000rpm de rotação e 0,8 de razão equivalente. Hatte *et al.* (2011), também desenvolveram um modelo matemático de motor SI e o simulou para diferentes condições operacionais. Após a execução deste modelo matemático, observou-se que este forneceu resultados bastante próximos e pode ser usado para avaliar o desempenho do motor para diversas rotações, taxas de compressão e diferentes combinações de misturas de gasolina e etanol. Erros também foram calculados e observou-se que estes erros estão na faixa de - 0,12% a 7,63% para BSFC (consumo específico de combustível) e BP (potência de saída de eixo), respectivamente.

A pesquisa de Erlandsson (2002) foi relacionada a motores HCCI (*Homogeneous loaded compression ignition engine* - motor de ignição por compressão com carga homogênea). Ele formulou o modelo de motor HCCI uni-zonal, dimensional zero e inclui submodelos para transferência de calor no cilindro, transferência de calor na porta de exaustão, liberação de calor e processo de fluxo de válvula com gás natural e biogás. A simulação do processo no cilindro com turbo-compressão foi limitada a uma pressão de pico máxima de 200 bar e 10 ppm de NO e forneceu um valor mínimo de $\lambda = 2,4$ para GN, independentemente da taxa de compressão. Isso foi limitado pela formação de NO em misturas mais ricas de GN. Taxas de compressão mais baixas permitiram maior pressão de entrada e, portanto, maior carga, mas também reduziram a eficiência indicada. Considerando a pressão média indicada, IMEP e um atrito fixo, FMEP, a melhor eficiência de saída de eixo foi alcançada com taxas de compressão de 15:1 a 17:1, de acordo com as simulações. Com gás natural, uma carga máxima de cerca de 9,7 bar de pressão média efetiva (BMEP) e uma eficiência na ponta de eixo de 40,3% foram alcançadas com uma pequena turbina, permitindo níveis mais altos de NO de cerca de 22 ppm (0,162 g/kWh).

Mashkour (2022), apresentou um estudo numérico e experimental comparando GLP e gasolina iraquianos. Os resultados da simulação neste estudo mostraram que a pressão e a temperatura, o trabalho e a potência previstas no cilindro do motor para o GLP são inferiores aos da gasolina nas mesmas condições de operação sob frenagem. Os resultados mostraram, também que o consumo específico de combustível GLP melhora em 2,25% ao longo da rotação do motor em comparação com a gasolina e a eficiência térmica indicada do GLP foi menor que a da gasolina, mas há uma melhoria nas emissões de NO_x em 30,3% e na emissão de HC no GLP em 0,3% comparativamente à gasolina nas mesmas condições de funcionamento.

Sabariah *et al.* (2019), utilizaram modelagem zero dimensional, com Matlab, para prever e analisar a combustão de GLP em relação à gasolina em motor monocilindro. Os parâmetros de desempenho do motor foram calculados, incluindo a pressão no cilindro, temperatura do gás, calor líquido liberado, queima de fração de massa, potência de frenagem, torque e consumo específico de combustível indicado. A emissão de efluentes no cilindro foi prevista pela formação do modelo de emissões. Os resultados mostram que o GLP contribuiu para a redução das emissões de HC e NO_x em comparação com a gasolina e provou que o desenvolvimento de programa de simulação é útil para calcular o desempenho do motor em diferentes pontos de operação.

Sabariah, Navilah e Rosli (2020), desenvolveram um modelo de cálculo para comparar desempenho e custo de um motor funcionando a gasolina e a GLP, chegando a conclusões semelhantes de redução de emissões em NO_x e HC.

Gürbüz & Köse (2020) também simularam numericamente e validaram com dados experimentais um motor a GLP comparando com gás de xisto com percentuais de metano de 58 a 81%. Os resultados concluíram que apenas o gás de xisto com maior teor de metano é que consegue ter um desempenho melhor que o GLP fornecendo maior pressão média indicada.

Em outro trabalho de simulação, Cuddihy (2014), conseguiu simplificar um modelo de simulação numérica para predição de pressão, temperatura, trabalho e potência de um motor de ciclo otto. O modelo foi validado com experimentos de um motor ligado a um dinamômetro.

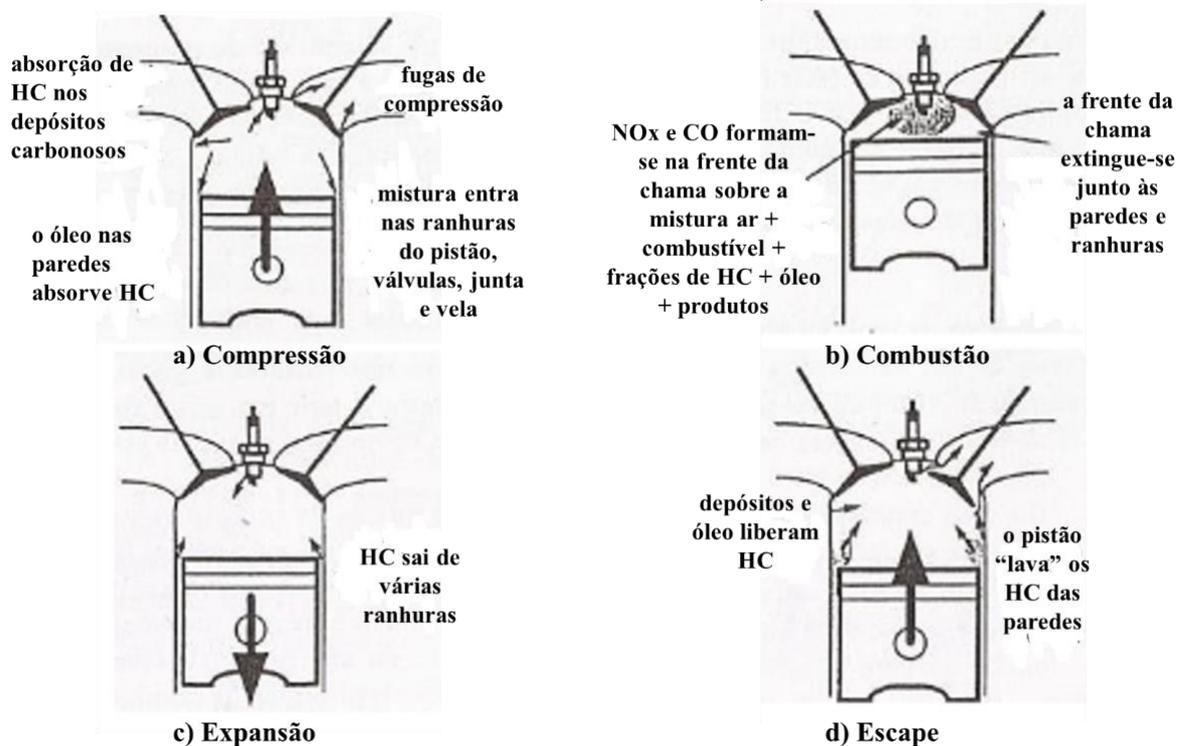
Neste trabalho, o principal objetivo foi encontrar um modelo que pudesse ser facilmente usado e com baixo trabalho computacional.

2.3 MODELAGEM PARA PREVISÃO DE EMISSÕES

As principais emissões dos motores de combustão interna incluem óxidos de nitrogênio (NO_x), monóxido de carbono (CO), hidrocarbonetos (HC), partículas (PM) e aldeídos (HEYWOOD, 2018). Esses produtos de combustão são uma fonte significativa de poluição do ar, pois os motores de combustão interna são a fonte de cerca de metade do N, CO e HC na atmosfera (KIRKPATRICK & FERGUNSON, 2016). O dióxido de carbono produzido na queima do combustível não é considerado poluente, apesar de ser um gás de efeito estufa. Essas emissões de poluentes, dependendo da quantidade, levam a impactos ambientais que contribuem na redução da qualidade do ar e à saúde, especialmente em grandes centros urbanos. Este fato gerou a criação de limites na emissão de poluentes por partes dos órgãos de fiscalização com controles cada vez mais rígidos e o desenvolvimento de estudos e tecnologias

adequadas que mitiguem tal situação. Na Figura 2 está ilustrada uma visualização do processo de formação de poluentes em um MCI, desde o fim do tempo de compressão, a partir da centelha, até o tempo de escape.

Figura 2- Processos de produção de poluentes (NO_x, CO e HC) considerando os tempos de compressão, expansão e escape do MCI. a) Início do tempo de compressão; b) Final do tempo de compressão e combustão; c) Tempo de expansão; d) Tempo de escape dos gases queimado



Fonte: adaptado de Martins (2006)

Rakopoulos & Michos (2008), Bosch Neto (2012), bem como Ferguson & Kirkpatrick (2016) mencionam que uma boa aproximação para as emissões em motores de combustão interna são os cálculos baseados no equilíbrio químico. Nesse caso, considera-se que na combustão a taxa gerada e a taxa consumida de cada espécie são iguais, ou seja, o sistema está em equilíbrio termodinâmico. A propriedade de estado termodinâmico que define o equilíbrio químico é a energia livre de Gibbs.

Bosch Neto (2012) desenvolveu uma rotina computacional para a previsão de emissões em motores de combustão interna utilizando mistura de gasolina/etanol, a partir do acoplamento da metodologia de equilíbrio químico e cinética química. A modelagem matemática do equilíbrio químico foi baseada em balanços de massas e em relações de equilíbrio, gerando um sistema não linear de vinte e duas incógnitas e vinte e duas equações resolvidas pelo método de Newton-Raphson. Após o desenvolvimento da rotina de equilíbrio químico, foi realizado o

acoplamento com uma rotina de cinética química reduzida para a previsão de espécies que possuem uma cinética lenta, como compostos nitrogenados e o monóxido de carbono. O programa necessitou de dados de pressão, temperatura e razão ar/combustível versus ângulo do eixo manivela. A rotina desenvolvida teve como vantagens a redução do tempo de simulação em relação às simulações que trabalham com o modelo de cinética completa, calculando com robustez e precisão quando comparado a resultados experimentais e dados de literaturas.

2.4 COMBUSTÃO DE MISTURAS GLP+H₂ E GN+H₂

No estudo de Zeng *et al.* (2006) foram analisadas as características de combustão de um motor de ignição por faísca com injeção direta, usando misturas de gás natural+hidrogênio sob diferentes tempos de ignição e condições de mistura pobre. Resultados indicam que o tempo de ignição impacta significativamente o desempenho do motor, a combustão e as emissões. Intervalos entre a injeção de combustível e a ignição influenciam a combustão. A turbulência gerada pelo jato de combustível melhora a estratificação da mistura, aumentando tanto a taxa de queima quanto a eficiência térmica e a pressão média efetiva de saída do motor além de reduzir a duração da combustão. Com o aumento da fração de hidrogênio no gás natural, a pressão efetiva média do freio e a eficiência térmica aumentam, enquanto a duração da combustão diminui. HC diminuiu e NO_x aumentou com o avanço do tempo de ignição; CO apresentou pouca variação.

Unich *et al.* (2009), compararam gás natural e uma mistura de hidrogênio-gás natural (HCNG) em termos de emissões de escape e consumo de combustível. Um carro de passeio foi testado em um dinamômetro de chassi de acordo com os regulamentos europeus de emissões, sem qualquer alteração na calibração do motor (ou seja, avanço da ignição). A mistura de hidrogênio + gás natural comprimido, HCNG, usada durante o teste tem um teor de hidrogênio de 12% em volume. As emissões de CO, mostraram uma redução de cerca de 19%, enquanto as emissões de HC permaneceram constantes. Nessa condição foi também observado, não só um aumento de 70% para emissões de NO_x como também uma redução de 3% para emissão de CO₂ devido ao menor teor de carbono na mistura e ao consumo de combustível reduzido em uma base de massa.

Jemni *et al.* (2018) realizaram medições experimentais, misturando uma porcentagem de hidrogênio (0%, 5%, 10%, 15% e 20% em volume) com GLP e fornecido ao motor. Como resultado, a potência do freio (BMEP) foi aumentada usando uma proporção de adição de hidrogênio de 20% em 17,5% em comparação à operação padrão de GLP puro. A eficiência

térmica do freio (BTE) foi melhorada em 4,5% na rotação máxima do motor. Uma redução nas emissões de dióxido de carbono foi alcançada em 15,1% no torque máximo do motor (2500 rpm). Houve uma redução considerável nos níveis de hidrocarbonetos não queimados.

A pesquisa de Aravindan *et al.* (2024), usando a ferramenta CHEMKIN, comparou as características de combustão de misturas de CH_4+H_2 -ar e $\text{GLP}+\text{H}_2$ -ar sob condições atmosféricas e diferentes condições operacionais. Nesse experimento os autores utilizaram duas misturas distintas, sendo uma delas composta por 50% de hidrogênio e 50% de GLP e a outra com composição de 50% de hidrogênio e 50% de metano, acarretando variações notáveis, incluindo uma velocidade de chama 20,97% maior em CH_4+H_2 , 42,89% mais formação de radicais livres H em $\text{GLP}+\text{H}_2$, 50,24% de redução na formação de radicais livres O em $\text{LPG}+\text{H}_2$ e um aumento de 24,01% na formação de radicais livres OH em $\text{LPG}+\text{H}_2$.

O estudo investiga os impactos energéticos e ambientais da incorporação de hidrogênio na combustão CH_4 +ar e GLP +ar, com foco na mistura de 50% de H_2 com GLP. Os benefícios da mistura de hidrogênio abrangem maior velocidade de chama e formação de radicais livres aumentada, contribuindo, em última análise, para a redução de emissões em combustíveis misturados com hidrogênio. Essas descobertas destacam as misturas de $\text{LPG}+\text{H}_2$ e CH_4+H_2 como alternativas ecologicamente corretas com combustão aprimorada.

A partir da literatura consultada foi possível depreender que os limites práticos para adição de hidrogênio naqueles motores de combustão interna construídos originalmente para funcionar com outros combustíveis de forma única, estariam em níveis aceitáveis de hidrogênio por volta de 10% como limite máximo (COSTA *et al.* 2021; JAMROZIK *et al.* 2020). Os autores puderam entender que, sem nenhuma adaptação mais profunda e onerosa no motor, aumentar níveis de adição de hidrogênio acima deste valor leva a efeitos de pré-ignição, perda de potência, *flashback* (retorno de chama) em escapamentos e batida de pino (conhecido como efeito *nock*).

Por outro lado, a literatura também traz estudos experimentais de aplicação de percentuais maiores de hidrogênio, porém com relatos de que um valor em torno de 30% seria o mais viável e que adição em percentuais maiores geram instabilidade e até maior emissão de poluentes, principalmente HC e NO chegando a incrementar 80% neste último (JAMROZIK *et al.* 2020). O incremento na formação de NO_x térmico resultante do processo de combustão é influenciada por vários fatores, predominantemente a necessidade do aumento do λ (lambda, excesso de ar) para realização de uma combustão de mistura pobre (SALIMI *et al.* 2009, WALLNER, 2011).

Em outro exemplo, Costa *et al.* (2021) relatam que uma adição máxima de 15% de hidrogênio seria o ideal para um motogerador com cogeração, relatando também a necessidade da mistura pobre:

“Como resultado principal, a adição de hidrogênio de até 15% em volume ao gás natural em sistemas reais de cogeração é comprovadamente uma rota viável somente se as operações do motor forem alteradas para relações ar-combustível mais pobres, para evitar aumento rápido de pressão e produção excessiva de emissões poluentes.”
(COSTA *et al.* 2021)

Em outra mão, o autor desta dissertação pôde discutir com engenheiros de duas empresas especializadas em motogeradores, durante seu trabalho no estudo experimental, (citado na Seção 5), que os níveis para utilização de misturas de hidrogênio em um MCI fabricado originalmente para combustíveis gasosos como GLP ou GN não passariam de 15% devido principalmente à redução de vida útil do equipamento que estaria sujeito a maiores estresses térmicos e de pressão (LEÃO, 2023).

Assim, pesando os limites discutidos acima e usando os dados de entrada e características do motor MWM 6.12 TCA do experimento da Copa Energia/UFMS, optou-se neste trabalho por delimitar as dosagens de hidrogênio entre 10 e 30% em misturas com GLP e GN utilizados em motogeradores, que será detalhado na Seção 7.

3. MODELO TERMODINÂMICO DE UM CICLO MOTOR

Embora a base termodinâmica para a modelagem de motores tenha sido estabelecida nos anos 1800, os modelos baseados em zonas não se tornaram populares até 1938, quando Rassweiler e Withrow construíram um modelo de zona única que correlacionou o comportamento politrópico com valores de traços de pressão (KLEIN, 2004). A pedra angular deste modelo é que a pressão e o volume poderiam ser correlacionados usando a relação politrópica (MORAN *et al.* 2010):

$$PV^n = \text{constante} \quad (1)$$

onde P é a pressão, V é o volume e n é o índice politrópico, assumido constante com valores entre 1,25 e 1,35 (KLEIN, 2004). Neste modelo, um traço de pressão conhecido é necessário para funcionalidade e o *blow-by* (vazamento de gases da câmara de combustão para o cárter do motor, através dos anéis de pistão) foi ignorado. Os aumentos de pressão pela combustão e deslocamento volumétrico foram encontrados usando suposições politrópicas e o traço de pressão medido, e a taxa da mudança da pressão, devido à combustão, foi correlacionada com o perfil de queima, sendo assim permitido prevê-la (KLEIN, 2004). A extração do perfil de queima exigiu a suposição de que o valor instantâneo do aumento da pressão de combustão fosse proporcional à fração instantânea de combustível queimado. Em 1967, Krieger e Borman desenvolveram um modelo que combinava a primeira lei da termodinâmica e a lei dos gases ideais (KLEIN, 2004 e HEYWOOD, 2018). O modelo de Krieger e Borman incluía termo “liberação de calor”, colaborando assim para uma das nomeações deste modelo. O modelo de liberação de calor é definido matematicamente a seguir (HEYWOOD, 2018):

$$\frac{dQ_n}{d\theta} = \frac{dQ_{ent}}{d\theta} - \frac{dQ_{diss}}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p \left(\frac{dV}{d\theta} \right) + \frac{1}{\gamma - 1} V \left(\frac{dP}{d\theta} \right) \quad (2)$$

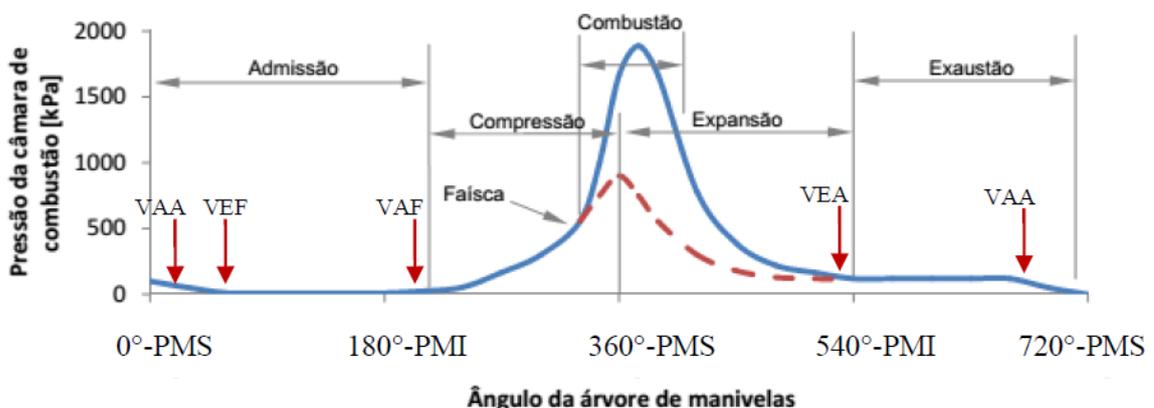
onde, dQ_n é a mudança na liberação líquida de calor, dQ_{ent} é o calor liberado pelo combustível na combustão, dQ_{diss} é o calor perdido pelas paredes do cilindro e $\left(\frac{\gamma}{\gamma - 1} \right)$ é a razão de calores específicos a pressão constante e volume constante do fluido. Com a razão de calores específicos igual ao índice politrópico, a liberação de calor prevista foi equivalente àquela do modelo de Rassweiler e Withrow. Klein (2004) mostrou que este último modelo é fisicamente

mais preciso que o primeiro prevendo melhor o perfil de queima. Apesar desta melhoria, houve expansão para modelos mais precisos com a inclusão das perdas por calor convectivo e radiativo pelas paredes do cilindro.

O modelo aqui desenvolvido lida apenas com a parte fechada do ciclo, sem levar em consideração os processos de admissão e escape. Isso significa que a simulação leva em consideração apenas os resultados durante os tempos de compressão e expansão, somente entre o fechamento da válvula de admissão (VAF) e a abertura da válvula de escape (VEA), entre os quais acontece a combustão e a liberação de calor. Em termos de ângulo de manivela, o período vai de 180° PMI a 540° PMI. Para efeitos de cálculos neste trabalho, o ângulo de manivela de 180° PMI, visto na Figura 3, será considerado 0° PMI e o ângulo 540° PMI será considerado 360° PMI. A primeira consideração a ser feita para a modelagem termodinâmica zero dimensional é o número de espécies e quais espécies farão partes do modelo. As espécies são: ar, combustível e produtos da combustão. Todas elas consideradas como gás ideal para que a equação de estado possa ser utilizada. O modelo propõe também ser de duas zonas, uma queimada e outra não queimada, dentro do volume do cilindro.

Assim, nesta Seção será simulada a pressão dentro do cilindro do motor desenvolvendo modelos para dois processos, eles são processos de compressão e expansão. Cabe observar aqui que os tempos de admissão e exaustão ocorrem instantaneamente antes da compressão e depois da expansão, respectivamente. O processo de combustão é modelado usando a função de Wiebe (HEYWOOD, 2018). A pressão calculada é então usada para calcular a saída de trabalho e a eficiência térmica do motor. Os detalhes de cada modelo são os tópicos das Subseções seguintes.

Figura 3 - Comportamento da pressão interna no cilindro em função do ângulo da árvore de manivelas em um motor quatro tempos de ignição comandada



Fonte: adaptado de Loureiro (2009)

Onde: VAA - Válvula de Admissão Aberta; VEA - Válvula de Exaustão Aberta; VAF - Válvula de Admissão Fechada e VEF - Válvula de Exaustão Fechada.

3.1 MODELO 0D *SINGLE ZONE*

A abordagem mais simples na modelagem de motores é tratar o conteúdo do cilindro como um fluido ou *single zone* (zona única) (KLEIN, 2004). No modelo deste trabalho a zona única visualiza os gases queimados e não queimados, gases residuais e hidrocarbonetos não queimados dentro do cilindro como um gás ideal em pressão uniforme.

Utilizando a Lei dos Gases Ideais

A base deste modelo é a Lei dos gases Ideais (CUDDIHY & BEYERLEIN, 2014). Admite-se que o fluido no interior do cilindro obedece a um comportamento de gás ideal e nestas condições são válidas a Eq. 3.

$$PV = mRT \quad (3)$$

onde, P é a pressão de um gás ideal, V o volume do gás, m é a massa do gás, R é a constante universal dos gases e T é a temperatura média dos gases.

O volume de gás presente num cilindro de um motor de combustão pode ser relacionado à geometria do motor em função do ângulo da manivela

$$V(\theta) = V_c + \frac{\pi B}{4} (l + a - s(\theta)) \quad (4)$$

$$s(\theta) = a \cos \theta + (l^2 - a^2 \sin^2 \theta)^{\frac{1}{2}} \quad (5)$$

onde, B é o diâmetro do cilindro, l é o comprimento da biela, a é o raio da manivela, s é distância o entre o eixo da manivela e o eixo do pino do pistão, e V_c é o volume morto, que é:

$$V_d = V_c \cdot (C_r - 1) \quad (6)$$

onde, V_d é o volume deslocado pelo cilindro, e C_r é a taxa de compressão. Essas variáveis estão incluídas no diagrama apresentado na Figura 4.

Derivando a Equação 3 em função do ângulo (θ), obtém-se a Equação 7.

$$\left(P \frac{dV}{d\theta} + V \frac{dP}{d\theta} \right) = \left(mR \frac{dT}{d\theta} \right) \quad (7)$$

Manipulando, algebricamente, o resultado da derivação da Eq. 7 e isolando o termo da derivada da pressão, obtém-se a Eq. 8.

$$\frac{dP}{d\theta} = \frac{1}{V} \left[\left(mR \frac{dT}{d\theta} \right) - \left(P \frac{dV}{d\theta} \right) \right] \quad (8)$$

É possível simplificar mais, isolando a massa da Eq.3, obtendo a Eq. 9.

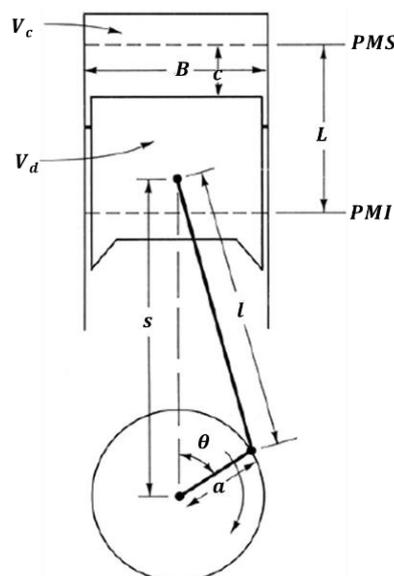
$$mR = \frac{PV}{T} \quad (9)$$

Aplicando a Eq. 9 na Eq. 8, obtém-se a Eq. 10:

$$\frac{dP}{d\theta} = \left[\left(-\frac{P}{V} \right) \left(\frac{dV}{d\theta} \right) \right] + \left[\left(\frac{P}{T} \right) \left(\frac{dT}{d\theta} \right) \right] \quad (10)$$

onde, P , V , e T são valores instantâneos modelados em relação ao ângulo de manivela do motor.

Figura 4- Um diagrama das variáveis da geometria do MCI: B = diâmetro do cilindro, L = curso, l = comprimento da biela, a = raio da manivela, θ = ângulo da manivela, PMI = Ponto Morto Inferior, PMS = Ponto Morto Superior, c = altura do topo do pistão ao PMS.



Fonte: Heywood (2018)

Utilizando a Primeira Lei da Termodinâmica

Para simular os processos de combustão de um MCI, a conservação da energia em um volume de controle é representada pela Primeira Lei da Termodinâmica. (Moran *et al.* 2013).

Para simular os processos de combustão, o motor é separado em componentes simples ou sistemas parciais, que podem ser vistos como sistemas termodinâmicos fechados ou abertos. Para efetuar o balanço destes sistemas, usa-se o balanço de massa (equação de continuidade) (Moran *et al.* 2013):

$$\frac{dm}{dt} = \sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s \quad (11)$$

e o balanço de energia (Primeira Lei da Termodinâmica) para sistemas fechados

$$\frac{dU}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} \quad (12)$$

A simulação da combustão está entre os instantes de fechamento da válvula de admissão (VAF) e abertura da válvula de exaustão (VEA), ou seja, um sistema fechado. Assim, será aplicada a Eq. 12, cuja taxa temporal de variação de energia interna (dU) do volume de controle no instante (t) é igual à taxa líquida na qual a energia é transferida para o interior do volume de controle por transferência de calor (Q) no instante (t) menos a taxa líquida em que a energia é transferida para o exterior do volume de controle por trabalho (W) no instante (t).

De posse da Eq. 12 é possível aplicar o mesmo processo anterior, diferenciando-a em relação a $d\theta$ e sabendo-se que a variação da energia interna (U) está relacionada com a variação da temperatura (T). Assim:

$$\frac{dU}{d\theta} = \frac{dQ}{d\theta} - \frac{dW}{d\theta} = mc_v \frac{dT}{d\theta} \quad (13)$$

onde c_v é o calor específico dos gases na câmara de combustão. Ao dividir a constante universal dos gases pelo calor específico, obtém-se a Eq. 14,

$$\frac{R}{Cv} = \gamma - 1 \quad (14)$$

As Eq. 15 e 16 podem ser usadas para a descrever a formação do trabalho e o calor fornecido.

$$\frac{dW}{d\theta} = P \frac{dV}{d\theta} \quad (15)$$

$$\frac{dQ}{d\theta} = \eta_{comb} PCI \left(\frac{dx_b}{d\theta} \right) - \left(\frac{dQ_{dissip}}{d\theta} \right) \quad (16)$$

onde, $\left(\frac{dQ}{d\theta} \right)$ é a taxa de mudança da energia térmica liberada pelo processo de combustão; η_{comb} é a eficiência da combustão, que, neste trabalho tem o valor de $\eta_{comb} = 96,3\%$, baseado nos experimentos de Gürbüz & Köse, (2020) e Simsek & Uslu, (2020) com GLP; PCI é o poder calorífico inferior do combustível fornecido; $\left(\frac{dx_b}{d\theta} \right)$ é taxa instantânea de fração de massa queimada, e $\left(\frac{dQ_{dissip}}{d\theta} \right)$ é a taxa instantânea de perda de calor pelas paredes do cilindro.

Fração de massa queimada

Modelos de combustão de zona única geralmente utilizam a função Wiebe para cálculo da fração de massa queimada (x_b), que representa a liberação de energia em função do ângulo da manivela (HEYWOOD, 2018; BLAIR, 1999).

No modelo de liberação finita de calor, a fração de massa queimada em um MCI é dada pela equação simples de Wiebe.

$$x_{b(\theta)} = 1 - \exp \left[-a \left(\frac{(\theta - \theta_0)}{\theta_d} \right)^{m+1} \right] \quad (17)$$

onde:

$x_{b(\theta)}$ = fração de massa queimada em função do ângulo do virabrequim

θ = ângulo da manivela conectada ao virabrequim

θ_0 = ângulo de início da combustão

θ_a = ângulo de duração da combustão

“ a ” e “ m ” são constantes ajustáveis para uma aplicação específica de cada motor.

De acordo com Santos (2009), Cuddihy & Beyerlen (2014) e Fergunson & Kirkpatrick, (2016), os fatores “ a ” e “ m ” tomam os valores de 5 e 2, respectivamente, por se encaixarem bem com resultados experimentais para motores à gasolina. Porém, neste trabalho serão utilizados os fatores encontrados por Gürbüz & Köse (2020) a partir de experimentos em MCI a GLP: $a = 7,3$; $m = 6,6$.

Ao substituir as Eq. 14 e 15 na Eq. 13 chega-se à Eq. 18, que representa a taxa de variação da temperatura em função do ângulo da árvore de manivelas.

$$\frac{dT}{d\theta} = T(\gamma - 1) \left[\left(\frac{1}{PV} \right) \left(\frac{dQ}{d\theta} \right) - \left(\frac{1}{V} \right) \left(\frac{dV}{d\theta} \right) \right] \quad (18)$$

Com a definição da mudança na temperatura em função do ângulo de manivela, o calor de entrada do combustível pode ser usado para encontrar a mudança na pressão (WHITE, 2016).

$$Q_{ent} = \eta_{comb} PCI \left(\frac{1}{AFC} \right) \left(\frac{P}{RT} \right) V_d \quad (19)$$

onde, AFC é a razão ar/combustível real.

Substituindo as Eq. 16 e 19 na Eq. 18 e rearranjando os resultados, tem-se:

$$\frac{dT}{d\theta} = T(\gamma - 1) \left[\left(\frac{1}{PV} \right) Q_{ent} \left(\frac{dX_b}{d\theta} \right) - \left(\frac{dQ_{dissip}}{d\theta} \right) - \left(\frac{1}{V} \right) \left(\frac{dV}{d\theta} \right) \right] \quad (20)$$

As Eq. 10 e 20 podem ser combinadas com métodos de predição de transferência de calor de Woschini ou Annand, por exemplo, para completar um modelo de zona única.

Métodos de predição de perda de calor pelas paredes do cilindro

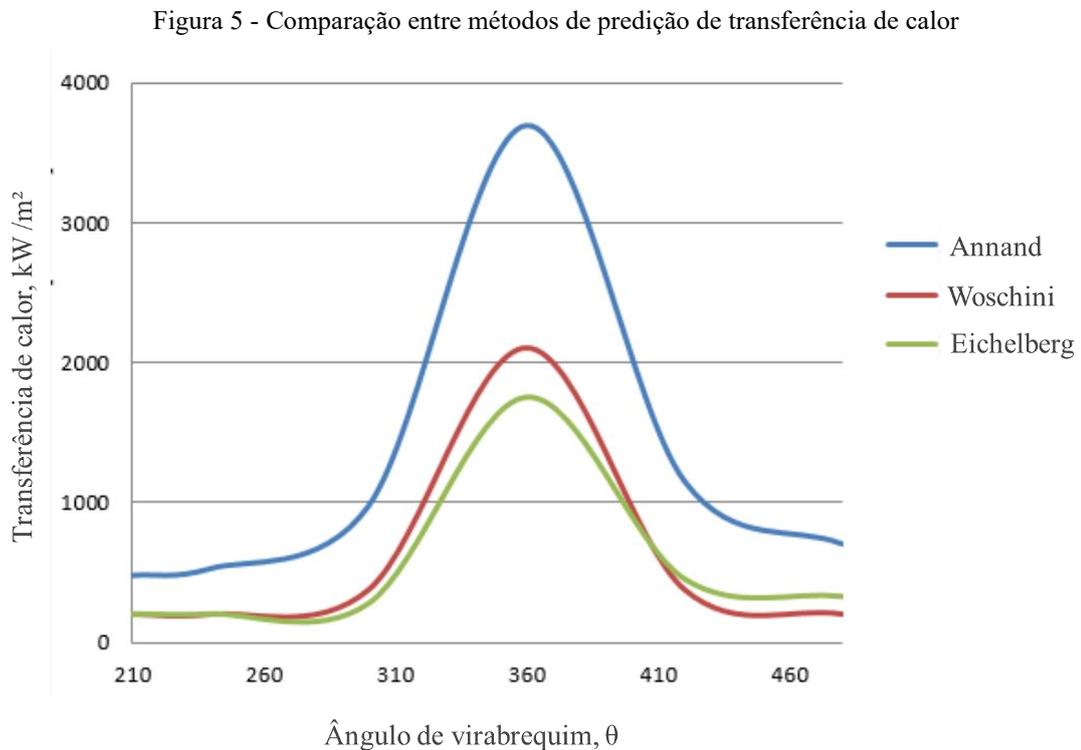
Com 20 a 35% da energia total do combustível sendo absorvida pelo líquido refrigerante do motor (HEYWOOD, 2018), os pesquisadores sabiam que um método de prever a transferência de calor por convecção era fundamental para a precisão do modelo de motor escolhido.

Além de Annand, Woschini e Eichelberg também pesquisaram métodos de transmissão de calor em motores de combustão interna. Uma comparação de perfis destes valores é encontrada na Figura 5 (STONE, 1999).

Na Figura 5 é mostrado que o coeficiente de transferência de calor variou substancialmente entre os diferentes métodos de previsão de transferência de calor. Por sugestão de Blair (1999), e com base nos resultados vistos em Figura 6, espera-se que o método de Annand seja mais preciso. Modelar a transferência de calor convectiva dos gases da câmara de combustão para as paredes do cilindro começou com a lei de resfriamento de Newton (MORAN *et al.* 2013).

$$\frac{dQ_{CONVECTIVA}}{dt} = hA(T - T_w) \quad (21)$$

onde h é o coeficiente de transferência de calor convectivo, A é a área de transferência de calor, T é a temperatura do gás do cilindro e T_w é a temperatura da parede do cilindro.



Fonte: Stone (1999)

Em 1963, Annand desenvolveu um método de previsão de transferência de calor que ainda hoje é amplamente utilizado usado (Stone, 1999). Ele começou dividindo a Eq. (21) e os números de Nusselt e Reynolds, respectivamente, em seus constituintes:

$$Nu = a (Re)^b \quad (22)$$

$$\frac{hx}{k} = a \left(\frac{\rho \bar{S}_p}{\mu} x \right)^b \quad (23)$$

onde Nu é o número de Nusselt e Re é o número de Reynolds, x é o comprimento característico e considerado como o diâmetro do pistão, k é a condutividade térmica do gás, ρ é a densidade do gás, \bar{S}_p é a velocidade média do pistão, μ é a viscosidade do gás e as constantes a e b foram encontradas experimentalmente. O valor de a ficou entre 0,35 e 0,8 e b aproximadamente igual 0,8.

O coeficiente a atua como um fator de escala para a taxa total de transferência de calor. O expoente b reflete a dependência da taxa de transferência de calor com o número de Reynolds, ou seja, com a velocidade/turbulência do gás. O ajuste dos coeficientes a e b é um processo de calibração realizado para minimizar o erro entre as variáveis de estado simuladas e as experimentais, o qual inicia-se com valores de referência (tipicamente $a \approx 0,1$ a $0,8$ e $b \approx 0,7$ a $0,8$, dependendo da formulação) e o valor de a é ajustado de forma iterativa. O objetivo primário deste ajuste é fazer com que a pressão no cilindro simulada (especialmente o pico de pressão e a forma da curva de pressão) e, crucialmente para a sua questão, a temperatura média do gás no cilindro no final da expansão e durante a exaustão, se alinhem com os dados experimentais. Um aumento em a resulta em maior transferência de calor para as paredes, o que reduz a energia interna do gás. Isso leva a uma menor temperatura e pressão no final da expansão, resultando em temperaturas de escape simuladas mais baixas (BRUNT & PLATTS, 1999).

O método de Annand, ou correlação de Annand, aplica-se à transferência de calor por convecção forçada, sendo considerado mais realista em comparação com a convecção natural, uma vez que os movimentos do fluido na câmara de combustão são predominantemente influenciados por ações mecânicas externas. Annand determinou o coeficiente de transferência de calor assumindo uma dinâmica de fluido semelhante à de escoamentos em tubos, utilizando a densidade gás do cilindro e os números de Reynolds e Nusselt como funções do tempo. A partir dessa abordagem, o método de Annand permite que a lei de resfriamento de Newton seja

decomposta em termos de transferência de calor convectiva e radiativa, conforme descrito a seguir:

$$\frac{dQ_{dissip}}{d\theta} = \left((h_c + h_r) A_{parede} (T - T_{parede}) \right) d\theta \quad (24)$$

onde h_c é o coeficiente de transferência de calor convectivo, e h_r é o coeficiente de transferência de calor radiativo. O coeficiente de transferência de calor convectivo pode ser extraído da relação entre o número de Nusselt e as propriedades do fluido (BLAIR, 1999):

$$h_c = \frac{k_{gas} Nu}{B} \quad (25)$$

onde, k_{gas} é a condutividade térmica do gás, Nu é o número de Nusselt e B é o diâmetro do cilindro.

Com um solucionador iterativo, a condutividade térmica do gás do cilindro pode ser modelada usando um ajuste de curva polinomial de dados experimentais. Blair, (1999) sugere usar a equação ajustada da curva.

$$k_{gas} \left(\frac{W}{m \cdot K} \right) = 6,1944 \times 10^{-3} + 7,3814 \times 10^{-3} T(K) - 1,2491 \times 10^{-8} T(K)^2 \quad (26)$$

onde T é a temperatura instantânea do cilindro [K] e k_{gas} é a condutividade térmica produzida em unidades de $\left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$.

O número de Nusselt pode ser descrito em relação ao número de Reynolds e ao tipo de motor:

$$Nu = a Re^{0,7} \quad (27)$$

onde a é uma constante com valor de 0,26 para um motor de dois tempos e 0,49 para um motor de quatro tempos de curso (BLAIR, 1999), e Re é o número de Reynolds instantâneo. O número de Reynolds é expresso como:

$$Re = \frac{\rho_{gas} \overline{v_p B}}{\mu_{gas}} \quad (28)$$

onde, ρ_{gas} é a densidade instantânea do gás no cilindro, \bar{S}_p é a velocidade média do pistão e π_{gas} é a viscosidade instantânea do gás.

A densidade pode ser encontrada reorganizando a lei de gases ideais:

$$\rho_{gas} = \frac{P}{R_{ar}T} \quad (29)$$

onde, R_{ar} é a constante de gás específica do fluido, e um valor assumido de $287 \left[\frac{J}{kgK} \right]$ foi usado para esta variável. Tal como acontece com a condutividade térmica, a viscosidade do gás do cilindro foi modelada usando equações empíricas. Segundo Blair, (1999), a viscosidade do gás do cilindro pode ser expressa como:

$$\mu_{gas} \left(\frac{kg}{m \cdot s} \right) = 7,457 \times 10^{-6} + 4,1547 \times 10^{-8}T(K) - 7,4793 \times 10^{-12}T(K) \quad (30)$$

onde a temperatura instantânea do cilindro deve ser fornecida em unidades de [K], μ_{gas} é a viscosidade é produzida em unidades de $\left[\frac{kg}{m \cdot s} \right]$.

Embora o coeficiente de transferência de calor radiativo seja pequeno (BLAIR, 1999), a radiação deve ser incluída na consideração das perdas globais de calor no modelo. O coeficiente radiativo de transferência de calor é definido como:

$$h_r \left(\frac{W}{m^2 \cdot K} \right) = 4,25 \times 10^{-9} \left(\frac{T^4 - T_{parede}^4}{T - T_{parede}} \right) \quad (31)$$

onde a temperatura instantânea do cilindro e a temperatura da parede devem ser fornecidas em unidades de K. Com traços conhecidos de pressão e temperatura dos cálculos de zona única, o método de Annand poderia então ser usado para calcular as perdas de calor.

Gases residuais

No modelo deve-se prever que na admissão de mistura fresca ainda permanecem frações residuais de gases queimados não totalmente exauridos e um leve refluxo de gases exauridos durante o período de sobreposição entre o fechamento da válvula de escape e abertura da válvula de admissão. Um método desenvolvido por Fox *et al.* (1993), é aqui usado para calcular

fração de gás residual, usando suposições politrópicas. Primeiramente, durante o período de sobreposição da válvula, a temperatura dos gases de escape é definida como (FOX *et al.* 1993):

$$T(\theta) = T_{VEA} \left(\frac{P_{PMI}}{P_{VEA}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (32)$$

onde, T_{VEA} e P_{VEA} são a temperatura e a pressão, respectivamente, na abertura da válvula de escape (VEA) e P_{PMI} é a pressão no ponto morto inferior (PMI)

A fração de gás residual é a razão em massa de gás residual para combustível e ar e é definida como (FOX *et al.* 1993):

$$f = \frac{1}{C_r} \left(\frac{P_{esc}}{P_{ent}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \left(\frac{1}{\lambda} \right) \quad (33)$$

onde, C_r é a taxa de compressão, P_{esc} é a pressão dos gases de escape e P_{ent} é a pressão do gás de entrada.

A fração de gás residual pode ser usada para criar uma entrada corrigida ou temperatura modificada

$$T_{corr} = f(T(360)) + (1 - f)T_{PMI} \quad (34)$$

onde, $T(360)$ é a temperatura final do ciclo. A temperatura corrigida pode então ir de volta ao início do modelo, simulando assim o EGR (*Exhaust Gas Recirculation*).

3.2 MODELO DE RAZÃO DE CALOR ESPECÍFICO VARIÁVEL

Devido aos grandes gradientes de temperatura em um ciclo de motor de combustão interna, uma razão variável de calores específicos seria necessária para o modelo de motor neste trabalho. Diante de alguns modelos encontrados, onde a precisão deles depende muito da complexidade do código de computador correspondente, um método polinomial de ajuste de curva poderia ser usado para modelar a razão de calores específicos em função da temperatura dentro cilindro (CUDDIHY *et al.* 2016)

Este método polinomial foi desenvolvido em 1966 por Krieger e Borman para processos de combustão como os que envolvem hidrocarbonetos (KLEIN, 2004). O método de Krieger e Borman modela mudanças na energia interna por meio do uso de “fatores de correção” constantes de gás ideal correspondentes a mudanças na temperatura (com base em uma determinada temperatura de referência). Através de uma série de derivações, a razão de calores específicos em função da temperatura pode ser obtida com o uso deste método. Os polinômios correspondentes podem ser encontrados no Tabela 2. E as constantes são listadas a seguir.

Tabela 2 - Coeficientes de ajuste de Krieger & Borman

	0	1	2	3	4	5	6
a		0.692	$3.917e-5$	$5.29e-8$	$-2.29e-11$	$2.7758e-17$	
b	3049.33	-0.057	$-9.5e-5$	$2.153e-8$	$-2e-12$		
c_u	2.32584						
c_r	0.004186						
d	10.41066	7.85125		-3.71257			
e	-15001	-15838		9613			
f	-0.10329	-0.38656		0.154226	-14.763	118.27	14.503
r	-0.2977	11.98	-25442	-0.4354			

Fonte: Heywood (2018, apud KRIEGER & BORMAN, 1966)

Constantes em função da temperatura:

$$A(T) = a_1T + a_2T^2 + \dots + a_5T^5 \quad (35)$$

$$B(T) = b_0 + b_1T + \dots + b_4T^4 \quad (36)$$

Constantes em função de Lambda (coeficiente de excesso de ar):

$$D(\lambda) = d_0 + d_1\lambda - 1 + d_3\lambda - 3 \quad (37)$$

$$E(T, \lambda) = e_0 + e_1\lambda - 1 + e_3\lambda - 3 \quad (38)$$

Constante como uma função de temperatura, pressão e lambda:

$$F(T, p, \lambda) = (f_0 + f_1\lambda - 1 + f_3\lambda - 3 + f_4 + f_5\lambda - 1T) \ln(f_6p) \quad (39)$$

Os fatores de correção para a energia interna e a constante do gás são:

$$u_{corr}(T, p, \lambda) = C_u \exp(D(\lambda) + E(T, \lambda) + F(T, p, \lambda)) \quad (40)$$

$$R_{corr}(T, p, \lambda) = C_r \exp\left(\ln(\lambda) + \frac{r_1 + \frac{r_2}{T} + r_3 \ln(f_6 P)}{\lambda}\right) \quad (41)$$

A Razão de Calores Específicos é:

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} = 1 + \frac{R}{c_v} \quad (42)$$

O valor de γ para a mistura nova (ar + combustível) é tipicamente $\gamma_{mistura\ fresca} \approx 1.4$. Para contabilizar os gases remanescentes e a variação da temperatura, o γ dos gases de compressão é frequentemente reduzido de 1,4 para um valor mais próximo de $\gamma_{compressão} \approx 1,3$ a 1,35, refletindo a mistura de ar/combustível com gases de exaustão mais quentes e de γ menor. Já o valor de γ para os gases de combustão é menor e varia significativamente com a temperatura (aumenta o calor específico e diminui γ), tipicamente $\gamma_{gases} \approx 1,25$ a 1,35 (HEYWOOD, 2018).

3.3 MODELO DO ATRITO DO MCI

As perdas por atrito variam entre motores devido a componentes como rolamentos, pistões e acessórios acionados (HEYWOOD, 2018). Essas perdas são difíceis de modelar sem dados específicos do motor e variam conforme a temperatura do líquido de arrefecimento e do óleo, condições ambientais e configurações do acelerador (HEYWOOD, 2018). Embora difíceis de prever, podem ser estimadas com base em tendências gerais, como o número de mancais e o deslocamento do motor. Assume-se rolamentos lisos e usa-se um método sugerido por Blair para estimar as perdas de pressão média efetiva de atrito (ou fricção) (FMEP). Dados reais de fricção podem ser incorporados ao modelo modificando o código MATLAB.

Cuddihy, (2014) demonstra que este modelo de fricção pode ser aplicado a uma variedade de motores, tanto teóricos quanto reais, para prever o desempenho sem restringir o modelo a uma aplicação específica. Pesquisadores como Blair (1999) e Heywood (2018) utilizaram equações lineares gerais para prever perdas por atrito em função da rotação. Embora esse método forneça apenas estimativas aproximadas das perdas por atrito, ele serve como

ponto de partida para simulações numéricas. De acordo com Blair (1999), a equação linear geral de perda FMEP é definida como:

$$fmep = a + b (L)(RPM) \quad (43)$$

onde a e b são constantes que variam dependendo do tipo de motor, L é o curso do motor, e RPM é a rotação do motor [rev/min]. Para um motor com rolamentos Blair (1999), definiu a equação de perda FMEP de duas diferentes formas com base no deslocamento do motor, para $Vd > 500\text{cm}^3$ e $Vd < 500\text{cm}^3$, respectivamente:

$$fmep (Pa) = 100000 + 350 (L(m))(RPM) \quad (44)$$

$$fmep (Pa) = 100000 + 100 (500 - Vd) + 350 (L(m))(RPM) \quad (45)$$

O cálculo do FMEP é utilizado para ajudar a determinar a eficiência mecânica do ciclo, através das equações:

- $bmep (Pa) = imep - fmep \quad (46)$

onde, $bmep$ e $imep$ são, respectivamente a pressão média indicada e a pressão média efetiva que correspondem a uma pressão média que aplicada constantemente ao longo do tempo de expansão, produziria o mesmo trabalho do ciclo, ou de outra forma, representa o trabalho por unidade de cilindrada (BRUNETTI, 2012).

$$imep (Pa) = \frac{N_r \cdot \dot{W}}{V \cdot RPM} \quad (47)$$

onde, N_r é o número de revoluções por ciclo completo (1 para 2 tempos e 2 para 4 tempos)

3.4 DETERMINAÇÃO DA RAZÃO A/C

Antes da determinação da razão ar-combustível, o combustível empregado neste estudo deverá ser conhecido,

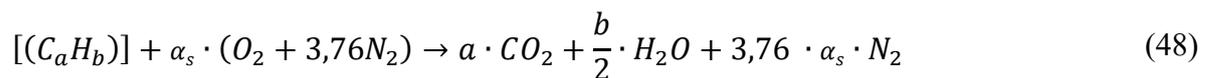
O GLP utilizado é adquirido de distribuidor Copa Energia e armazenado em reservatório de capacidade nominal de 4.000 kg (P-4000), instalado especialmente para o experimento. A Tabela 3 reúne a composição e características do GLP empregado e, a partir destas, é possível encontrar o poder calorífico e a razão ar combustível estequiométrica serem empregada na análise dos experimentos. Os dados foram fornecidos por análise cromatográfica realizada no laboratório de análise do GLP da UFMS. A análise completa está apresentada nos anexos deste trabalho.

Tabela 3 - Características do GLP empregado. Análise por Cromatografia gasosa - ASTM D2163

Densidade de líquido média a 20°C, 1 atm [kg/m ³]	529	
Densidade de vapor média a 20°C, 1 atm [kg/m ³]	2,2	
Pressão de vapor a 37,5°C, máx. [kPa]	961	
Composição [%, volume]	Metano (CH ₄)	0,0
	Etano (C ₂ H ₆)	0,9
	Propano (C ₃ H ₈)	56,1
	Propeno (C ₃ H ₆)	10,6
	Butanos (C ₄ H ₁₀)	17,3
	Butenos (C ₄ H ₈)	15,0
	C ₅ ⁺	0,1

Fonte: elaborado pelo próprio autor.

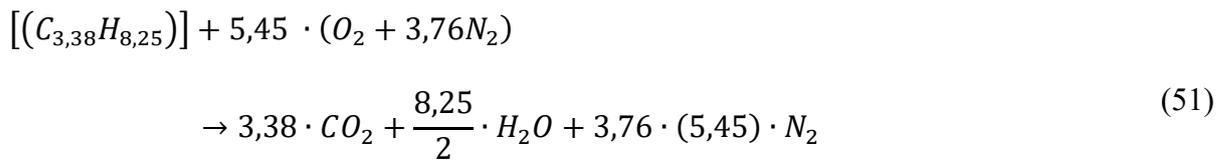
Com dados do GLP fornecido realiza-se uma análise estequiométrica e balanceada da combustão completa, a fim de se determinar a quantidade de ar necessária para a combustão completa do gás fornecido, através das Eq. 48, 49 e 50,



$$\alpha_s = a + \frac{b}{4} \quad (49)$$

$$\left(\frac{A}{F}\right)_{est} = 4,76 \alpha_s \cdot \left(\frac{M W a}{M W f}\right) \quad (50)$$

onde a é o número de átomos de carbono (C) no combustível, b é o número de átomos de hidrogênio (H), no combustível, α_s é uma constante estequiométrica necessária para equilibrar a equação, MW_a é o peso molecular do ar e MW_f é o peso molecular do combustível. Assumindo o GLP fornecido e substituindo os átomos de C e H equivalentes na Eq. 58. A reação estequiométrica é expressa como:



A relação do ar para uma combustão estequiométrica em massa é:

$$\left(\frac{A}{F}\right)_{est} = 4,76 \cdot 5,45 \cdot \left(\frac{28,85}{48,81}\right) = 15,33 \left[\frac{kg \text{ ar}}{kg \text{ GLP}}\right] \quad (52)$$

$$\left(\frac{A}{F}\right)_{real} = \lambda \cdot 15,33 = \frac{1}{\phi} \cdot 15,33 \left[\frac{kg \text{ ar}}{kg \text{ GLP}}\right] \quad (53)$$

onde, (λ) é o coeficiente de excesso de ar e ϕ é a razão de equivalência a ser aplicado de acordo com o experimento disponível.

Esses parâmetros definem os seguintes regimes de estequiometria da mistura ar-combustível:

Para misturas pobres em combustível: $\phi < 1, \lambda > 1$

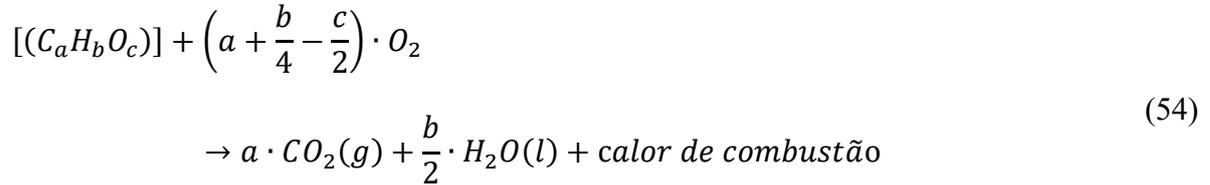
Para misturas estequiométricas: $\phi = 1, \lambda = 1$

Para misturas ricas em combustível: $\phi > 1, \lambda < 1$

3.5 DETERMINAÇÃO DO PCI

Para encontrar o poder calorífico inferior do GLP fornecido o calor de combustão pode ser calculado a partir da entalpia de formação padrão (ΔH_f°) das substâncias envolvidas na reação, dada como valores tabulados ou encontrar os valores de PCI para cada componente e fazer a distribuição de acordo com os percentuais molares de cada constituinte.

Para compostos contendo carbono, hidrogênio e, uma equação geral da reação de combustão completa pode ser desenvolvida da Eq. 58 anterior e será:



Daí, o calor de combustão pode ser calculado a partir do calor padrão de formação de todos os compostos que participam da reação:

$$\begin{aligned}
 \Delta H_C = & -a \cdot [\Delta H_f^0 \cdot (CO_{2,g})] - \left(\frac{b}{2}\right) \cdot [\Delta H_f^0 \cdot (H_2O, l)] + \Delta H_f^0 \cdot (C_a H_b O_c) \\
 & + \left(a + \frac{b}{4} - \frac{c}{2}\right) \cdot [\Delta H_f^0 \cdot (O_{2,g})]
 \end{aligned} \tag{55}$$

$$\begin{aligned}
 \Delta H_C = & (-3,38) \cdot (-393,51) - \left(\frac{1}{2}\right) \cdot 8,25 \cdot (-285,83) + (-81,152) \\
 & + \left(3,38 + \frac{8,25}{4} - \frac{0}{2}\right) \cdot 0
 \end{aligned} \tag{56}$$

$$\Delta H_C = (3,38) \cdot (393,51) - (8,25) \cdot (142,915) - 81,152 = \text{PCS} \tag{57}$$

Para PCI reduz-se do PCS o calor latente da água necessário para liquefazer-se até a temperatura de 25°C. O valor do calor latente da água nesta condição é de 2.442 kJ/kg.

Os valores do Poder Calorífico do GLP calculados com o método descrito acima e, também, com valores encontrados na literatura, levando-se em consideração toda a composição do GLP fornecido, estão entre **45.856,6** e **46.015,9 kJ/kg** e foi adotado um valor de **46.000 kJ/kg** para o experimento e posterior simulação numérica.

3.6 MODELO 0D DE DUAS ZONAS

Os modelos de motor de duas zonas estão intimamente relacionados às equações que foram derivadas do modelo de zona única. Blair (1999) argumenta que o que é apresentado em duas zonas é apenas um modelo de zona única mais preciso, pois é considerado que o modelo de duas zonas divide a zona única em duas: uma zona não queimada e outra zona queimada e, assim, permite uma previsão da transferência de calor e de emissões mais precisas. A “ponte” entre os dois modelos é a curva de fração de massa queimada obtida do modelo de zona única, via função de Wiebe, usada para alimentar o modelo de duas zonas.

Seguindo muitas abordagens de modelos de duas zonas as zonas queimada e não queimada são definidas aqui conforme as hipóteses de Annand, como dois sistemas termodinâmicos abertos que formam em conjunto um sistema termodinâmico fechado coincidente com o volume do cilindro, através dos limites do qual não flui massa ou entalpia. As hipóteses de Annand são descritas na Tabela 4 (BENSON *et al.* 1975).

Os parâmetros físicos para a solução teórica da combustão em duas zonas são apresentados na Figura 6, que ilustra as regiões queimadas e não queimadas (BLAIR 1999).

Tabela 4 - As principais hipóteses propostas por Annand

1. A carga original de combustível é homogênea
2. A pressão é uniforme ao longo do cilindro a qualquer tempo
3. O volume ocupado pela zona de reação da chama é desprezível
4. Os gases queimados estão em equilíbrio termodinâmico pleno
5. Os gases não queimados estão congelados em sua composição original
6. Tanto os gases queimados quanto os não queimados têm calores específicos espacialmente uniformes
7. Não há troca de calor entre a zona queimada e a não queimada

Fonte: Benson *et al.* (1975)

Conforme Blair (1999), assume-se que as pressões nas zonas queimadas e não queimadas são iguais no início e fim de cada passo do cálculo, correspondente a um intervalo do ângulo do virabrequim ($d\theta$). O movimento do pistão altera o volume de $V_{(\theta-1)}$ para $V_{(\theta)}$ nesse período, mudando as condições médias de pressão ($P_{(\theta-1)}$ para $P_{(\theta)}$) e temperatura ($T_{(\theta-1)}$ para $T_{(\theta)}$) no cilindro. A massa total, m_c , permanece constante, mas as massas das zonas não queimada (m_u) e queimada (m_b) variam conforme o incremento da fração de massa

queimada, $(dX_b/d\theta)$, assim as massas queimada e não queimada podem ser definidas de forma discretizada como:

$$m_u(\theta) = m_u(\theta - 1) - \frac{dX_b}{d\theta}(\theta)m_c \quad (\text{Eq.58})$$

$$m_b(\theta) = m_b(\theta - 1) + \frac{dX_b}{d\theta}(\theta)m_c \quad (\text{Eq.59})$$

onde, $\frac{dX_b}{d\theta}(\theta)$ é a mudança instantânea na fração de massa queimada da quantidade da mistura $m_u(\theta - 1)$, e $m_b(\theta - 1)$ são as massas não queimada e queimada a cada ângulo de manivela, respectivamente, m_c é a massa total da mistura do cilindro, que representa a soma das massas de combustível e ar:

$$m_c = m_a + m_f \quad (60)$$

$$m_a = \rho_a V_d \quad (61)$$

$$m_f = \frac{m_a}{AF_c} \quad (62)$$

onde, m_a é a massa de ar contida no cilindro, ρ_a é a densidade do ar, m_f é a massa de combustível e m_c é a massa total contida no cilindro.

Entre as duas zonas o fluxo de massa corresponde à taxa de queima $(dX_b/d\theta)$, e a massa e entalpia que saem de uma são iguais às que entram na outra.

Ao cruzar os limites da zona queimada a massa de reagentes transforma-se instantaneamente em produtos da combustão, convertendo a diferença entre a energia das ligações químicas dos produtos e a dos reagentes em energia térmica. Esta diferença de energia é igual à diferença entre a entalpia de formação dos reagentes e dos produtos da combustão. Para determiná-la é necessário conhecer a composição dos gases de combustão, o que é feito admitindo-se a hipótese de equilíbrio termodinâmico destes gases, justificada pelo fato das reações químicas de combustão serem muito mais rápidas que o deslocamento da frente de chama.

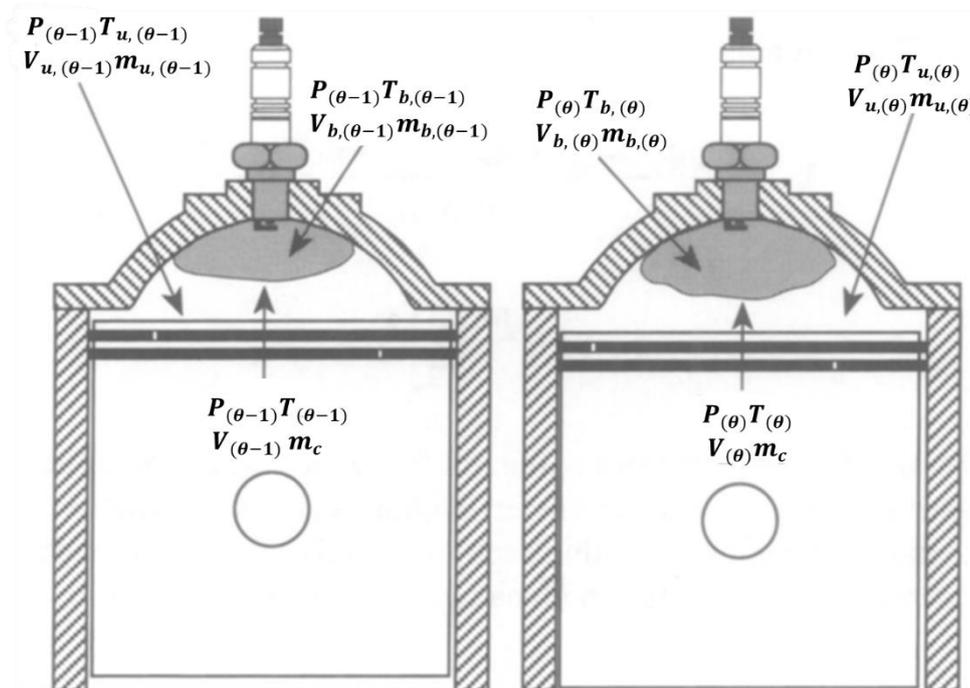
A temperatura inicial da zona queimada é determinada igualando-se a entalpia dos produtos à dos reagentes ao final da compressão, e corresponde à temperatura adiabática de chama à pressão constante. Também teremos as propriedades iniciais da mistura não queimada através das propriedades do combustível e ar. A variação de temperatura é determinada por um balanço de massa e energia, aplicando-se a Primeira Lei da Termodinâmica e a equação de estado dos gases ideais simultaneamente às zonas queimada e não queimada.

Conforme Guezennec & Hamama (1999), a partir da abordagem de fração de massa queimada para uma zona única e perda de calor pelas paredes, conforme descrito na Subseção 3.1, combinando os vários termos apresentados e com alguma manipulação algébrica, a equação de energia aplicada a todo o volume do cilindro pode ser encontrado por:

$$\begin{aligned} \frac{dX_b}{d\theta} m_c \left(\frac{1}{(1+AFc)} PCI + c_{vu} T_u - c_{vb} T_b \right) - m_c (1 - X_b) c_{vu} \frac{dT_u}{d\theta} - \\ m_c X_b c_{vb} \frac{dT_b}{d\theta} - p \frac{dV_u}{d\theta} - p \frac{dV_b}{d\theta} = \left(A_u (h_{c,u} + h_{r,u}) (T_u - T_{parede}) + A_b (h_{c,b} + \right. \\ \left. h_{r,b}) (T_b - T_{parede}) \right) d\theta \end{aligned} \quad (63)$$

onde, os subscritos (*u*) e (*b*) referem-se respectivamente às zonas não queimada e queimada.

Figura 6 - Modelo teórico simples para modelo de combustão de duas zonas



Fonte: Adaptado de Blair (1999)

Usando uma formulação semelhante, uma segunda equação é obtida aplicando a conservação de energia à zona não queimada:

$$m_c \frac{R}{M_u} T_u \frac{dX_b}{d\theta} + m_c c_{vu} (1 - X_b) \frac{dT_u}{d\theta} + p \frac{dV_u}{d\theta} = - \left(A_u (h_{c,u} + h_{r,u}) (T_u - T_{parede}) + A_b (h_{c,b} + h_{r,b}) (T_b - T_{parede}) \right) d\theta - (1 - X_b) T_u \frac{dc_{vu}}{d\theta} \quad (64)$$

onde, M_u e M_b é massa molar do gás da zona não queimada e queimada, respectivamente e $\frac{R}{M_u}$ resulta no coeficiente específico para o gás na temperatura dada na zona não queimada e queimada respectivamente.

Duas equações adicionais são obtidas aplicando-se a lei dos gases ideais para as zonas queimadas e não queimadas na forma diferencial (GUEZENAC & HAMMAMA, 1999):

$$m_c \frac{R}{M_b} T_b \frac{dX_b}{d\theta} + m_c X_b \frac{R}{M_b} (1 - X_b) \frac{dT_u}{d\theta} - p \frac{dV_u}{d\theta} = V_u \frac{dp}{d\theta} \quad (65)$$

$$- \frac{R}{M_u} T_u \frac{dX_b}{d\theta} + \frac{R}{M_u} \frac{dT_b}{d\theta} - p \frac{dV_b}{d\theta} = V_b \frac{dp}{d\theta} \quad (66)$$

A soma do volume das duas zonas é restringida para ser igual ao volume instantâneo total do cilindro:

$$\frac{dV_u}{d\theta} + \frac{dV_b}{d\theta} = \frac{dV_{total}}{d\theta} \quad (67)$$

Guezennec & Hamama (1999) construíram e resolveram um sistema de equação com as 5 equações acima. Blair (1999), sugeriu que fazendo suposições de que o processo na zona não queimada é adiabático, pois uma maneira alternativa de afirmar uma suposição adiabática é que a zona não queimada está ganhando tanto calor da zona queimada quanto está perdendo para as superfícies do cilindro e da coroa do pistão.

Por outro lado, Blair, (1999) sugere usar as relações politrópicas e um traço de pressão conhecido para calcular os volumes não queimados e queimados. O volume não queimado é definido como:

$$V_u(\theta) = \left(\frac{m_u(\theta)V_u(\theta - 1)}{m_u(\theta - 1)} \right) \left(\frac{P(\theta)}{P(\theta - 1)} \right)^{\left(\frac{1}{\gamma_u(\theta)} \right)} \quad (68)$$

onde, $\gamma_u(\theta)$ é a razão de calor específico instantâneo da região não queimada, que pode ser calculado usando a Eq. 42. Com o volume não queimado definido, o volume queimado é determinado usando a Eq. 67, acima.

Foi afirmado anteriormente que os modelos de duas zonas dividem o modelo de zona única. Em ordem para que o modelo de duas zonas funcione, a suposição de gás ideal deve continuar para cada zona constituinte, onde as temperaturas queimada e não queimada são definidas como:

$$T_b(\theta) = \frac{P(\theta)V_b(\theta)}{m_b(\theta) \frac{R}{M_b}(\theta)} \quad (69)$$

$$T_u(\theta) = \frac{P(\theta)V_u(\theta)}{m_u(\theta) \frac{R}{M_u}(\theta)} \quad (70)$$

onde, $P(\theta)$ é a pressão aparente instantânea e $\frac{R}{M_u}(\theta)$ é a constante instantânea gás específico do fluido.

Depois de calcular as propriedades geométricas e de fluido de duas zonas, o calor instantâneo da área de transferência deve ser dividido em regiões não queimadas e regiões queimadas. De acordo com Rakopoulos & Michos (2008), as áreas não queimadas e queimadas são definidas como:

$$A_u(\theta) = A(\theta) \left(1 - (X_b(\theta))^{\frac{1}{2}} \right) \quad (71)$$

$$A_b(\theta) = A(\theta) \left(\frac{X_b(\theta)}{(X_b(\theta))^{\frac{1}{2}}} \right) \quad (72)$$

onde, $X_b(\theta)$ é a fração de massa instantânea queimada e $A(\theta)$ é a área total, instantânea de transferência de calor, que é calculada a partir da geometria do motor para cada ângulo de virabrequim, demonstrado pelas Eq. 4 e 5.

Com áreas de transferência de calor atualizadas, o método de Annand pode então ser refinado, prevendo assim a transferência geral de calor com mais precisão. A temperatura da zona queimada pode também ser usada para as previsões de emissões descritas nas seções subsequentes.

3.7 MODELO DE SIMULAÇÃO DO MCI NO MATLAB

Para modelagem do motor foi escolhida a ferramenta de cálculo MATLAB. Existem ferramentas de simulação especializadas, como o GT Suite ou Kiva, porém vários autores reconhecem que seria mais simples utilizar linguagens de programação FORTRAN, C++ ou MATLAB, relatando que um modelo utilizando esta ferramenta tem capacidade de corresponder com facilidade os dados de desempenho de diversas aplicações de motores de combustão interna (CUDDIHY & BEYERLEN 2014; WHITE, 2016).

A maior parte do modelo MATLAB foi configurada através do uso de scripts baseados nos trabalhos de Klein (2004), Cuddihy & Beyerlen (2014), Ferguson & Kirkpatrick (2016), White (2016), Heywood (2018) e Gürbüz & Köse (2020).

Para que o modelo do motor alcançasse maior simplicidade foi realizado apenas um *script*. No Apêndice E são encontrados os *prints* deste *script*. A Figura 7 mostra a ordem de cálculo que foi feita para o modelo de motor com o Matlab.

O *script* foi iniciado com os dados de entrada conhecidos do motor MWM 6.12 TCA de seis cilindros a GLP, tais como o diâmetro do cilindro, curso, comprimento de biela, número de cilindros, taxa de compressão e entradas de combustível. Este motor faz parte do GMG de 95 KVA, modelo LPG95. Em seguida características de funcionamento do motor, como a duração da queima da combustão, avanço de ignição, tempo de abertura e fechamento das válvulas de admissão e escape também foram informadas. A descrição das entradas do motor e demais dados do ar e do combustível necessários para simulação estão na Tabela 5.

Estas características de entrada serviram para determinar as grandezas geométricas do motor como área da seção transversal do pistão, volume deslocado no cilindro, volume da câmara de combustão e área de parede para cálculo das perdas por transmissão de calor. As perdas por atrito foram modeladas em função da velocidade do curso do motor e da eficiência volumétrica, esta última em função da carga, que simula abertura da borboleta e pressão do turbo.

A abertura e o fechamento das válvulas de admissão e escape foram assumidos como instantâneos; ou seja, a dinâmica do gás e o perfil de elevação da válvula não foram

considerados. Após o fechamento da válvula de admissão, o modelo assumiu um pico instantâneo na pressão interna do cilindro (compressão) e com a abertura da válvula de escape, o modelo assumiu uma liberação instantânea de gases de combustão, reduzindo o valor da pressão para o valor atmosférico (exaustão). Sobre aqueles graus do ângulo de manivela após o fechamento da válvula de admissão e antes da abertura da válvula de escape, cálculos de duas zonas, como as massas queimadas e não queimadas, volumes, temperaturas e áreas foram calculados, usando propriedades térmicas ao longo dos ângulos de virabrequim. Os cálculos de duas zonas usaram saídas dos cálculos de zona única, como a evolução da pressão e temperatura do gás preso no volume do cilindro e a fração de massa queimada.

A utilização de pré-alocação de vetores (inicialização com zeros) melhorou a eficiência do *script* MATLAB e impediu que o programa redimensionasse vetores entre iterações, reduzindo assim o tempo de computação. A atualização das propriedades dos gases entre iterações permitiu previsões mais precisas, aumentando assim a precisão do modelo.

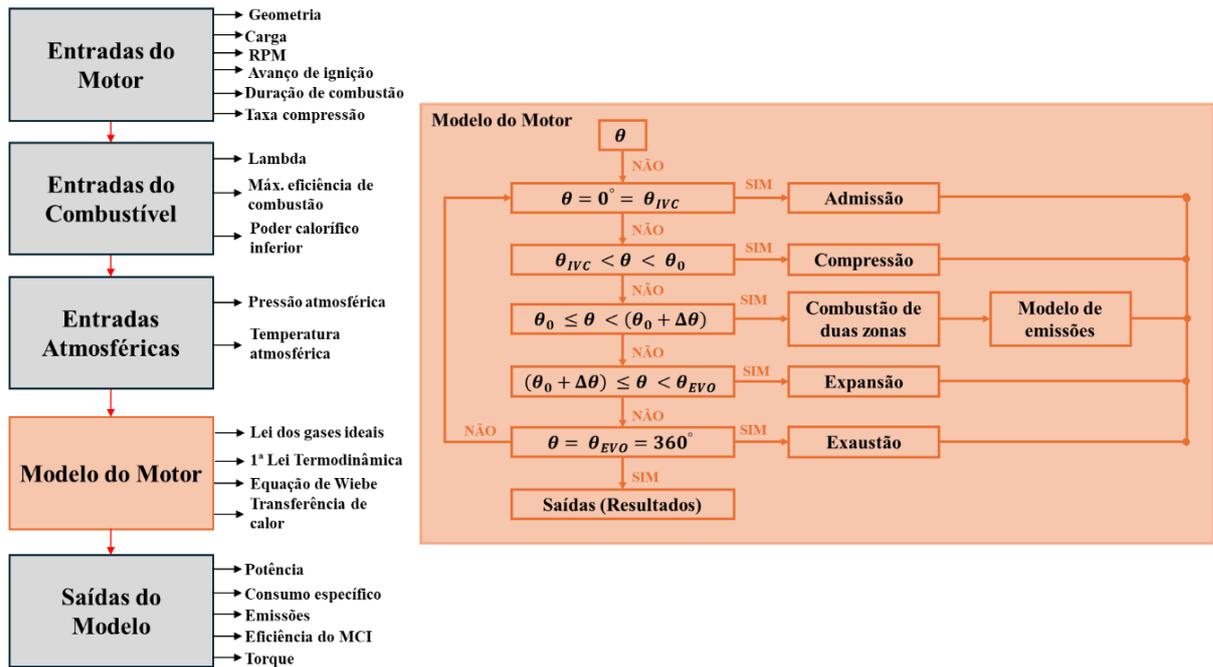
Por fim, gráficos de performance foram gerados para validar pressão e temperatura do cilindro, além de otimização de taxa de compressão e estudos paramétricos de misturas GLP+H₂ e GN+H₂.

Tabela 5 - Dados de entrada necessários para os cálculos da simulação

Parâmetro	Nome na rotina de cálculo
Carga sobre ar do Motor (Turbo alimentação)	Load
Rotação [rpm]	RPM
Curso do Motor [m]	L
Diâmetro do cilindro do Motor [m]	B
Comprimento da Biela do Motor [m]	l
Número de Cilindros [sem unidade]	N_cyl
Taxa de Compressão [sem unidade]	C_r
Número de Revoluções por Curso de Potência	N_r
Duração da Queima de Combustão [graus]	Theta_b
Ângulo de Manivela no Início da Combustão [graus]	Theta_0
Tempo [graus] quando a válvula de admissão fecha	IVC
Tempo [graus] quando a válvula de escape abre	EVO
Relação Estequiométrica Teórica de Ar / Combustível	AF_ratio_stoich
Coeficiente de Excesso de Ar	lambda
Poder calorífico inferior da mistura de combustível [J/kg]	LHV
Pressão atmosférica do ar [Pa] do local	P_atm
Constante do ar [J/kg-K]	R
Máxima eficiência do combustível	eta_combmax
Relação poder calorífico (valor inicial) cv/cp	gamma
Temperatura de parede do cilindro [K]	T_w

Fonte: elaborado pelo próprio autor.

Figura 7 - Sequência de entrada e saídas do modelo dentro do script do Matlab



Fonte: elaborado pelo próprio autor.

4. EMISSÕES: MECANISMOS, TÉCNICAS E MODELOS DE PREVISÃO

4.1 MECANISMOS DE FORMAÇÃO DE NO

Os elementos óxido nítrico (NO) e dióxido de nitrogênio (NO₂) são usualmente agrupados como NO_x. Porém, a produção de óxido nítrico é predominante em motores com ignição por centelha (Heywood, 2018), correspondendo a cerca de 90% do total de NO_x. Assim neste trabalho, os resultados apresentados para NO serão representativos para NO_x. Heywood (2018) menciona que o NO_x se forma nas regiões de altas temperaturas atrás da frente de chama e quanto maior a temperatura, maior a sua formação.

A partir de um combustível isento de nitrogênio, a formação de NO em motores de ignição por centelha (SI), pode ser atribuída a quatro mecanismos principais (BLAIR, 1999; RAINE, 1995; TURNS, 2013):

1. Mecanismo de Zeldovich.
2. Mecanismo imediato.
3. O mecanismo intermediário.
4. O mecanismo NNH.

À medida que a relação ar-combustível e as características operacionais do motor mudam, diferentes mecanismos podem tornar-se, portanto, mais ou menos importantes.

O mecanismo de Zeldovich ou NO térmico é composto pelas seguintes equações:



Pode ser visto nas Eq. 73 a 75 que das duas espécies NO_x (NO e NO₂), apenas NO é contida nas reações elementares. Isso ocorre porque NO é normalmente o óxido de nitrogênio mais dominante formado durante a combustão de SI e a oxidação adicional de NO normalmente leva a NO₂ no ambiente (HEYWOOD, 2018).

O mecanismo imediato é formado por reações entre os radicais N₂ e HC e é importante sob condições operacionais ricas em combustível (TURNS, 2013; HILL, 2000). Verificou-se que o mecanismo imediato só é significativo em cenários como a difusão do carvão (HILL, 2000).

O mecanismo intermediário N_2O é importante sob condições de baixa temperatura e envolve a colisão entre hidrogênio (H) e oxigênio (O) radicais livres e N_2O , formando assim NO.

Por último, o mecanismo NNH é uma reação entre NNH e radicais livres de oxigênio (O). Supõe-se que este mecanismo seja importante em baixas pressões e temperaturas (TURNES, 2013), e será ignorado para efeitos deste modelo.

4.2 MECANISMOS DE FORMAÇÃO DE CO

O monóxido de carbono (CO) aparece no escapamento de motores em combustões ricas em combustível, uma vez que não há oxigênio suficiente para converter todo o carbono do combustível em dióxido de carbono. Outra fonte de CO é a dissociação do CO_2 em altas temperaturas de combustão, que ocorre também em combustões pobres. As emissões de monóxido de carbono (CO) de motores de combustão interna são controladas principalmente pela razão relativa ar/combustível ou razão de equivalência combustível/ar.

O processo de formação de monóxido de carbono é dado por (HEYWOOD, 2018):



onde, R denota um radical de hidrocarboneto. O CO formado no processo de combustão por este caminho é então oxidado para CO_2 .

A formação e destruição do CO é uma via de reação principal na combustão de hidrocarbonetos, que consiste essencialmente na quebra do combustível de hidrocarboneto em monóxido de carbono e, em seguida, na oxidação do monóxido de carbono em dióxido de carbono (FERGUNSON & KIRKPATRICK, 2016), que pode ser resumido por (HEYWOOD, 2018):



A constante de velocidade para esta reação é (HEYWOOD, 2016)

$$k_{CO}^+ = 6,76 \times \frac{10^{10} \exp\left(\frac{T}{1102}\right) \text{ cm}^3}{\text{gmol}} \quad (78)$$

4.3 MODELAGEM DE EMISSÕES POR EQUILÍBRIO QUÍMICO

Segundo Heywood (2018), é geralmente assumido que nos produtos de combustão pós-chama em um motor de ignição por faísca, em condições próximas às temperaturas de pico do ciclo (2500 a 2800 K) e pressões (15 a 40 atm), o sistema carbono-oxigênio-hidrogênio é equilibrado.

Na combustão a altas temperaturas as espécies majoritárias dissociam-se, produzindo inúmeras espécies químicas minoritárias. Sob algumas condições, aquelas espécies químicas normalmente denominadas de minoritárias podem de fato estar presentes em grandes concentrações. Por exemplo, os produtos da combustão ideal de um hidrocarboneto com ar são CO_2 , H_2O , O_2 e N_2 . A dissociação dessas espécies químicas e as reações entre os produtos de dissociação resultam nas espécies químicas H_2 , OH , CO , H , O , N , NO e provavelmente muitas outras (TURNS, 2013).

Existem vários procedimentos para o cálculo da composição de equilíbrio, porém neste trabalho será dado enfoque no uso das constantes de equilíbrio utilizando a técnica de combustão de equilíbrio químico primeiramente disponibilizada por Olikara & Borman (1975) e demonstrada em Ferguson & Kirkpatrick (2016), aos produtos da fase gasosa da combustão de hidrocarbonetos.

4.4 MECANISMOS DE FORMAÇÃO DE HC

A formação de emissões de HC é altamente dinâmica e influenciada por diversos fatores. Dos principais mecanismos de formação de emissões de HC, a maioria dos investigadores concentrou-se em (TURNS, 2013):

- a. Extinção de chama devido a fendas no cilindro.
- b. Absorção e dessorção da camada de óleo.
- c. Acumulação de combustível líquido.
- d. Vazamento na válvula de escape.
- e. Acumulação em depósitos no motor.

Cerca de 9% do combustível fornecido a um motor de ignição por faísca não é queimado durante a fase normal de combustão do curso de expansão. Existem vias adicionais que consomem 7% dos hidrocarbonetos durante os outros três cursos do motor SI de quatro tempos

de modo que cerca de 2% do combustível não queimado restante sairá com o escapamento (FERGUNSON & KIRCKPATRICK, 2016).

Em termos percentuais, conforme listado na Tabela 6, acredita-se que seis mecanismos principais sejam responsáveis pelas vias alternativas de oxidação e pelo aparecimento de exaustão de hidrocarbonetos: (1) fendas, (2) camadas de óleo, (3) depósitos de carbono, (4) combustível líquido, (5) extinção de chama na parede do cilindro e (6) vazamento da válvula de escape (MIN & CHENG, 1995).

O mecanismo de fenda é o mais significativo, responsável por cerca de 38% das emissões de hidrocarbonetos.

Tabela 6 - Fontes de emissões de hidrocarbonetos

Fontes	% Emissões HC
Fendas	38
Camadas de óleo	16
Depósitos	16
Combustível líquido	20
Material particulado	5
Extinção de chama	5
Total	100

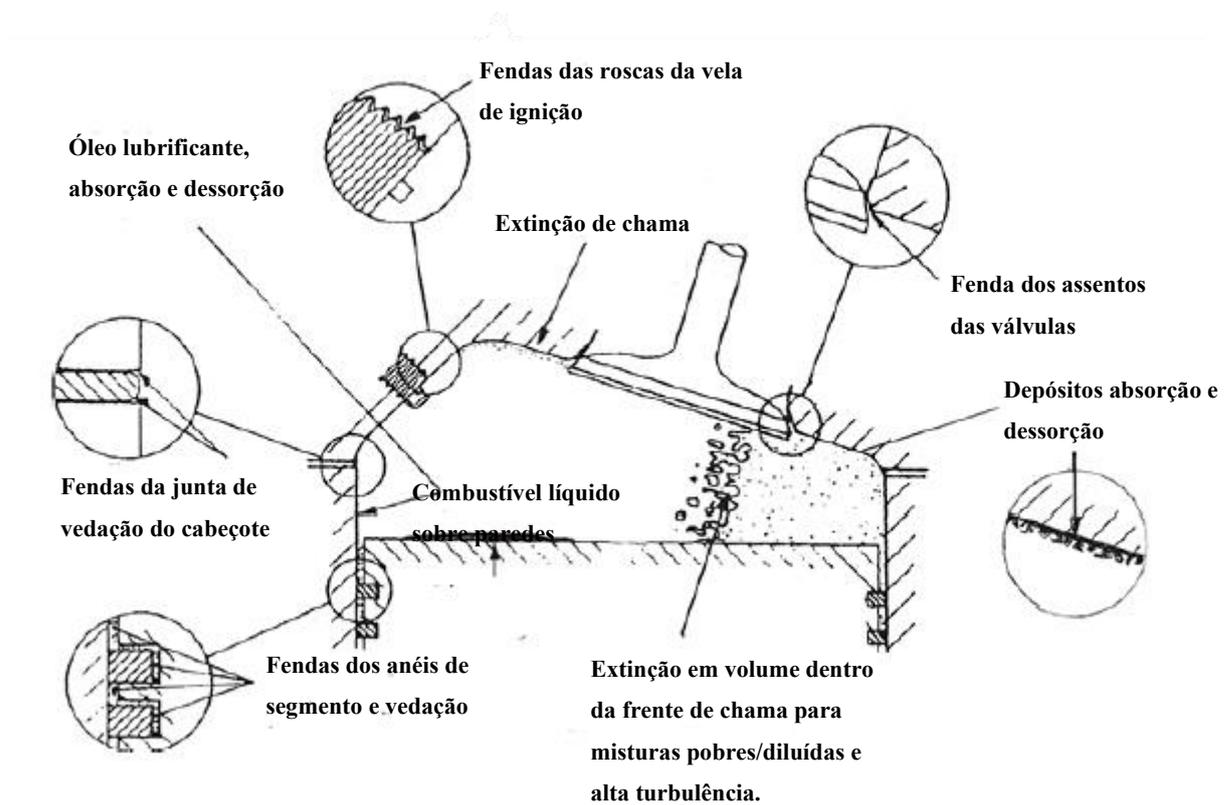
Fonte: Ferguson & Kirkpatrick (2016, apud MIN & CHENG, 1995)

As emissões de HC formam-se em fendas através do mecanismo de extinção de chama. Para que a propagação da chama ocorra, é necessário um espaço mínimo para que a chama possa se espalhar. Se a chama passar por um espaço menor, ela se extingue. Fendas ocorrem ao redor do pistão, na junta do cabeçote, na vela de ignição e nos assentos de válvula, representando cerca de 1 a 2% do volume de folga. A maior fenda é a região da fenda do anel do pistão-camisa. Durante a compressão e os estágios iniciais da combustão, a pressão do cilindro aumenta, forçando uma pequena fração da mistura de combustível-ar para as fendas. As temperaturas da fenda são aproximadamente iguais às temperaturas da parede resfriada, então a densidade da mistura de combustível-ar nas fendas é maior do que no cilindro. Quando a pressão do cilindro diminui durante a última parte do curso de expansão, os gases de fenda não queimados fluem de volta para o cilindro e contribuem para as emissões de hidrocarbonetos (FERGUNSON & KIRKPATRICK, 2016).

Supondo um motor totalmente aquecido, a fenda do anel do pistão superior e a cavidade do anel do pistão servem como os locais mais importantes de formação de emissões de HC

(TINAUT, MELGAR, HORRILLO, 1999; HAMRIN & HEYWOOD, 1995; MIN & CHENG, 1995; ALKIDAS, 1999; FERGUNSON & KIRKPATRICK, 2016). A Figura 8 mostra os detalhes dos diferentes locais de fendas e sua relação com a combustão.

Figura 8 - Fontes de perdas em fendas de HC



Fonte: adaptado de Heywood (2018)

A parte superior é a porção do pistão acima do anel do pistão superior e o volume entre pistão e parede do cilindro acima do anel superior do pistão e qualquer outro volume no qual a têmpera pode ocorrer no topo do pistão compreendendo o volume da fenda superior. Após a formação de fendas, as camadas de óleo e os depósitos do motor contribuem em segundo lugar em relação às emissões de HC fora do motor. Foi encontrado um modelo físico representando a formação da camada de óleo proposto por Hamrin & Heywood (1995), que será detalhado mais à frente. Não foi encontrado um modelo para depósitos de óleo no motor.

Heywood (2018) descreveu as emissões de HC das camadas de óleo como um processo de absorção e dessorção. Ele teorizou que o vapor de combustível foi absorvido pela película de óleo nas paredes do cilindro durante a admissão e ciclos de compressão e, à medida que o filme ficou saturado, o vapor do combustível continuou a ser absorvido devido ao aumento da pressão de vapor. Durante e após a combustão uma concentração de vapor de combustível fica

em rápida diminuição e o desequilíbrio nas concentrações causa, então, a dessorção da camada de óleo.

Durante os períodos de partida e aquecimento, a extinção de combustível nas paredes do cilindro, vazamentos de gases de escape pelas válvulas e formação de combustível líquido tornam-se cada vez mais importantes (FERGUNSON & KIRKPATRICK, 2016). Durante a combustão totalmente aquecida a extinção de combustível nas paredes do cilindro, a formação de combustível líquido e o vazamento da válvula de escape contribuem apenas em pequenas quantidades para as emissões do motor devido à combustão secundária e ao fato de que esses mecanismos ocorrem durante a admissão, ou início do ciclo. Portanto, esses mecanismos foram negligenciados para fins deste modelo.

4.5 TÉCNICAS DE MODELAGEM DE HC

Os modelos iniciais de fendas HC utilizaram equações empíricas juntamente com as conhecidas equações de volumes de fendas para prever a porcentagem de combustível não queimado que escapava ao processo de combustão. Hamrin & Heywood (1995) assumiram uma temperatura de fenda equivalente à do refrigerante e foram capazes de modelar a massa de HC que escapava da combustão em função da pressão de pico do cilindro, fração de gás residual, recirculação de gases de escape e geometria do motor.

Outros pesquisadores optaram por modelar as emissões de HC em função das zonas da câmara de combustão. Tinaut, Melgar, Horrillo (1999) trataram cada volume de fenda como uma zona queimada e não queimada. Eles então modelaram as emissões de HC em função das taxas de fluxo de massa e da conservação de energia entre essas zonas. Com múltiplas zonas e equações adicionais, este método estava além do escopo de um modelo básico de previsão de emissões de HC.

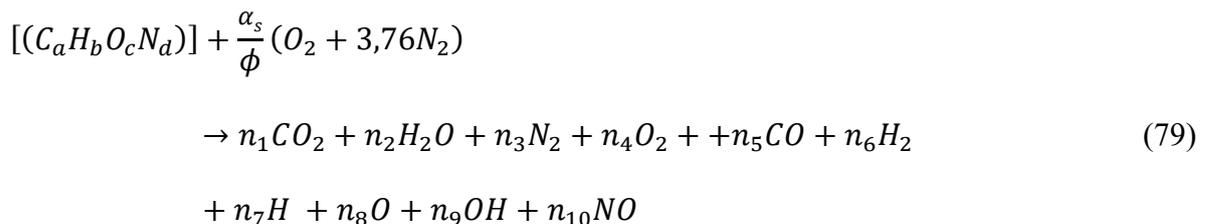
Ao modelar a absorção e dessorção de óleo e os efeitos do combustível líquido, os pesquisadores utilizaram numerosas equações empíricas para prever as contribuições efetivas das emissões. Hamrin & Heywood (1995) reconheceram que os efeitos do combustível líquido eram altamente dependentes do design do injetor e da temperatura ambiente e, portanto, optaram por negligenciar esses efeitos na previsão de emissões. Eles assumiram um tempo de difusão característico que era adequadamente menor que a velocidade característica do motor (HEYWOOD, 2018), e usaram a lei de Henry e as propriedades do fluido de óleo do motor para estimar a fração de absorção e dessorção de HC.

Após preverem a porcentagem de combustível que não chegou à combustão, a maioria dos pesquisadores calculou a oxidação pós-chama. Hamrin & Heywood (1995) usaram equações empíricas baseadas em dados experimentais para prever a fração de oxidação na exaustão, modificando-as conforme o avanço da faísca e a mudança na rotação do motor devido ao EGR. Ao combinar várias equações ajustadas à curva e incorporando os avanços de faísca equivalentes e mudanças nas velocidades do motor, eles foram capazes de prever a porcentagem de oxidação pós-combustão do HC. Outros métodos de previsão de oxidação pós-chama consideraram os efeitos do fluido térmico na exaustão. Tinaut, Melgar, Horrillo (1999) modelaram a temperatura dos gases de exaustão em função das perdas na parede através do tubo de escape. Eles trataram os gases de escape como um fluido em trânsito e calcularam a temperatura deste gás e, assim, encontraram o fluxo de calor entre o gás e o tubo de escapamento, em relação às propriedades geométricas e fluidas. O tempo de residência de cada zona foi então modelado em relação ao comprimento do tubo de escape e à velocidade de cada zona; isso levou a uma equação que foi ajustada aos dados experimentais usando um multiplicador constante.

Neste trabalho, para a previsão de emissões, foi escolhida uma metodologia que emprega as expressões das constantes de equilíbrio das reações escolhidas e os balanços de átomos para os componentes, gerando um sistema de equações não-lineares que é resolvido por métodos numéricos. Para o caso específico das emissões do HC, que não conseguem ser modeladas por equilíbrio químico, foi adicionado um modelo a partir de Hamrin & Heywood (1995), que foi acoplado à rotina de simulação do MCI.

4.6 MODELO DE EMISSÕES POR EQUILÍBRIO QUÍMICO

A partir da Eq. 48, pode-se ter uma extensão do alcance de produtos da combustão e resulta na seguinte reação (HEYWOOD, 2018):



onde:

n_i : coeficientes numéricos das espécies químicas na reação.

$C_aH_bO_cN_d$: combustível de fórmula mínima genérica com coeficientes a, b, c, d .

O balanço atômico gera as 4 equações a seguir:

$$C : a = (y_1 + y_5)N_{mols} \quad (80)$$

$$H : b = (2y_2 + 2y_6 + y_7 + y_9)N_{mols} \quad (81)$$

$$O : c + \frac{2\alpha_s}{\phi} = (2y_1 + y_2 + 2y_4 + y_5 + y_8 + y_9 + y_{10})N_{mols} \quad (82)$$

$$N : d + \frac{7,52\alpha_s}{\phi} = (2y_3 + y_{10})N_{mols} \quad (83)$$

onde N_{mols} é o número total de mols e y_i : fração molar de cada espécie no sistema (y_i / N_{mols}). Por definição, as frações molares somam 1:

$$\sum_{i=1}^{10} y_i = 1 \quad (84)$$

A partir dessas equações, três constantes são definidas:

$$d_1 = \frac{b}{a} \quad (85)$$

$$d_2 = \frac{c}{a} + 2\frac{\alpha_s}{\phi} \quad (86)$$

$$d_3 = \frac{d}{a} + \frac{7,52\alpha_s}{\phi a} \quad (87)$$

Após a substituição nas equações de balanço atômico, e com algum rearranjo, tem-se:

$$2y_2 + 2y_6 + y_7 + y_9 + d_1y_1 - d_1y_5 = 0 \quad (88)$$

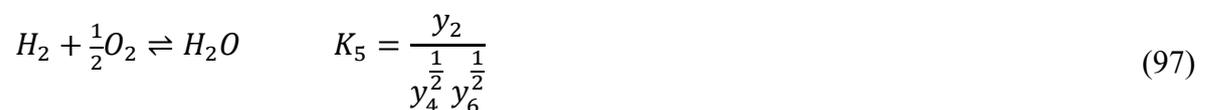
$$2y_1 + y_2 + 2y_4 + y_5 + y_8 + y_9 + y_{10} + d_2y_1 - d_2y_5 = 0 \quad (89)$$

$$2y_3 + y_{10} + d_2y_1 - d_2y_5 = 0 \quad (90)$$

$$2y_3 + y_{10} + d_2y_1 - d_2y_5 = 0 \quad (91)$$

$$\sum y_i = 1 \quad (92)$$

Agora introduz-se seis reações de equilíbrio em fase gasosa. Essas reações incluem a dissociação de hidrogênio, oxigênio, água e dióxido de carbono, e a formação de OH e NO:





A unidade de pressão nas seis equações acima é em unidades de atmosferas (atm).

Observa-se que a reação de deslocamento água-gás, é representada pelas duas últimas equações de reação para K_5 e K_6 . Olikara & Borman (1975) ajustaram a curva das constantes de equilíbrio $K_i(T)$ aos dados da Tabela JANAF para o intervalo de temperatura $600 < T > 4000$ K. Suas expressões são da forma:

$$\log_{10}K_i(T) = A_i \ln\left(\frac{T}{100}\right) + \frac{B_i}{T} + C_i + D_i T + E_i T^2 \quad (99)$$

onde, T está em Kelvin. Os coeficientes de ajuste de curva da constante de equilíbrio K_i estão listados na Tabela 7:

Tabela 7 - Coeficientes de ajuste de curva da constante de equilíbrio K_i

K_i	A_i	B_i	C_i	D_i	E_i
K_1	+0.432168E + 00	-0.112464E + 05	+0.267269E + 01	-0.745744E - 04	+0.242484E - 08
K_2	+0.310805E + 00	-0.129540E + 05	+0.321779E + 01	-0.738336E - 04	+0.344645E - 08
K_3	-0.141784E + 00	-0.213308E + 04	+0.853461E + 00	+0.355015E - 04	-0.310227E - 08
K_4	+0.150879E - 01	-0.470959E + 04	+0.646096E + 00	+0.272805E - 05	-0.154444E - 08
K_5	-0.752364E + 00	+0.124210E + 05	-0.260286E + 01	+0.259556E - 03	-0.162687E - 07
K_6	-0.415302E - 02	+0.148627E + 05	-0.475746E + 01	+0.124699E - 03	-0.900227E - 08

Fonte: Ferguson & Kirkpatrick (2016)

Dada a pressão P , a temperatura T e a razão de equivalência ϕ , as Eq. 85 a 87 e Eq. 93 a 98 produzirão onze equações para onze incógnitas: as dez frações molares desconhecidas y_i e os mols desconhecidos do produto total N , os quais são resolvidos pelo método de Newton-Raphson.

4.7 MODELO DE EMISSÕES DE NO

Como visto, as reações nas Equações 73 a 75 são governadas pelo mecanismo geral de Zeldovich (TURNES, 2013). O mecanismo geral de Zeldovich domina na combustão em alta temperatura e pode ser expandido para calcular um perfil teórico de NO. Um esboço completo

da expansão do mecanismo Zeldovich pode ser visto em Turns, (2013), porém é possível expressar aqui as reações elementares aplicadas (BLAIR, 1999; TURNS, 2013):



onde, k_i representa o coeficiente da taxa de reação, o subscrito f representa uma concentração de equilíbrio de reação direta em cada reação química constituinte. Reorganizando as expressões (100) e (101) acima tem-se:

$$\frac{d[NO]}{dt} = k_{1f} \cdot [O] \cdot [N_2] + k_{2f}[N] \cdot [O_2] \quad (102)$$

$$\frac{d[N]}{dt} = k_{1f} \cdot [O] \cdot [N_2] - k_{2f}[N] \cdot [O_2] \quad (103)$$

onde, $[i]$ representa a respectiva concentração do constituinte. Ao assumir que a mudança na concentração de nitrogênio ao longo do tempo é zero, as reações 100 e 101 são desacopladas, permitindo assim que a concentração de NO em função do tempo e o termo resultante é expresso como (TURNS, 2013):

$$\frac{d[NO]}{dt} = 2k_{1f} \cdot [N_2]_e \cdot [O_2]_e \quad (104)$$

onde o subscrito e representa uma concentração de equilíbrio.

De acordo com Turns (2013), o coeficiente da taxa de reação direta flutua em função da temperatura da câmara de combustão e é definida como:

$$k_{1f} \left(\frac{cm^3}{gmol \cdot s} \right) = (1,82 \times 10^{14}) \cdot \exp \left(- \frac{38.370}{T_b(K)} \right) \quad (105)$$

onde, a temperatura de entrada T_b é a temperatura do gás queimado, em (K). A concentração de equilíbrio do oxigênio é definida como:

$$[O]_e = \frac{K_0 [O_2]_e^{\frac{1}{2}}}{(R_u T)^{\frac{1}{2}}} \quad (106)$$

onde, R_u é a constante universal do gás e K_0 é definida como (HEYWOOD, 2018):

$$K_0 \left(Pa^{\frac{1}{2}} \right) = 3,6 \times 10^3 \cdot \exp \left(-\frac{31.090}{T} \right) \cdot (101.325)^{\frac{1}{2}} \quad (107)$$

que é a constante de equilíbrio para a reação $\frac{1}{2} O_2 \leftrightarrow O$.

4.8 MODELO DAS EMISSÕES DE HC

Na modelagem das emissões de HC, a temperatura dos gases contidos nas fendas pode ser considerada equivalente à do fluido refrigerante das camisas. A massa dos gases de fenda é definida como (HAMRIN & HEYWOOD, 1995):

$$m_{crevice} = \frac{p \cdot V_{crevice} \cdot MW_{gas}}{R \cdot T_{coolant}} \quad (108)$$

onde, $V_{crevice}$ é o volume da fenda, MW_{gas} é o peso molecular do gás de fenda, R é a constante universal do gás, e $RT_{coolant}$ é a temperatura do fluido de arrefecimento. A massa total da fenda coincide com a pressão do cilindro, portanto um pico na massa da fenda pode ser encontrado pelo pico de pressão no cilindro.

Os gases de fenda podem ser divididos em gases não queimados e vapor de combustível, que são definidos em forma de fração como (HAMRIN & HEYWOOD, 1995):

$$f_{unburned} = (1 - x_r - EGR) \quad (109)$$

$$f_{vapor} = \frac{1}{1 + AF_{ac}} \quad (110)$$

onde, x_r está a fração de gás residual, AF_{ac} é a fração ar combustível real e EGR é a fração dos gases recirculados do escape.

Hamrin & Heywood (1995) sugeriram usar um fator de modificação para o deslocamento da vela em relação ao eixo central do cilindro, porque as velas montadas na lateral demonstraram afetar a fração de gases não queimados e queimados dentro das fendas. Esse fator de modificação é definido como (HAMRIN & HEYWOOD, 1995):

$$f_{mod} = \left(1 - 0,858 \cdot \left(\frac{d_{plug}[m]}{B [m]} \right) \right) \quad (111)$$

onde, d_{plug} é a distância de deslocamento da vela de ignição em relação ao eixo central do cilindro, e B é o diâmetro do cilindro. Como se pode ver, este termo torna-se unidade quando a vela é centralizada.

Combinando as Equações 120 a 123 com parâmetros conhecidos do motor, as emissões das fendas são definidas como (HAMRIN & HEYWOOD, 1995):

$$SF_{crevice} = 5443 \left(\frac{P_{peak}}{IMEP} \right) \left(\frac{V_{crevice}}{\left(\frac{V_d}{N_{cyl}} \right)} \right) \left(\frac{1}{T_{coolant}[K]} \right) (f_{unburned})(f_{vapor})(f_{mod}) \quad (112)$$

onde, $SF_{crevice}$ são as emissões das fendas, P_{peak} é a pressão máxima do cilindro, MEP é a pressão efetiva média indicada, N_{cyl} é o número de cilindros.

Ao prever a formação de emissões de HC devido à absorção e dessorção da camada de óleo, o primeiro passo é quantificar a camada residual de óleo na parede do cilindro, que é expressa como:

$$m_{oil} = \rho_{oil} \cdot \pi \cdot \delta_{oil} \cdot BS \quad (113)$$

onde, m_{oil} é a massa do filme de óleo, ρ_{oil} é a densidade da película de óleo, e δ_{oil} a espessura do filme de óleo.

Hamrin & Heywood, (1995) sugeriram o uso de densidade constante ($\rho_{oil} \sim 900 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$) e o valor da espessura constante da camada de óleo de ($\delta_{oil} \sim 3 \left[\frac{\mu}{m} \right]$).

A fração molar do combustível absorvido na película de óleo na parede da camisa do cilindro pode ser previsto usando a lei de Henry:

$$x_{fuel} = \frac{P_{fuel}}{H} \quad (114)$$

onde, x_{fuel} é a fração molar absorvida do combustível, P_{fuel} é a pressão parcial do combustível absorvido, e H é a constante de Henry. Hamrin & Heywood (1995) sugeriram usar o relacionamento:

$$\bar{H} = H \cdot \left(\frac{MW_{oil}}{MW_{fuel}} \right) \sim 10^{0,0082 \cdot T_{oil} [K]} \quad (115)$$

onde, MW_{oil} é o peso molecular do óleo, MW_{fuel} é o peso molecular do combustível, e T_{oil} é a temperatura do óleo.

Para efeitos deste modelo, a temperatura do óleo foi considerada equivalente à temperatura do líquido refrigerante. Usando a lei de Henry e a massa da película de óleo residual, a massa de HC não queimado é definida como:

$$m_{HC} = p \cdot \left(\frac{1}{AF_{ac}} \right) \cdot \left(\frac{MW_{air}}{MW_{HC}} \right) \cdot \left(\frac{MW_{HC}}{MW_{oil} \cdot H} \right) \cdot m_{oil} \quad (116)$$

onde, MW_{air} é o peso molecular do ar, e MW_{HC} é o peso molecular do HC absorvido.

Com a massa de HC não queimado dependente da pressão do gás, é óbvio que uma pressão máxima produziria a percentagem mais elevada de emissões de HC não queimadas.

Hamrin & Heywood (1995), sugeriram usar uma pressão média entre a entrada e condições de pico:

$$p[atm] = \frac{p_{inlet}[atm] + p_{inlet}[atm] \cdot R_c^\gamma}{2} \quad (117)$$

onde $p_{inlet}[atm]$ é a pressão de entrada, R_c é a taxa de compressão e γ é a taxa de calor específico.

Ao definir a pressão de entrada, Hamrin & Heywood, (1995), desenvolveram uma equação ajustada definida como:

$$p_{inlet}[atm] = 0,09875 + 0300986 \cdot IMEP[kPa] \quad (118)$$

onde, a pressão de entrada é ajustada em relação ao tempo de ignição, temperatura e outros fatores operacionais.

Combinando as equações definidas anteriores, o índice de emissões de HC não queimado é expresso como:

$$SF_{wall} = 63024 \left(\frac{1}{IMEP[kPa]} \right) \left(\frac{1}{AF_{ac}(10^{0,0082 \cdot T_{oil}[K]}) \cdot B[m]} \right) \left(\frac{p_{inlet}[atm] + p_{inlet}[atm] \cdot R_c^\gamma}{2} \right) \quad (119)$$

onde, o $IMEP[kPa]$ decorre de uma relação entre $IMEP$ e p_{inlet} que foi encontrado experimentalmente por Hamrin & Heywood (1995).

Ao longo do processo de expansão, muitos dos HC não queimados são capazes de oxidar devido à alta temperatura dos produtos de combustão. O ponto em que 50% destes HCs não queimados continuam na exaustão sem oxidar é conhecido como o limite de oxidação HC e corresponde a uma posição da manivela de aproximadamente 70° após o ponto morto superior (DPMS, ATDC - *after top deacease center*, em inglês) (HAMRIN & HEYWOOD, 1995).

Deve-se notar que o limiar de oxidação é altamente dependente da carga e parâmetros operacionais e devem, portanto, ser adaptados a uma plataforma específica.

Ao calcular a fração de oxidação de HC dentro do cilindro, a média da temperatura média logarítmica é usada para relacionar a temperatura do gás instantânea e as temperaturas

da parede do cilindro (HAMRIN & HEYWOOD, 1995). No limiar da oxidação do HC, a média da temperatura média logarítmica é expressa como:

$$\bar{H}_{HC} [K] = \frac{T_{coolant}}{\ln\left(\frac{T(250)}{\bar{T}_{coolant}}\right)} \quad (120)$$

onde, $T(250)$ é a temperatura do gás a 70° DPMS. Usando equações empíricas, a média da temperatura média logarítmica é ajustada no limiar de oxidação do HC, sendo definida como:

$$\bar{T}_{HCadj} [K] = 1600 + 0,759 \cdot IMEP [kPa] - 0,000051 \cdot IMEP [kPa]^2 \quad (121)$$

onde os coeficientes podem ser atualizados de acordo com o tempo de ignição, EGR, taxa de compressão, e temperatura do líquido refrigerante com base em dados experimentais obtidos por Hamrin & Heywood, (1995).

Usando as equações 132 e 133, a fração de oxidação de HC dentro do cilindro é expresso como:

$$f_{ox} = 1 - \left(\frac{P(250)[atm]}{P_{max}}\right) \left(\frac{T_{HC}}{\bar{T}_{HCadj}}\right)^3 \quad (122)$$

onde, $P(250)[atm]$ é a pressão instantânea do gás a 70° ATDC (DPMS), P_{max} é a máxima pressão de combustão teórica e o expoente (3) pode ser ajustado para calibrar a fração de oxidação com os dados medidos (HAMRIN & HEYWOOD, 1995).

Da fração HC que sai da câmara de combustão, uma quantidade substancial oxida em todo o escapamento e no conversor catalítico. Equações empíricas foram desenvolvidos por vários pesquisadores (DROBOT, 1994; HAMRIN & HEYWOOD, 1995) relacionando os HC no escapamento com carga do motor, velocidade, temperatura do líquido refrigerante e avanço da ignição. Segundo Hamrin & Heywood (1995), a fração de oxidação do HC dentro do escapamento é definida como:

$$f_{ox_{exh}} = 0,866 - 0,0000148 \cdot N \left[\frac{rev}{min} \right] - 0,0007 \cdot IMEP[kPa] - 0,00791 \cdot RELSP - 0,0000255 \cdot T_w[K] \quad (123)$$

$$RELSP = 0,829 \left(\frac{EGR}{100} \right) \quad (124)$$

onde, N velocidade do pistão, e $RELSP$ é um fator de ajuste para o avanço da faísca.

Com os principais índices de emissões definidos, um mecanismo global de formação de HC pode ser expresso como:

$$HC_{formed} = \left[\sum_1 SF_1 \cdot (1 - f_{ox}) \right] \cdot (f_{ox}) \cdot (1 - f_{ox_{exh}}) \quad (125)$$

Deve-se notar que cada fator de escala é somado de forma independente e a Eq. 137 pode assim ser expandida para:

$$HC_{formed} = [SF_{crevice} \cdot (1 - f_{ox}) + SF_{wall} \cdot (1 - f_{ox})] \cdot (f_{ox}) \cdot (1 - f_{ox_{exh}}) \therefore M_{HC_{formed}} = HC_{formed} \cdot m_f \quad (126)$$

onde, $M_{HC_{formed}}$ é a massa total de emissões de HC formadas durante um determinado ciclo do motor em relação à quantidade de combustível contida no cilindro.

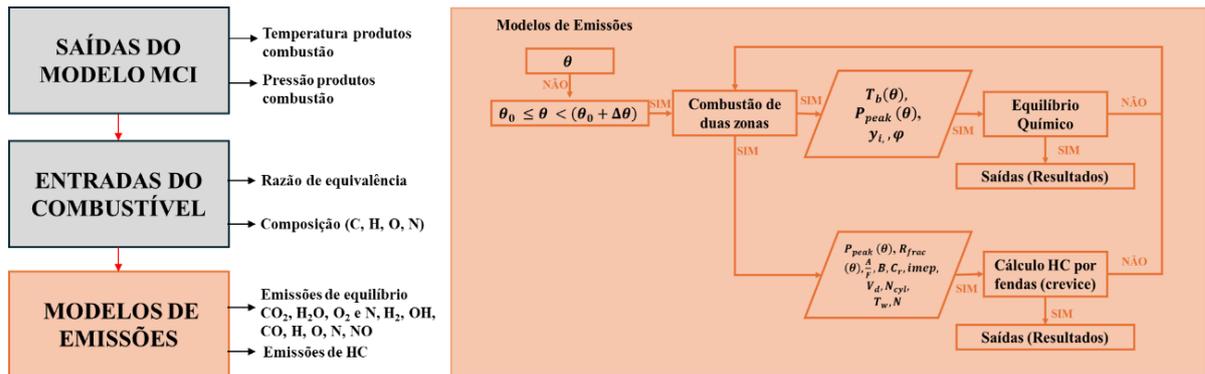
4.9 MODELO DE PREVISÃO DE EMISSÕES NO MATLAB

Os modelos usados para previsões das emissões de poluentes foram: um modelo para previsão de HC, baseado no trabalho de Hamrin & Heywood (1995) e outro para previsão de emissões de CO, NO concomitante com outros produtos tais como CO₂, H₂O, H₂, OH, os cálculos foram realizados utilizando o código numérico, desenvolvido por Olikara & Borman, citado em Turns (2013) como TPEQUIL, que foi adaptado para MATLAB neste

trabalho. Estes modelos de emissões por sua vez foram acoplados como funções. A Figura 9 mostra a sequência para os modelos de emissões.

Por fim, gráficos foram desenvolvidos usando saídas do modelo para comparar emissões de CO, NO e HC entre dados experimentais e os calculados.

Figura 9 - Sequência de entradas e saídas para o modelo de emissões com funções no Matlab



Fonte: elaborado pelo próprio autor.

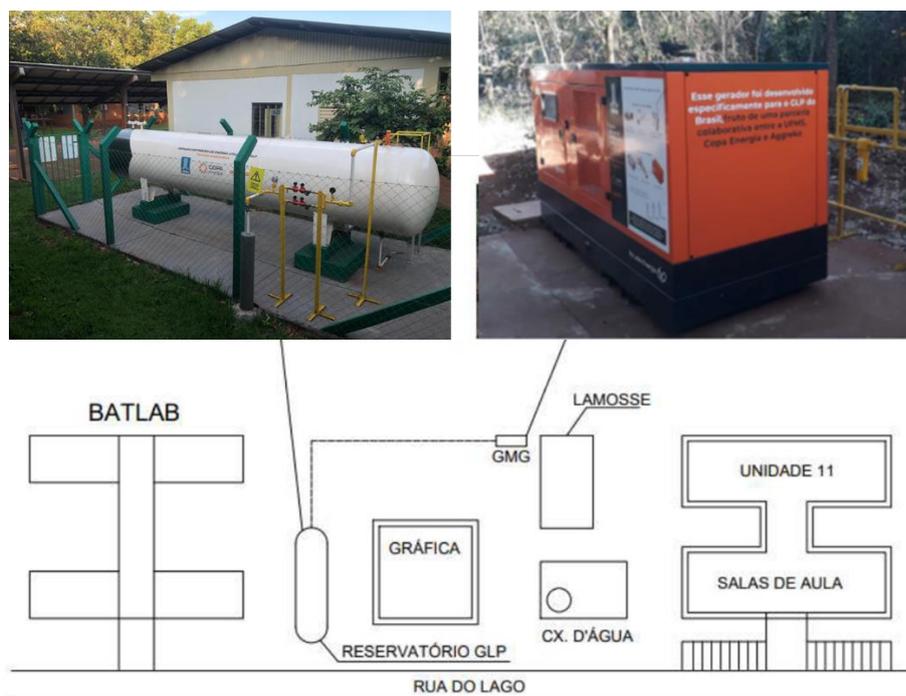
5. EXPERIMENTOS COM O GMG LPG95

Os experimentos do LPG95 fizeram parte da pesquisa de análise da eficiência energética e da economicidade do uso de Grupo Motor Gerador utilizando Gás Liquefeito de Petróleo operando em diferentes configurações. A Figura 10 mostra o arranjo montado no laboratório LAMOSSE/UFMS - Laboratório da Modelagem e Simulação de Sistemas Elétricos da UFMS, localizado no campus de Campo Grande, MS, para realização da pesquisa em parceria com Copa Energia, da qual o autor é funcionário. Este autor participou de todo o desenvolvimento da pesquisa e de seus resultados.

5.1 CONFIGURAÇÃO EXPERIMENTAL

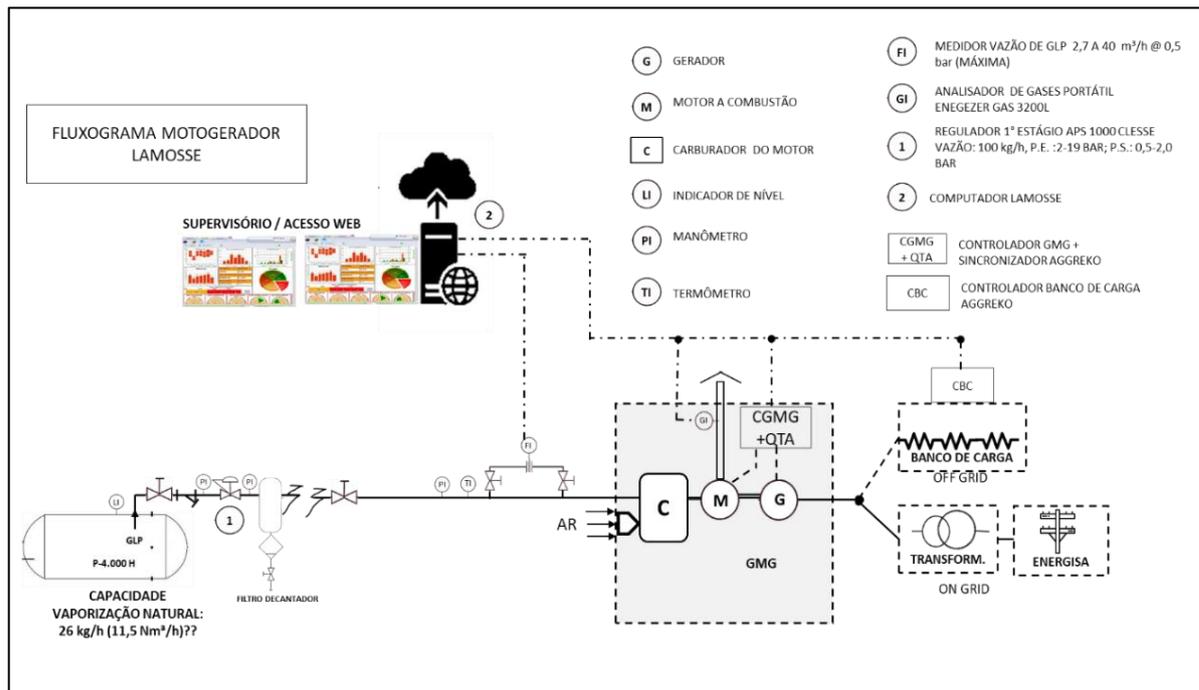
A localização do sistema do GMG em relação a localização geográfica do LAMOSSE/UFMS é ilustrada na Figura 10. A Figura 11 mostra um esquema geral da configuração utilizada nos experimentos do LPG95. Os experimentos aconteceram em novembro de 2023. Os dados coletados deste experimento foram utilizados para validar os modelos de motor e emissões. As comparações dos resultados são apresentadas na Seção 6.

Figura 10 - Localização do gerador, reservatório de GLP e Laboratório



Fonte: elaborado pelo próprio autor.

Figura 11 - Configuração dos testes do gerador LPG95



Fonte: elaborado pelo próprio autor.

Além da estrutura existente de materiais e equipamentos esta pesquisa ainda contempla a instalação de: Posto de Transformação Trifásico - 13,8 KV MT - 127/220 (V) - 75 KVA, GMG 127/220 (V) - 120 kVA via GLP, supervisório composto por 03 (três) analisadores de energia, 01 (um) sensor de temperatura no escapamento, 01 (um) sensor de consumo volumétrico de GLP e *software* de monitoramento e gerenciamento da energia elétrica gerada/consumida ou injetada na rede, década Resistiva - 127/220 (V) - 75 kW e chave automática de transferência de carga.

Utilizou-se o analisador de gases ECIL *Chemist 600* para leituras da composição dos poluentes presentes nos gases do sistema de exaustão do GMG operando a GLP. A carga resistiva aplicada ao GMG, foi uma carga trifásica com ajustes de 5 kW (uma chave), 10 kW (uma chave) e 20 kW (3 chaves). As medições de temperatura no ambiente interior da cabine do GMG foram realizadas com um pirômetro digital e por um termovisor.

Para monitoramento das grandezas mecânicas e elétricas do sistema de geração, utiliza-se dois supervisórios: o *Utility* do controlador DEIF e o *Radiocontrol*. Com a estrutura descrita, realizou-se a coleta dos dados para realização deste trabalho.

No Apêndice B são demonstrados todos os instrumentos listados acima, inclusive as respectivas incertezas presentes nos instrumentos de medição.

5.2 GRUPO MOTOGERADOR

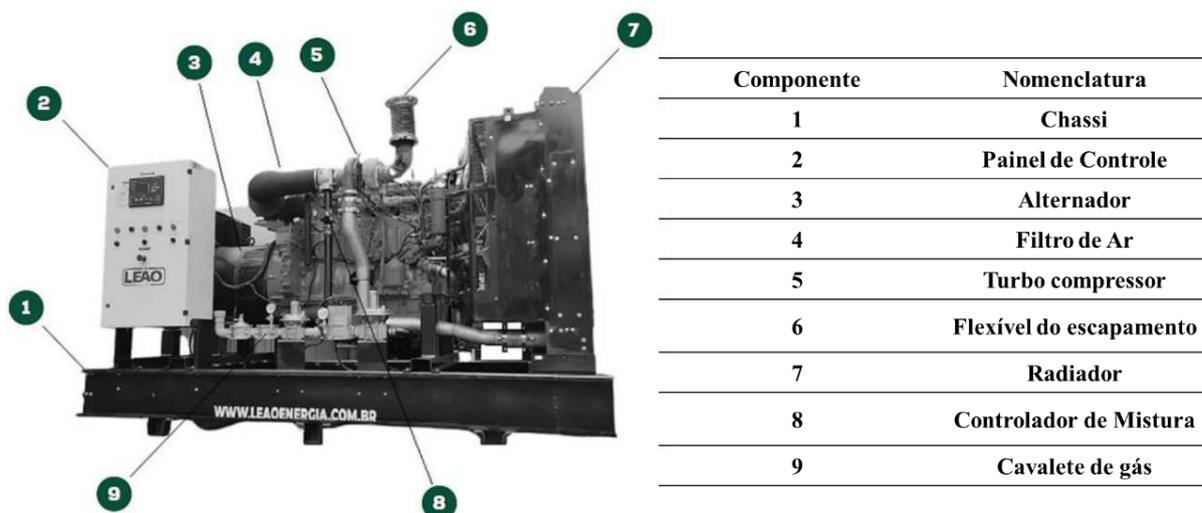
O GMG utilizado nesta pesquisa foi o modelo LPG95, mostrado nas Figura 12 e Figura 13, o qual foi desenvolvido especificamente para o GLP do Brasil, sendo tal dispositivo fruto de uma parceria colaborativa entre a UFMS, Copa Energia e Aggreko. O gerador LPG95 tem capacidade máxima de produzir energia de 95 kWe / 119kVA em modo contínuo, e configurado para 76 kWe / 95kVA para o experimento (por decisão da UFMS). O modelo de GMG utiliza um motor fornecido pela MWM, a qual é uma empresa brasileira especializada no desenvolvimento e fabricação de motores a diesel e gás. Tal dispositivo é composto por blocos, sendo os cabeçotes originais fabricados para operar utilizando GLP. Isto é possível devido ao projeto do sistema de ignição, injeção e controle para esta aplicação em particular. Ainda, ressalta-se que o gerador LPG95 é projetado e fabricado atendendo as normas NBR ISSO 8528/2016, NBR 5410 e NR10. Na Figura 13, são detalhados os principais componentes dentro da cabine e na Tabela 8 estão descritas as informações técnicas do GMG LPG95, utilizado no experimento.

Figura 12 - Gerador LPG95, fabricado pela Leão Energia, utilizado para os experimentos. Na imagem superior é mostrado o GMG fechado em sua cabine. Na imagem inferior é mostrada a imagem com as tampas abertas exibindo o motor MWM 6.12 TCA, à esquerda e o alternador WEG GTA 202-AI36 380/220 V, 60 Hz à direita da imagem.



Fonte: elaborado pelo próprio autor.

Figura 13 - Componentes do GMG LP95, utilizado no experimento



Fonte: Manual de operação e manutenção - LPG95. (LEÃO, 2022).

Tabela 8 - Informações Técnicas do GMG

Combustível	GLP
Potência Nominal (Regime Contínuo) ¹	95 kW e / 119 kVA (Configurado para 76 kW e / 05 kVA)
Eficiência ¹	35%
Frequência Nominal	60 Hz
Consumo nominal de GLP ¹	21,5 kg/h
Rotação Nominal	1800 rpm
Número de Fases	Trifásico
Modelo Motor	MWM 6.12TCA GÁS
Alternador	WEG GTA 202-AI36 380/220 V, 60 Hz
Massa - Sistema aberto	1330 kg
Dimensões - Sistema aberto	(C×L×A) [cm] 2.100 × 950 × 1.360
Massa - Cabinado 75 dB	2880 kg
Dimensões - Cabinado 75 dB	(C×L×A) [cm] 3.400 × 1.400 × 2.040
Massa - Cabinado 85 dB g	2780 k
Dimensões - Cabinado 85 dB	(C×L×A) [cm] 3.400 × 1.305 × 2.040

Fonte: Manual de operação e manutenção - LPG95. Leão (2022).

1 - Os valores de potência, consumo de combustível e eficiência do grupo gerador podem variar de acordo com o poder calorífico do gás combustível utilizado.

O modelo do motor do GMG é o 6.12TCA, fabricado pela MWM, o qual atua com o combustível GLP. Neste sistema um módulo controla a centelha para a ignição, e tal motor apresenta comando de válvulas no cabeçote, além de turbo-compressor e coletor de escape arrefecido a ar, com kit regulador de pressão de gás composto por válvulas mecânicas e eletromecânicas, regulador de velocidade, com a finalidade de manter a estabilidade da velocidade em +/- 5% da velocidade nominal. No projeto deste motor para operação com gás,

foram adaptadas as buchas e as bielas, para evitar problemas oriundos de abrasão e corrosão. Na Figura 14 é ilustrado o motor 6.12TCA e na Tabela 9 são descritas as informações técnicas gerais deste motor.

Figura 14 - Ilustração do motor MWM 6.12TCA, que compõe o GMG LPG95, utilizado no experimento



Fonte: Manual de operação e manutenção - LPG95. (LEÃO, 2022)

Tabela 9 - Informações técnicas do motor MWM 6.12TCA, que compõe o GMG LPG95, utilizados no experimento

Número de cilindros	6 Cilindros em Linha
Volume do Motor	7,2 L
Diâmetro x curso	105 X 137 mm
Ciclo	OTTO
Aspiração	Turboalimentado, Pa=120~150 kPa, com <i>aftercooler</i>
Tipo de Refrigeração	Água
Pressão de Óleo na Temperatura de Operação	4,5 bar
Volume de Óleo Lubrificante com Filtro	14,7 - 18,7 L
Temperatura do Fluido de Arrefecimento	80°C - 90°C
Volume do Sistema de Arrefecimento (sem radiador)	9 L
Tensão do Sistema	24 V
Motor de Partida	4 kW / 24 Vcc
Alternador do Motor	28 Vcc / 80 A
Baterias 2 Unidades (em gel) -	12 Vcc - 50 Ah
Fluxo de Gás de Escape à Plena Carga	830 kg/h
Temperatura do Gás de Escape	600°C
Ignição	Ignição Eletrônica com Bobinas Independentes
Controle de Combustível	Controle Eletrônico da Relação Ar/Combustível, <i>Lean-Burn</i>
Controle de Velocidade	Regulador Eletrônico com Válvula Borboleta e Atuador
Ordem de ignição	1-5-3-6-2-4

Fonte: Manual de operação e manutenção - LPG95. (LEÃO, 2022).

Na estrutura do GMG, o alternador opera como um gerador de corrente alternada e é responsável pela transformação de energia mecânica em energia elétrica. Para o Grupo Motor Gerador LPG95 utilizado nesta pesquisa, o alternador usado é um gerador síncrono, trifásico, com placa de Regulação Automática de Tensão (AVR, do inglês *Automatic Voltage Regulation*). O dispositivo também apresenta fechamento em estrela com neutro acessível, sendo seu dimensionamento realizado para temperatura ambiente de 40°C / 125°C (ambiente a 40 C e GMG a 125°C). Neste contexto, pode-se operar o GMG em modo contínuo, mas sem sobrecarga neste regime de funcionamento, de acordo com as normas ABNT ISO 8528, além de obedecer às manutenções preventivas periódicas determinadas pelo fabricante, que no caso deste GMG deve ser a cada 500 horas de funcionamento (LEÃO, 2022).

Na Figura 15 é ilustrado o alternador da WEG GTA 202-AI36 380/220 V, 60 Hz, utilizado no GMG LPG95 fabricado pela Leão Energia, e na Tabela 10 são descritas as especificações técnicas deste alternador.

Figura 15 - Alternador WEG GTA 202-AI36 380/220 V, 60 Hz, utilizado no GMG LPG95 durante os experimentos



Fonte: Manual de operação e manutenção - LPG95. (LEÃO, 2022).

Tabela 10 - Informações Técnicas do Alternador GTA 202-AI36 380/220 V, 60 Hz, utilizado no GMG LPG95 durante os experimentos

Rotação nominal	1800 rpm / 60 Hz
Sistema de Excitação	<i>Brushless</i> com Bobina Auxiliar
Número de Polos	4
Mancal	Único
Acoplamento	Rígido
Classe de Isolação	180 °C (H)
Fator de Potência	0,8
Grau de Proteção	IP21
Refrigeração	ICO01
Regulador de Tensão	Resposta Dinâmica de 8 a 400 ms / Precisão +/- 0,5%
Distorção Harmônica sem Carga	<3%
Número de Terminais	12

Fonte: Manual de operação e manutenção - LPG95. (LEÃO, 2022)

5.3 METODOLOGIA DO EXPERIMENTO *OFF GRID*

Os ensaios com o GMG alimentado a GLP operando no modo *off grid* são aqueles em que o GMG fornece energia de modo isolado, não ligado à rede da concessionária de energia elétrica sendo carregado por um banco de cargas resistivas. Os ensaios seguem as normas NBR ISO 8528. A Norma NBR ISO 8528/2016 (que não será aprofundada neste trabalho) trata de grupos geradores de corrente alternada acionados por motores alternativos de combustão interna. Ela é dividida em várias partes, cada uma abordando aspectos específicos dos grupos geradores, como características dos geradores, requisitos de segurança e medição de ruído. A metodologia utilizada para estes ensaios é descrita a seguir.

Aplicou-se a sequência de degraus de aumento e redução de carga resistiva de 10 kW, 30 kW, 50 kW e 70 kW. O período para cada degrau de carga foi de 30 min. Durante a aplicação de cada degrau de carga neste ensaio, registrou-se, através de um supervisor remoto e leituras locais:

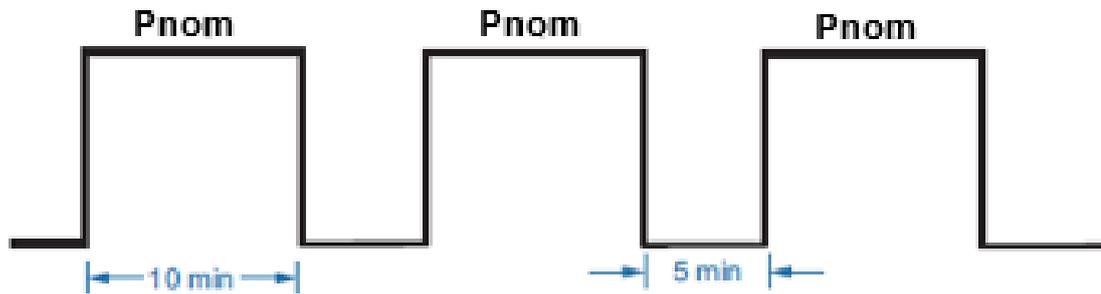
- i) as concentrações dos gases de exaustão: O₂, CO₂, CO, HC, NO e NO_x, com analisador de gases eletrônico;
- ii) as medidas de temperatura da parte interna do GMG e a temperatura do motor de combustão interna com termovisor infravermelho;
- iii) consumo do GLP, através de medidor de vazão termal;
- iv) temperatura dos gases de exaustão na saída do escapamento do gerador através de termopar;
- v) as variáveis elétricas: potência gerada, frequência da tensão de saída; corrente de fase; tensão de linha, através de medidores de energia eletrônicos, e a forma de onda da tensão de linha por meio de um osciloscópio.

Ainda no modo *off grid* realizou-se o ensaio para uma carga de 72 kW por um período de 3,5 hora. Neste teste, além dos registros anteriores, registrou-se a massa de GLP consumida do reservatório P-4000 e comparou-se com a massa consumida indicado pelo medidor de vazão no mesmo período.

Realizou-se também o teste de aceitação e rejeição do GMG para as seguintes cargas: 10 kW, 30 kW, 50 kW e 70 kW, por 40 minutos, 10 minutos para cada carga, com intervalos de 5 minutos, conforme ilustrado na Figura 16, sendo este procedimento realizado mais duas vezes.

Utilizando a orientações da norma NBR ISO 8528/2016, realizou-se a classificação do GMG quanto ao seu desempenho.

Figura 16- Ensaio de aceitação e rejeição de carga



Fonte: elaborado pelo próprio autor.

Realizou-se também o ensaio *off grid* para o GMG com aplicação de carga mista, a qual é composta por carga reativa e resistiva. Neste procedimento, aplicou-se três degraus de aumento de carga resistiva com valores de 25kW, 45Kw e 65 Kw em conjunto com motores elétricos de indução de 7,62 kW.

Ao fim dos ensaios é elaborado um relatório técnico do procedimento.

5.4 METODOLOGIA DOS EXPERIMENTOS *ON GRID*

Em *on grid* o gerador funciona injetando energia elétrica na rede da concessionária.

Metodologia dos ensaios seguiu a sequência abaixo.

Assim como no modo *off grid*: inicializou-se o GMG com rotação nominal constante de 1800 rpm (a vazio) por 5 minutos para estabilização, iniciando assim, a coleta das grandezas elétricas/mecânicas.

Em seguida operou-se o GMG conectado à rede elétrica e injetando 70 kW por 3,5 hora, e após este período (finalização do ensaio), o motor permanece ligado por 5 min para limpar qualquer resíduo de gás restante no sistema de alimentação. Todas as grandezas medidas nos ensaios *off grid* são repetidas aqui.

5.5 DETERMINAÇÃO DAS GRANDEZAS MECÂNICAS DO GMG

As grandezas mecânicas do GMG são encontradas com as equações abaixo, alimentadas pelos dados colhidos nos experimentos.

O consumo específico de combustível (CEC), é a medida da eficiência de um motor.

Pode ser definido como o consumo de combustível por unidade de potência, conforme

$$CEC_{GMG} \left[\frac{g}{kWh} \right] = \frac{\dot{m}_{comb} \left[\frac{g}{s} \right]}{W_{entrada_{ger}} [kW]} \quad (127)$$

$$W_{entrada_{ger}} = \frac{W_{saída_{ger}}}{\eta_{ger}} [W] \quad (128)$$

onde, \dot{m}_{comb} é o consumo de massa de combustível em grama por hora, $Pot_{entrada_{ger}}$ é a potência mecânica de entrada na ponta do eixo do alternador, $Pot_{saída_{ger}}$ é a potência elétrica de saída do alternador e η_{ger} é o rendimento do alternador, informado pelo fabricante, que depende da carga imposta ao gerador.

No *datasheet* do fabricante, pode-se encontrar o rendimento para sua carga nominal $\eta_{ger} = 91,3\%$, considerando um fator de potência $FP = 0,8$ (LEÃO, 2022). Ainda se tem que a potência líquida de saída do motor de combustão interna é igual a potência de entrada do gerador,

$$W_{saída_{mci}} = W_{entrada_{ger}} \quad (129)$$

O torque mecânico efetivo de saída (eixo) aplicado sob condições operacionais de carga do gerador pode ser calculado pela expressão:

$$T_{ap_{ger}} = \frac{W_{entrada_{ger}}}{\omega_s} \quad (130)$$

onde ω_s é a velocidade angular síncrona dada em rad/s, dada por:

$$\omega_s = N_s \cdot \frac{2\pi}{60} \quad (131)$$

onde, N_s é a rotação síncrona do gerador, neste caso 1800 rpm.

Para definir a eficiência térmica de um sistema de geração com MCI, em geral utiliza-se a razão entre o trabalho produzido no eixo e o calor fornecido ao combustível de trabalho, ou seja, a eficiência de um motor é dada pela relação entre a potência desenvolvida à saída do virabrequim (eixo) e a que lhe é fornecida sob a forma de combustível.

Essa medida de eficiência do GMG, é calculada por:

$$\eta_e = \frac{W_{saída_{mci}}}{\dot{m}_{comb} \cdot PCI_{comb}} = \frac{1}{CEC \cdot PCI_{comb}} \quad (132)$$

onde, PCI_{comb} é o poder calorífico inferior do combustível em [J/kg].

A eficiência global do Grupo Motor Gerador (GMG) pode ser considerado como a relação entre a potência elétrica de saída do gerador (kW) e a potência térmica fornecida ao motor pelo combustível.

$$\eta_{global_{GMG}} = \eta_e \cdot \eta_{ger} = \frac{W_{saída_{mci}}}{\dot{m}_{comb} \cdot PCI_{comb}} \cdot \frac{W_{saída_{ger}}}{W_{entrada_{ger}}} = \frac{W_{saída_{ger}}}{\dot{m}_{comb} \cdot PCI_{comb}} \quad (133)$$

onde, $\eta_{global_{GMG}}$ é o rendimento global do GMG.

Sintetizando a eficiência global do GMG, pode-se dizer que as perdas de energia são resumidas pelo produto entre a eficiência global térmica efetiva (η_e) pela eficiência do alternador gerador (η_{ger}) para gerar energia elétrica (carga conectada no motor).

Dois exemplos de métodos alternativos para Cálculo da Eficiência Global do GMG são mostrados a seguir, utilizando dados deste experimento.

i) Exemplo do Método 1:

O motor consome 21,5 kg/h de GLP como combustível para produzir 95 kW na saída do gerador.

$$CEC_{GMG} \left[\frac{g}{kWh} \right] = \frac{\dot{m}_{comb}}{W_{saída_{ger}}} = \frac{21500 \left[\frac{g}{s} \right]}{95 [kW]} = 226,31 \frac{g}{kWh} \quad (134)$$

O poder calorífico do GLP suprido pela Copa Energia calculado a partir dos dados ensaios cromatográficos realizados no Laboratório de Análise de GLP da UFMS e resultou em

$$PCI_{comb} = 46000 \frac{kJ}{kg} = 10992 \frac{kcal}{kg} \quad (135)$$

A energia do combustível em W seria:

$$W_{comb} = \frac{CEC_{GMG} \cdot PCI_{comb}}{3.600 \text{ s}} = \frac{226,31 \left[\frac{g}{kWh} \right] \cdot 46.000 \left[\frac{kJ}{kg} \right]}{3.600 \text{ s}} = 2.891,74 \text{ W} \quad (136)$$

Este MCI recebe sob forma de combustível uma energia calorífica capaz de fornecer 2891,83 W (J/s) para cada 1000 W (1kW). Assim, por este método, o rendimento (%) pode ser calculado por:

$$\eta_{global_{GMG}} [\%] = \frac{1.000 [W]}{2.891,74 [W]} \cdot 100 = 34,58\% \quad (138)$$

ii) Exemplo do Método 2:

De forma alternativa, em motores de combustão interna, a energia do combustível em watts mecânicos ($W = \text{Potência} \times \text{tempo}$) é definida pela relação entre a vazão mássica desse combustível e o seu poder calorífico inferior (PCI), conforme,

$$W_{comb} [kWh] = 1,162 \times 10^{-3} \left[\frac{kWh}{kcal} \right] \cdot \dot{m}_{comb} \left[\frac{kg}{h} \right] \cdot PCI_{comb} \left[\frac{kcal}{kg} \right] \cdot t [h] \quad (139)$$

sendo W_{comb} a energia do combustível, em kWh, injetada no motor, \dot{m}_{comb} a vazão mássica, em kg/h, do combustível e PCI_{comb} o poder calorífico inferior em kcal/kg. A variável t é o tempo de funcionamento do gerador, em horas, e a constante numérica é a correlação entre calorífica e Wh é: $1 \text{ kcal} = 1,162 \times 10^{-3} \text{ kWh}$ ou $1 \text{ kJ} = 2,775 \times 10^{-4} \text{ kWh}$.

$$W_{comb} = 1,162 \times 10^{-3} \cdot 21,5 \left[\frac{kg}{h} \right] \cdot 10992 \left[\frac{kcal}{kg} \right] \cdot 1[h] = 274,61 \text{ kW} \quad (140)$$

O rendimento global será:

$$\eta_{global_{GMG}} [\%] = \frac{W_{saída_{ger}} [kW] \cdot 1[h]}{W_{comb} [kWh]} \cdot 100 = \frac{95[kWh]}{274,61 [kWh]} \cdot 100 = 34,59\% \quad (141)$$

Cujo resultado confere aproximadamente com o valor da eficiência global do GMG descrito anterior.

5.6 RESULTADOS DOS EXPERIMENTOS OFF GRID

Os experimentos aconteceram no LAMOSSE/UFMS nos meses de novembro a dezembro de 2023.

Seguindo a metodologia acima, para os ensaios no modo *off grid* foram inseridas e retiradas potências resistivas de 10 kWe, 30 kWe, 50 kWe, 70kWe e 75 kWe. Entretanto, a carga apresentou consumo real de 10 kWe, 29 kWe, 48 kWe, 67kWe e 72 kWe, sendo estes valores utilizados durante a apresentação dos resultados desta pesquisa.

Foram aplicados aumentos e reduções progressivas de degraus de carga resistiva ao GMG. Iniciou-se com 10 kWe por 30 minutos, posteriormente aplicou-se a carga de 29 kWe, 48 kWe e 67 kWe por um mesmo período. E, em seguida, executa-se o degrau de descida em ensaios separados e combinados. Por meio do *software Utility* do controlador DEIF do GMG obteve-se a dinâmica da potência durante a realização destes ensaios.

Este trabalho mostra o resumo dos resultados dos ensaios conjuntos de subida e descida de carga, além, do ensaio de carga contínua em *off grid*. No modo *on grid*, é demonstrado o ensaio de carga contínua. O enfoque aqui é mostrar as grandezas mecânicas e emissões de escapamento coletadas nos ensaios e comparar posteriormente com a simulação numérica

Para cada potência elétrica aplicada foram medidas as grandezas mecânicas de consumo de GLP, temperatura e umidade ambientes, temperatura dos gases de combustão e emissões do escapamento.

Foram coletadas as temperaturas dos gases de exaustão em dois pontos. Na Figura 17 são ilustrados os locais nos quais são medidas a temperatura dos gases de exaustão do gerador, no Ponto 1, logo após a saída da turbina dos gases no escapamento e no Ponto 2, que se localiza na saída do escapamento do GMG. No Ponto 1 também são medidas as emissões do escapamento. No Ponto 3 foi coletada a temperatura da turbina.

Além disto um Termovisor tomou o perfil de temperaturas da cabine durante os testes.

Figura 17 - Pontos do GMG nos quais são realizadas as medições de temperatura dos gases de exaustão (Ponto 1 e 2), temperatura da turbina (Ponto 3) e emissões de escapamento (Ponto 1) do GMG.

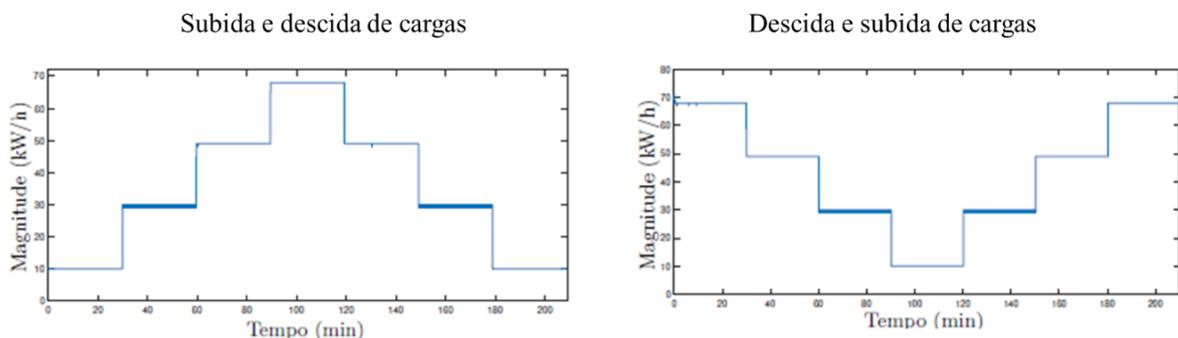


Fonte: elaborado pelo próprio autor.

A compilação dos resultados *off grid* está a seguir.

A resposta do GMG para a aplicação de degraus de carga ilustrada na Figura 18, nota-se pequenas oscilações durante a operação do gerador com o degrau resistivo de 29 kW. Isto acontece devido ao fato do atuador de alimentação de GLP do GMG não apresentar um bom desempenho para carga resistiva de 29 kW. Este fenômeno foi relatado ao fabricante, que respondeu que um gerador é tipicamente construído para entregar a melhor performance próxima das cargas máxima e não mínimas, e que esforços de ajustes neste patamar de cargas não se justificariam para esta máquina em particular (LEÃO, 2023). Utilizando o comando *trapz* do MATLAB, calcula-se a potência total gerada durante os ensaios, as quais foram de 122,02 kWe para o ensaio de subida e descida e 151,94 kWe para descida e subida, respectivamente.

Figura 18 - Resposta do GMG aos degraus de subida e descida, e descida e subida de cargas, em degraus de cargas de 10 kWe, 29 kWe, 48, kWe e 67 kWe, dos ensaios em *off grid*



Fonte: elaborado pelo próprio autor.

A Figura 19 apresenta a tensão, a corrente de fase, a frequência da tensão de saída durante o ensaio de aumento gradual de degraus de carga resistiva durante o ensaio de subida e descida de carga resistiva. No contexto dessas análises, é notável que a frequência da tensão de saída do GMG foi adequadamente controlada.

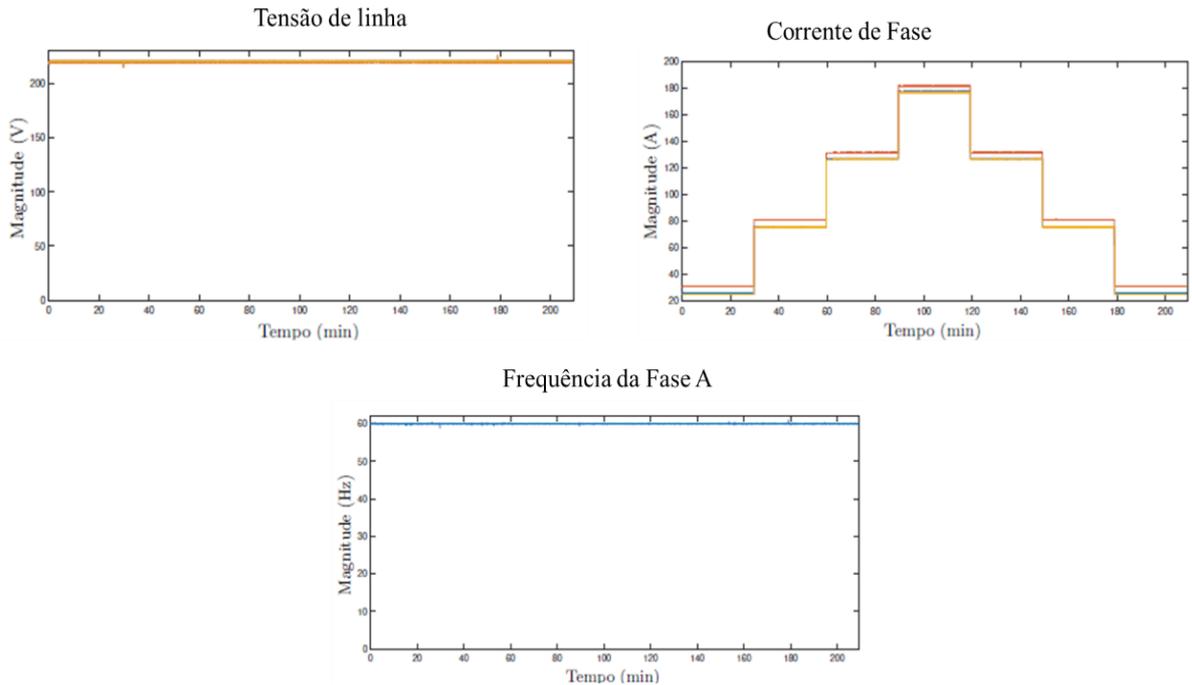
Na Figura 20 é ilustrada a vazão de GLP durante o ensaio de aplicação de subida e descida de degraus de carga resistiva. A avaliação do desempenho do GMG apresentou 3 degraus de aumento de carga, um patamar máximo e 3 degraus de redução de carga com duração de 30 minutos para cada degrau e patamar. Então, o ensaio foi completado em 3,5 horas com o GMG ligado.

Determinando-se a área do gráfico ilustrado na Figura 20 por meio do MATLAB com o comando *trapz*, foi consumido 39,2174 kg de GLP, durante todo este ensaio do GMG.

Assim, para estes ensaios, analisando-se os resultados ilustrados na Figura 18 e Figura 20 tem-se o Consumo Específico de GLP = 0,321 kg/kWh.

O controlador de vazão de gás do GMG utilizado nesta pesquisa apresenta controle adequado da mistura de ar e GLP para os maiores degraus de carga (48 kW e 67 kW) e um desempenho inferior para os menores degraus de carga (10 kW e 29 kW). Além disto nota-se um maior consumo nestas cargas parciais, considerado um consumo alto nas cargas parciais de 29 em relação à carga de 67 kW, por exemplo. Isto corrobora que o desempenho de um gerador a combustão é sempre melhor quanto mais próximo de sua carga nominal. Na Tabela 11 estão compiladas as grandezas mecânicas para este ensaio de subida e descida carga. O rendimento do alternador é $\eta_{ger} = 0,913$, informado no *datasheet* do equipamento (LEÃO, 2022).

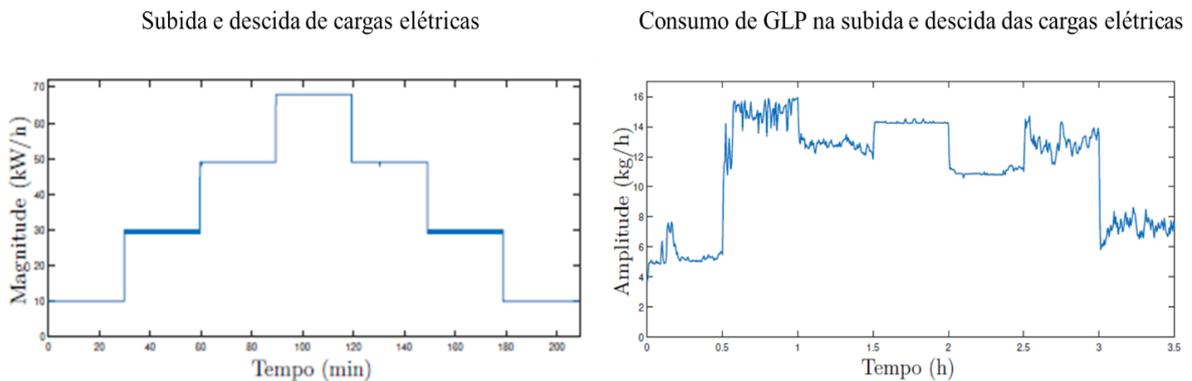
Figura 19 - Tensão de linha, corrente e frequência de fase em resposta aos degraus de subida e descida, em degraus de cargas de 10 kWe, 29 kWe, 48, kWe e 67 kWe, dos ensaios em *off grid* do GMG LPG95.



Fonte: elaborado pelo próprio autor.

A temperatura dos gases de combustão medidas no ponto 1 são mais altas pois estão mais próximas da saída do motor. A temperatura ambiente coletada é aquela próxima à captação de ar do gerador.

Figura 20 - Cargas aplicadas e respostas do consumo de GLP em resposta aos degraus de subida e descida, em degraus de cargas de 10 kWe, 29 kWe, 48, kWe e 67 kWe, dos ensaios em *off grid* do GMG LPG95.



Fonte: elaborado pelo próprio autor.

Tabela 11 - Grandezas mecânicas para o ensaio de subida e descida de cargas em resposta aos degraus de subida e descida, em degraus de cargas de 10 kWe, 29 kWe, 48, kWe e 67 kWe, dos ensaios em off grid do GMG LPG95.

Degrau (kWe)	Potências mecânicas (kW)	Torque mecânico (N.m)	Umidade do ar %	Temp. gases combustão Ponto 1 (°C)	Temp. gases combustão (Ponto 2) (°C)	Temp. gases (Ponto 3) (°C)	Temperatura ambiente (°C)
10	10,95	58,11	60	506,1	343	475	34,3
10	10,95	58,11	60	512,7	350,5	475	36,6
29	31,76	168,51	58	526,5	393,4	494	39,3
29	31,76	168,51	57	528,7	393	494	39,6
48	52,57	278,91	56	536,3	416	516	38,3
48	52,57	278,91	55	536,1	423,8	516	35,7
67	73,38	389,32	53	544,5	442	525	34,8
67	73,38	389,32	53	543,5	444,2	525	34,1
48	52,57	278,91	53	534,8	421	515	39,6
48	52,57	278,91	53	535,3	421,8	515	39,7
29	31,76	168,51	52	530,3	398	486	36,1
29	31,76	168,51	52	531,2	394,4	486	37,5
10	10,95	58,11	51	504,3	351,5	480	35,2
10	10,95	58,11	50	507,4	348,7	480	36,4

Fonte: elaborado pelo próprio autor.

Na Tabela 12 são mostradas as concentrações das emissões. As concentrações de hidrocarbonetos não queimados HC nos gases de exaustão do GMG durante o ensaio de aumento de carga resistiva diminuíram ao longo do teste. Neste contexto, tem-se que uma combustão adequada de GLP com maiores temperaturas favorece a redução HC não queimados, além de haver uma mistura de ar e GLP mais eficaz (TURNS, 2013).

O atuador do GMG utilizado nesta pesquisa apresenta controle adequado da mistura de ar e GLP para os maiores degraus de carga (48 kWe e 67 kWe) e um desempenho inferior deste controle para os menores degraus de carga (10 kWe e 29 kWe).

Atualmente não existe uma regulamentação para emissões de gases poluentes a partir da combustão de GLP. De toda a forma, utilizando a resolução CONAMA 436/2011, considerando-se o gás natural, GN, geradores com potência térmica entre 10 e 70 MW, tem o valor limite para emissão de NO_x de 332,41 ppm, referidos a um percentual de 3% de O₂. A resolução do CONAMA padroniza uma referenciação de 3% de O₂ para a análise de emissões entre poluentes. Demais detalhes podem ser encontrados na própria resolução citada. Neste

trabalho utilizou-se a leitura real do O₂, sem a necessidade desta padronização. Além disto, o GMG LPG95 deste estudo tem potência de 0,17 MW, considerando o PCI de 46.000 J do GLP, valor bem abaixo do preconizado pela resolução.

Mesmo assim, analisando-se a Tabela 13, o GMG opera acima do limite preconizado pelo CONAMA para GN somente no degrau de carga de 67 kW, neste ensaio. Por outro lado, a Resolução CONAMA 436/2011 estabelece limite de emissão de NO_x no valor de 1062,07 ppm em processos com potência térmica menor do que 10 MW em sistemas com geração de calor a partir da combustão externa de óleo combustível.

Deste modo, na comparação com sistema de geração utilizando óleo combustível, o GMG operando a GLP emite valores de NO_x abaixo de 1062,07 ppm, o que indica o baixo potencial de emissão de poluentes para o GMG LPG95 alimentado a GLP em comparação proporcional com geradores a óleo diesel.

Tabela 12 - Emissões do ensaio de subida e descida de cargas, em degraus de cargas de 10 kWe, 29 kWe, 48, kWe e 67 kWe, dos ensaios em *off grid* do GMG LPG95

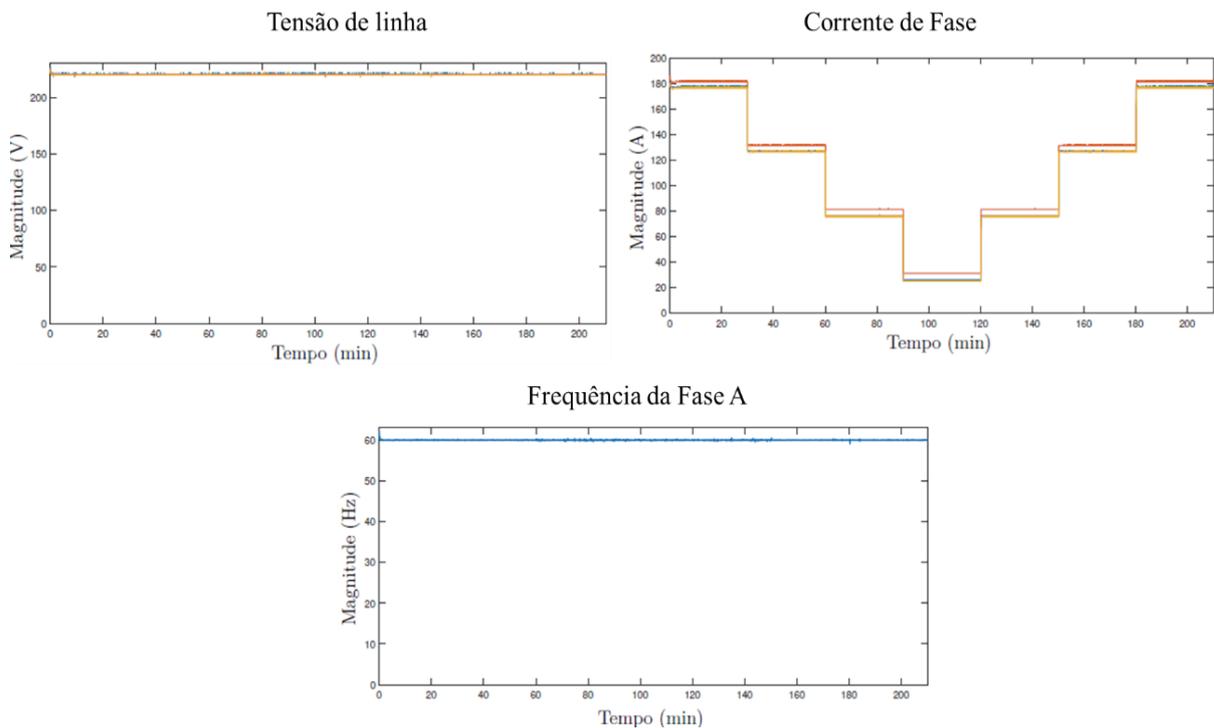
Degrau (kWe)	Potências mecânicas (kW)	Torque mecânico (N.m)	Temp. Exaustão (°C)	O ₂ (%)	NO (ppm)	CO (ppm)	CO ₂ (%)	NO _x (ppm)	HC (ppm)
10	10,95	58,11	506,1	8,8	24	861	8,27	25	2033
10	10,95	58,11	512,7	8,8	25	840	8,44	26	2033
29	31,76	168,51	526,5	8,9	52	780	7,89	55	1748
29	31,76	168,51	528,7	8,9	58	780	8,04	62	1748
48	52,57	278,91	536,3	8,9	162	803	8,24	170	1546
48	52,57	278,91	536,1	8,9	176	808	8,17	185	1412
67	73,38	389,32	544,5	8,7	334	812	8,52	351	1298
67	73,38	389,32	543,5	8,7	317	802	8,68	333	1230
48	52,57	278,91	534,8	9	163	793	8,50	171	1400
48	52,57	278,91	535,3	8,9	161	789	8,44	169	1412
29	31,76	168,51	530,3	8,9	58	790	8,58	62	1546
29	31,76	168,51	531,2	8,8	63	793	8,78	66	1559
10	10,95	58,11	504,3	8,7	16	886	8,32	17	1640
10	10,95	58,11	507,4	8,7	16	874	8,56	25	1503

Fonte: elaborado pelo próprio autor.

A Figura 21 apresenta a tensão, a corrente de fase, a frequência da tensão de saída durante o ensaio de descida e subida gradual de carga resistiva. No contexto dessas análises, é notável que a frequência da tensão de saída do GMG foi adequadamente controlada, semelhante ao ensaio anterior.

Na Figura 22 é ilustrada a vazão de GLP durante o ensaio de aplicação de descida e subida de degraus de carga resistiva. A avaliação do desempenho do GMG apresentou 3 degraus aumento de carga, um patamar máximo e 3 degraus de redução de carga com duração de 30 minutos para cada degrau e patamar. Então, o ensaio foi completado em 3,5 horas com o GMG ligado.

Figura 21 - Tensão de linha, corrente e frequência de fase do ensaio, em resposta aos degraus de descida e subida, em degraus de cargas de 10 kWe, 29 kWe, 48, kWe e 67 kWe, dos ensaios em *off grid* do GMG LPG95.



Fonte: elaborado pelo próprio autor.

Determinando-se a área do gráfico ilustrado na Figura 22 por meio do MATLAB com o comando *trapz*, foi consumido 43,762 kg de GLP, durante todo este ensaio do GMG.

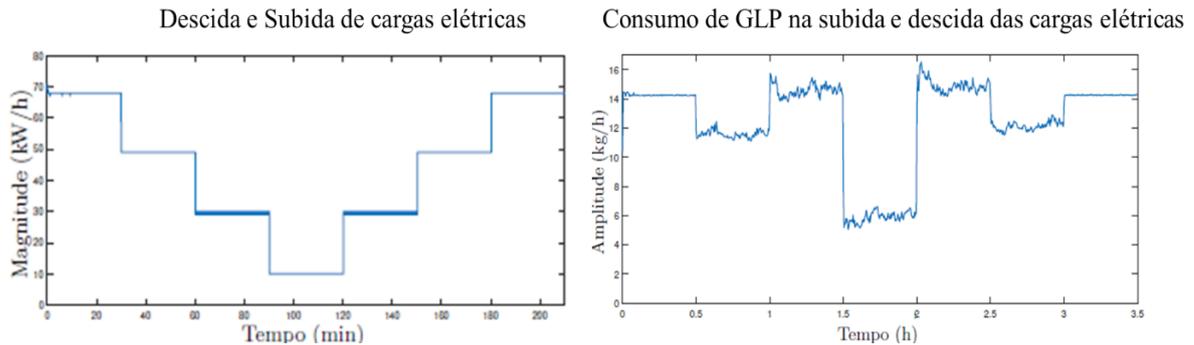
Assim, para estes ensaios, analisando-se os resultados ilustrados na Figuras 18 e 22 tem-se o Consumo Específico de GLP = 0,347 kg/kWh.

A carga parcial de 29 kWe continua evidenciando, mais uma vez, um comportamento ruim em relação ao consumo de gás. Esta corresponde a aproximadamente 42% da maior carga que foi 72 kWe.

No caso do ensaio de descida e subida gradual de cargas houve um maior consumo específico kg/kWe em 7,5%.

Na Tabela 13 estão compiladas as grandezas mecânicas para este ensaio de descida e subida de carga.

Figura 22 - Cargas aplicadas e consumo de GLP em resposta aos degraus de descida e subida, em degraus de cargas de 10 kWe, 29 kWe, 48, kWe e 67 kWe, dos ensaios em *off grid* com o GMG LPG95.



Fonte: elaborado pelo próprio autor.

Tabela 13 - Grandezas mecânicas para o ensaio de descida e subida gradual de cargas resistivas, em degraus de cargas de 10 kWe, 29 kWe, 48, kWe e 67 kWe, dos ensaios em *off grid* do GMG LPG95.

Degrau (kWe)	Potências mecânicas (kW)	Torque mecânico (N.m)	Umidade do ar (%)	Temp. gases combustão Ponto 1 (°C)	Temp. gases combustão (Ponto 2) (°C)	Temp. gases (Ponto 3) (°C)	Temperatura ambiente (°C)
67	73,38	389,32	63	547,2	444	527	33,2
67	73,38	389,32	62	546,4	441	527	34,9
48	52,57	278,91	62	536,6	420	514	37,7
48	52,57	278,91	62	536,1	415,5	514	34,9
29	31,76	168,51	62	529,7	397	496	39,9
29	31,76	168,51	63	529,8	395	496	41,6
10	10,95	58,11	66	507,6	344	474	39,8
10	10,95	58,11	69	513	349	474	40
29	31,76	168,51	71	525,7	394,6	504	41,8
29	31,76	168,51	72	529,1	395,3	504	43,6
48	52,57	278,91	72	536,7	421	514	37,2
48	52,57	278,91	72	537	422	514	37,2
67	73,38	389,32	72	544,5	442,3	538	37,3
67	73,38	389,32	72	544,5	442,3	538	37,3

Fonte: elaborado pelo próprio autor.

As temperaturas médias do interior da cabine do gerador permaneceram semelhantes ao ensaio anterior entre 62 e 66°C.

Na Tabela 14 são mostradas as concentrações das emissões. Os valores encontrados são semelhantes aos encontrado no ensaio de subida e descida gradual de cargas.

Tabela 14 - Emissões para o ensaio de descida e subida gradual de cargas, em degraus de cargas de 10 kWe, 29 kWe, 48, kWe e 67 kWe, dos ensaios em *off grid* do GMG LPG95.

Degrau (kWe)	Potências mecânicas (kW)	Torque mecânico (N.m)	Temp. Exaustão (°C)	O ₂ (%)	NO (ppm)	CO (ppm)	CO ₂ (%)	NO _x (ppm)	HC (ppm)
67	10,95	58,11	547,2	8,80	315	763	8	331	2000
67	10,95	58,11	546,4	8,80	314	763	8	330	2000
48	31,76	168,51	536,6	8,90	156	774	8	164	2000
48	31,76	168,51	536,1	8,90	61	778	8	64	2100
29	52,57	278,91	529,7	8,90	61	774	8	64	2100
29	52,57	278,91	529,8	8,90	85	774	8	89	2200
10	73,38	389,32	507,6	8,70	17	856	8,1	26	2300
10	73,38	389,32	513	8,70	24	868	8,1	37	2300
29	52,57	278,91	525,7	9,00	53	785	7,9	56	2100
29	52,57	278,91	529,1	8,90	46	773	8	48	2100
48	31,76	168,51	536,7	8,90	286	798	8	202	1800
48	31,76	168,51	537	8,80	263	789	8	187	1900
67	10,95	58,11	544,5	8,70	320	781	8,1	336	1700
67	10,95	58,11	544,5	8,70	357	788	8,1	375	1700

Fonte: elaborado pelo próprio autor.

5.7 RESULTADOS DOS EXPERIMENTOS *ON GRID*

Outro ensaio interessante para coletar dados é o uso do gerador no modo *on grid*, ou seja, injetando energia na rede da concessionária distribuidora de energia. A concessionária deve autorizar esta injeção depois de uma avaliação que comprove que esta injeção não causará distúrbios ou acidentes tanto na colocação quanto na retirada desta injeção. No ensaio *on grid* o gerador experimenta cargas elétricas resistivas e indutivas sujeita a variações dinâmicas e aleatórias na potência.

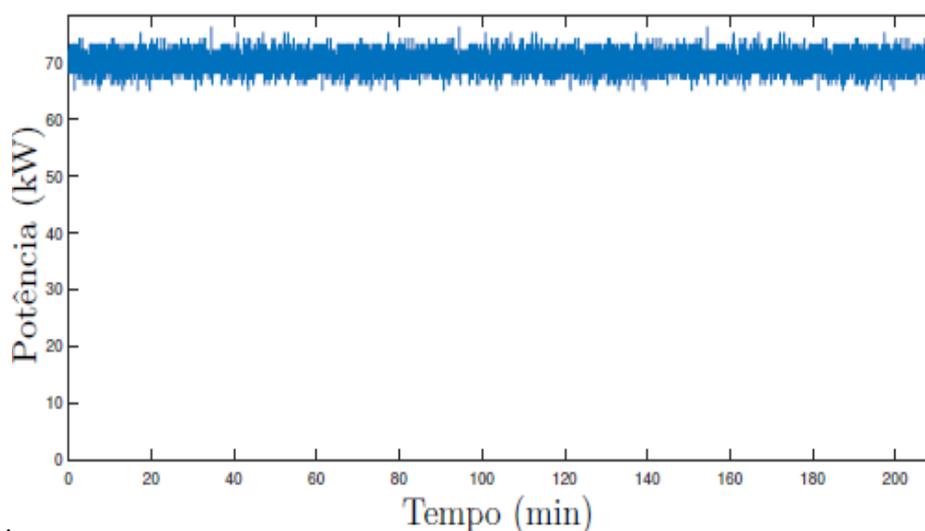
Para a realização deste ensaio de injeção de energia na rede elétrica, configurou-se o GMG operando no modo *on grid*. Então, realizou-se o ensaio com o GMG injetando energia alimentando o laboratório LAMOSSE/UFMS e injetando o excedente de energia na rede por 03h30min. Na Figura 23 é ilustrada a dinâmica da potência ativa durante este ensaio.

O regulador de tensão mantém o GMG atuando para entregar uma média 72 kWe.

Utilizando o *software* MATLAB, por meio do comando *trapz* pode-se calcular a integral da curva ilustrada na Figura 24, a qual é uma medida precisa da potência injetada na rede

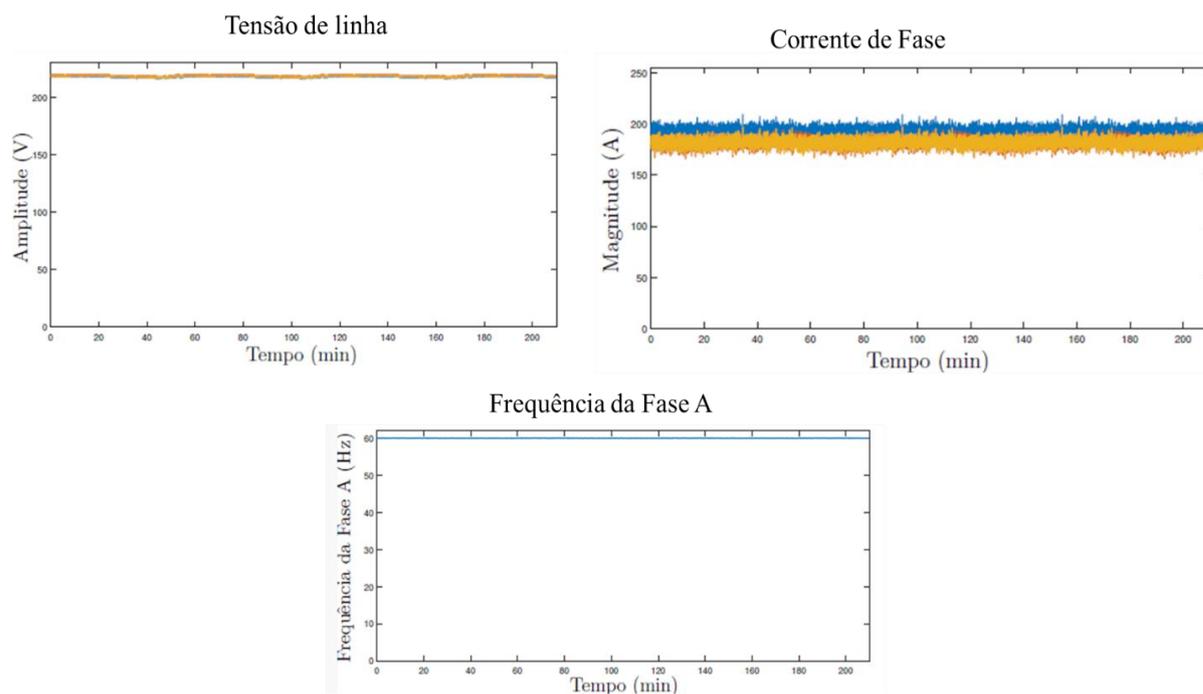
elétrica pelo GMG. Então, para este ensaio tem-se 244,69 kW injetado. Neste ensaio o GMG apresentou bom desempenho na regulação da tensão de linha, corrente de linha, bem como na frequência do sinal gerado, como pode ser observado na Figura 23.

Figura 23 - Resposta do GMG LPG 95 com injeção de energia na rede elétrica, na carga nominal configurada de 72kW, em ensaio *on grid*



Fonte: elaborado pelo próprio autor.

Figura 24 - Tensão de linha, corrente e frequência de fase do ensaio, na carga nominal configurada de 72kW, em ensaio *on grid*.

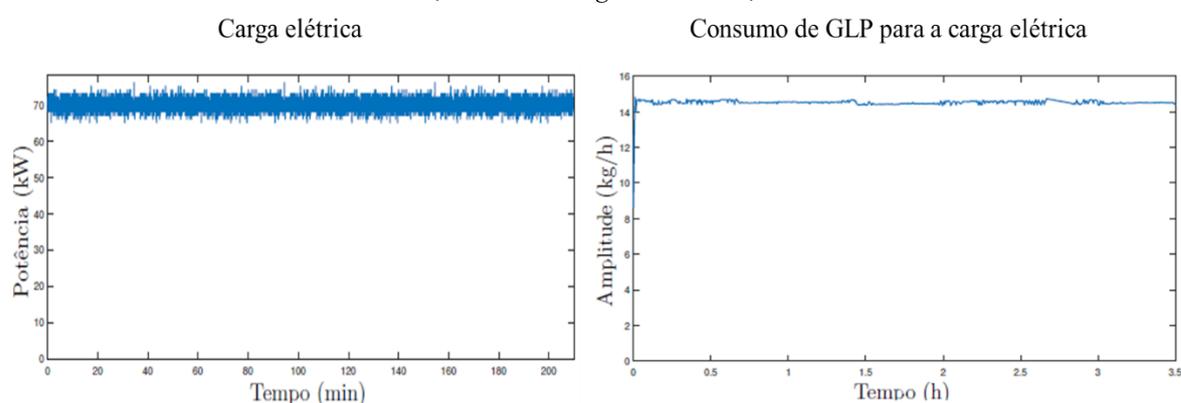


Fonte: elaborado pelo próprio autor.

Na Figura 25 é ilustrada a vazão de GLP durante o ensaio *on grid*. Este ensaio foi completado em 3h30min e determinou-se o consumo de GLP, o qual foi de 50,82 kg e o Consumo Específico de GLP = 0,208 kg/kWh para este ensaio.

Com o gerador funcionando na capacidade nominal configurada, 72 kWe, onde o seu máximo configurado é de 75kWe, observa-se a melhor performance em todos os testes realizados. Ainda, a Figura 25 mostra um controle linear da vazão de GLP para o funcionamento do gerador na carga nominal configurada, e na Tabela 15 estão compiladas as grandezas mecânicas para este ensaio *on grid*.

Figura 25 - Consumo (vazão horária) de GLP para o GMG LPG 95, na carga elétrica nominal configurada de 72kW, em ensaio *on grid* durante 3,5 horas.



Fonte: elaborado pelo próprio autor.

Tabela 15 - Grandezas mecânicas para o GMG LPG 95, na carga elétrica nominal configurada de 72kW, em ensaio *on grid* durante 3,0 horas

Ensaio	Potência Elétrica (kWe)	Potência mecânica (kW)	Torque mecânico (N.m)	Umidade do ar (%)	Temp. gases combustão Ponto 1 (°C)	Temp. gases combustão (Ponto 2) (°C)	Temp. gases (Ponto 3) (°C)	Temperatura ambiente (°C)
0h30min	72	78,86	188,5	52	547,1	442	540	32
1h00min	72	78,86	188,5	49	546,1	442,6	542	33
1h30min	72	78,86	188,5	45	545,9	542,1	543	34
2h00min	72	78,86	188,5	46	543,3	442,2	544,5	34
2h30min	72	78,86	188,5	44	545	442,2	538,8	34
3h00min	72	78,86	188,5	44	544,1	441	538	34

Fonte: elaborado pelo próprio autor.

Na Tabela 16 são mostradas as concentrações das emissões para o ensaio *on grid* do GMG. Nesta situação temos o GMG trabalhando em regime contínuo e as emissões de NO_x apresentaram redução de valores nas leituras entre duas e três horas do ensaio, demonstrando

melhor eficiência em relação aos tempos do ensaio entre 30 minutos e uma hora e meia. Por outro lado, as emissões de NO_x sofrem um incremento em seus valores para cada meia hora adicionada até o final do tempo do ensaio. Na Tabela 17. estão expostos os diversos valores encontrados em testes no fabricante do GMG, Leão Energia. É esperada uma redução de emissões de NO_x, CO e HC (hidrocarbonetos não queimados) com o aumento do valor de lambda. Este fenômeno foi encontrado também nos experimentos acima com o LPG95. Segundo Jenbacher (2010), um valor ideal para emissões de NO_x seria da ordem de 500 ppm ou mais baixo. Reduzidas temperaturas de combustão são almejadas para este fim. Este é um desafio somente conseguido com a construção de novas máquinas para otimizar a combustão do GLP e outros gases combustíveis (JENBACHER, 2010).

Tabela 16 - Emissões para o GMG LPG 95, na carga elétrica nominal configurada de 72kW, em ensaio *on grid* durante 3,0 horas.

Ensaio	Pot. Elét. (kWe)	Pot. Mec. (kW)	Torque Mecânico (N.m)	Temp. Exaustão (°C)	O ₂ (%)	NO (ppm)	CO (ppm)	CO ₂ (%)	NO _x (ppm)	HC (ppm)
0h30min	72	78,86	188,5	547,1	8,80	266	775	12,44	279	1254
1h00min	72	78,86	188,5	546,1	8,80	371	797	12,34	389	1288
1h30min	72	78,86	188,5	545,9	8,70	431	795	11,9	452	1298
2h00min	72	78,86	188,5	543,3	8,70	530	815	11,76	556	683
2h30min	72	78,86	188,5	545	9,00	449	779	11,94	471	467
3h00min	72	78,86	188,5	544,1	8,90	445	801	11,64	467	403

Fonte: elaborado pelo próprio autor.

Tabela 17 - Valores encontrados nos testes #1 e #2 do LPG95 no fabricante Leão Energia

Item	Resultados médios carga de 81,8 kWe	
	Teste #1	Teste #2
Consumo GLP (PCI 46.000 kJ/kg)	21,72 kg/h	21,6 kg/h
Consumo específico	0,269 kg / kWh	0,264 kg / kWh
Rendimento líquido	27,8%	29,6%
Potência líquida de saída do motor	89,5 kW mec	89,5 kW mec
Temperatura de exaustão	627,4 °C	574 °C
Avanço de ignição	8° APMS	18° APMS
Temperatura do motor (camisa cilindros)	77 °C	77 °C
Pressão da mistura no coletor de entrada do motor	0,12 Bar	0,24 Bar
Lambda	1,55	1,69
O ₂	7,5%	8,5%
CO ₂	8,9%	8,2%
CO	712,0 ppm	604,7 ppm
NO	807,3 ppm	685,5 ppm
HC	0,02%	0,07%

Fonte: elaborado pelo próprio autor.

6. RESULTADOS E COMPARATIVOS EXPERIMENTO X SIMULAÇÃO

Nesta Seção serão mostradas a análise dos resultados das várias simulações realizadas com os dados físicos do motor e propriedades do ar e combustível empregados nos experimentos, para que se obtenha modelos de configuração do motor para auxiliar em ajustes futuros neste e outros motores a GLP para geração de energia.

Os dados do motor aqui apresentados referem-se a um cilindro do motor. Como as condições do motor mudam durante os ensaios experimentais, essas condições podem ser diferentes para cada cilindro. Todos os dados originados do procedimento experimental são medições médias após um determinado número de medições. Esses dados podem incluir alguns estágios transitórios iniciais e finais.

Com os valores anteriormente calculados para o PCI, a razão mássica de ar / GLP e demais dados do motor, ar e combustível adotado é possível realizar a simulação da performance do motor ao longo de um ciclo de combustão. Os principais resultados são apresentados nas Figuras 26 e 27 e na Tabela 18. Tanto os valores simulados quanto as experimentais foram relacionadas com a rotação do motor.

Nas Figuras 28 e 29 são apresentados os gráficos dos comparativos utilizados para efetuar calibrações no modelo. Para as curvas encontradas realizou-se a calibração linear por mínimos quadrados entre os valores experimentais (variável dependente) e os valores do modelo (variável independente) e as correlações entre elas (R^2) são reportadas. Os gráficos das correlações são apresentados no APÊNDICE B. A calibração do modelo, neste caso, foi realizada com ajustes nos coeficientes do modelo de transferência de calor para as paredes e nas propriedades dos gases dos produtos (γ) para representar melhor a mistura nova e os gases remanescentes, vide equações (23), subseção 3.1 e (42), subseção 3.2.

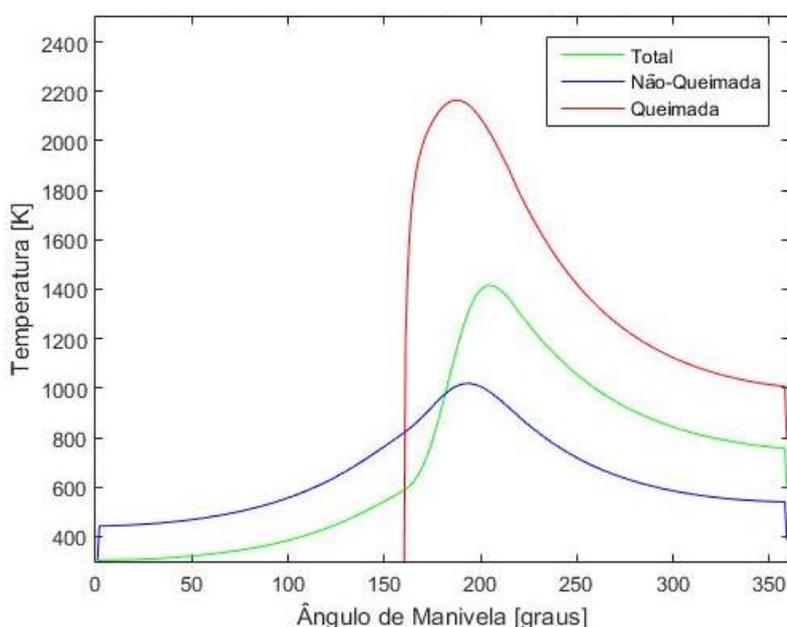
As incertezas das medições experimentais também foram consideradas nas figuras, baseadas nas incertezas dos instrumentos de medição. As especificações e incertezas destes instrumentos são apresentadas no ANEXO A.

As incertezas das medições experimentais são assumidas como 1% para as medidas do termômetro dos gases de exaustão (inserido na sonda do analisador de gases) e 3% da medição de consumo específico (razão entre as medidas do medidor de vazão e as leituras no medidor de energia).

6.1 RESULTADOS DE PERFORMANCE DO MCI

A Figura 26 mostra as temperaturas nas zonas não queimadas (linha azul do gráfico) e queimadas (linha vermelha do gráfico) como parte do modelo de duas zonas. A linha verde do gráfico representa o comportamento total da temperatura. Vê-se que as temperaturas na zona queimada não existem até a ignição ($\sim 160^\circ$ ângulo de manivela), e o pico de temperatura da zona queimada está próxima dos 2200 K, por volta do valor da temperatura de chama típica de queima do GLP (2270K).

Figura 26 - Temperaturas das massas queimada, não queimada e total da mistura



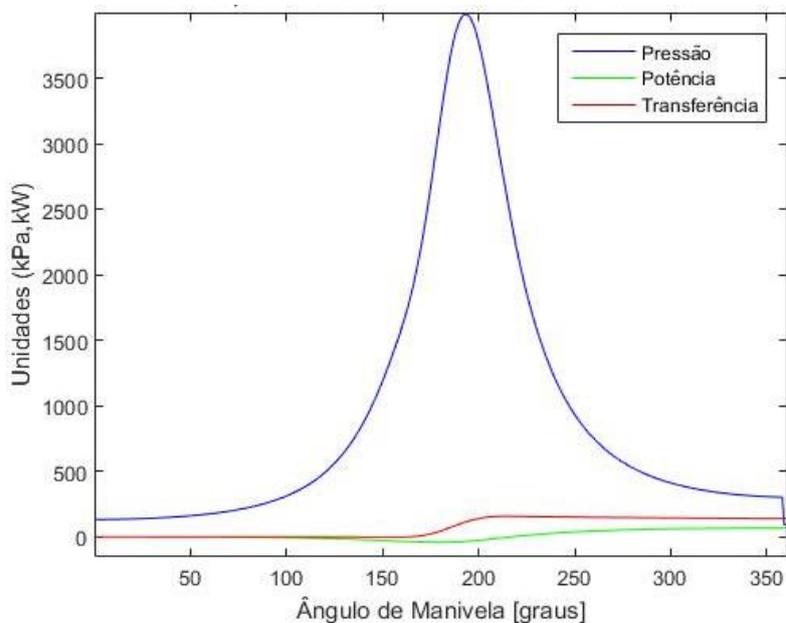
Fonte: elaborado pelo próprio autor.

A temperatura da zona queimada diminui para cerca de 800 K (527°C) na abertura da válvula de escape. Esta temperatura que seria a temperatura de saída dos gases, que está em linha com a temperatura medida pelo termopar inserido no coletor de escape do GMG, que registrou temperaturas de 510 - 548°C.

Na Figura 27 são exibidas várias grandezas do motor calculados em função do ângulo da manivela. A linha azul mostra a pressão dentro do cilindro. É esperado que haja uma pressão máxima em torno de 190-200° de ângulo de manivela (CUDDIHY, 2016). O valor de pressão de pico está entre 3500-5000 kPa, para este motor que é turbo alimentado. Os resultados simulados estão dentro dessas faixas de valores típicos, segundo o fabricante (LEÃO, 2023). A linha verde representa a saída de potência cumulativa. A saída de potência líquida em função

do ângulo da manivela prevê, no final do ciclo, cerca de 78 kW de potência mecânica, valor próximo do encontrado no experimento, que foi de 72 a 75kW. A linha vermelha representa a perda e energia pelas paredes por transferência de calor pelas paredes do cilindro.

Figura 27 - Pressão, potência e transferência de calor no LPG95



Fonte: elaborado pelo próprio autor.

Por conseguinte, na Tabela 18 é encontrada uma comparação do desempenho térmico do motor do gerador LPG95 entre os valores calculados pela simulação e os valores coletados e calculados no experimento. Os parâmetros para esta análise são: Rotação do motor: 1800 rpm; Razão de equivalência (ϕ) = 0,67 (λ = 1,5); Carga 100% = 106, 9 kW.

Tabela 18 - Comparação de valores de performance medidos e calculados na simulação

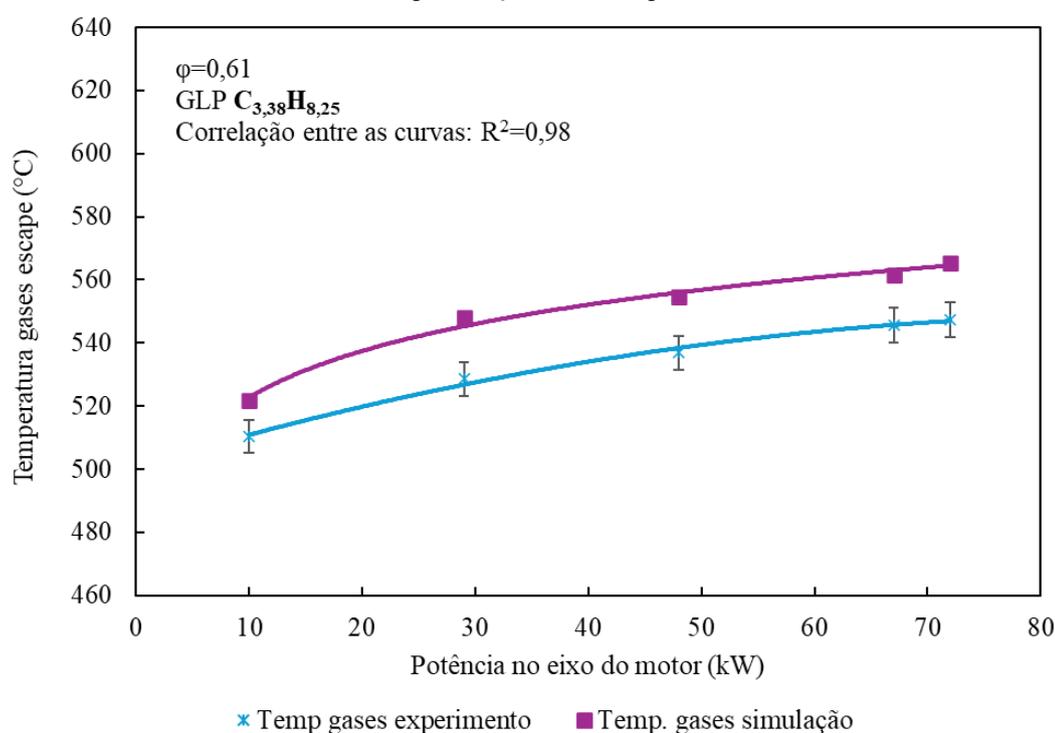
Fonte	Carga (%)	Potência (kW)	Desvio relativo (%)	Torque (N.m)	Desvio relativo (%)	Consumo específico (g/kWh)	Desvio relativo (%)	Temp. Gases escapamento (°C)	Desvio relativo (%)
Experimental	10	11		58,1		621,0		510,3	
Modelo	10	10,8	-1,39	57,3	-1,39	481,9	-22,4	521,9	-2
Experimental	30	31,8		168,5		444,0		528	
Modelo	30	31,0	-2,25	164,7	-2,25	412,7	-7,0	548	-4
Experimental	50	52,6		278,9		213,1		536	
Modelo	50	52,7	0,17	279,4	0,17	217,8	2,2	554,6	-3
Experimental	60	67,9		360,3		213,5		545,7	
Modelo	60	68,1	0,25	361,2	0,25	212,1	-0,7	561,7	-3
Experimental	70	72,9		418,4		204,5		547,4	
Modelo	70	73,3	-0,75	415,2	-0,75	210,6	3,0	565,5	-3

Fonte: elaborado pelo próprio autor.

Na Figura 28, é possível observar o comportamento das temperaturas dos gases de escape no gerador LPG95. As temperaturas dos gases de escape apresentaram comportamentos convergentes.

Experimentalmente, a variação da temperatura em relação à potência do motor mostrou uma curva crescente de 510 a 548 °C à medida que se aumenta a carga do motor. A curva obtida do modelo seguiu a mesma tendência nos valores de 522 a 565 °C.

Figura 28 - Comparativo das temperaturas de gases de escape do MCI do GMG LPG 95, GLP equivalente C_{3,38}H_{8,25} e $\phi = 0,61$. A incerteza das medições experimentais é assumida como 1%, baseada nas especificações do termopar.

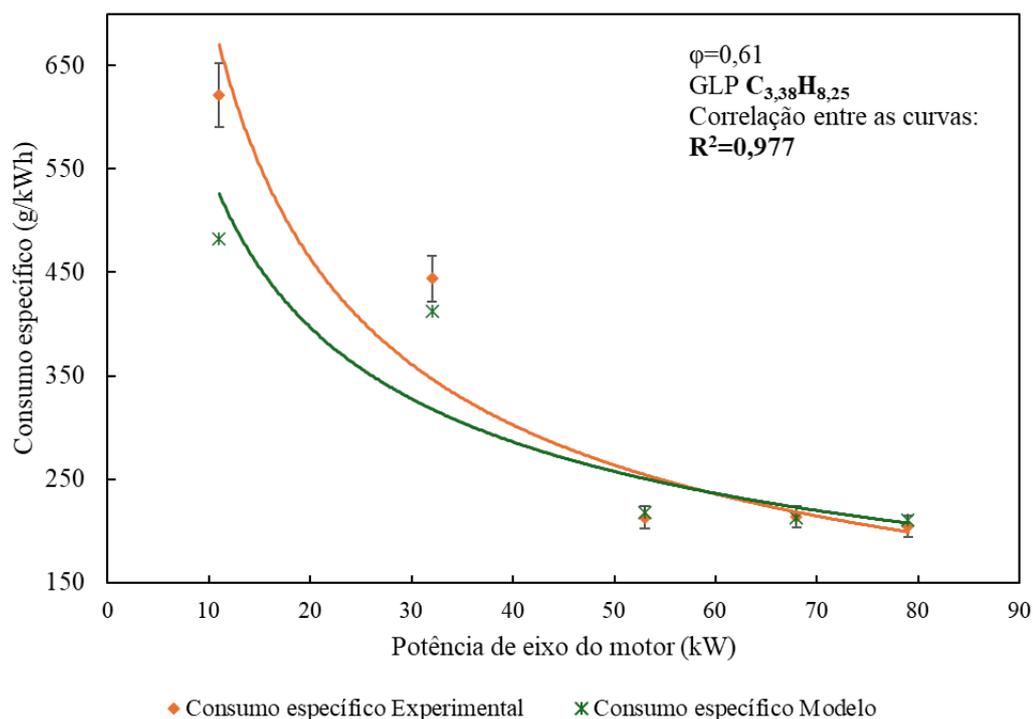


Fonte: elaborado pelo próprio autor.

Pelo comportamento das curvas mostradas na Figura 28, o modelo calculado indicou uma boa correlação ao perfil da curva do experimento ($R^2 = 0,983$). Observa-se que os valores das temperaturas aumentam com a carga. Os valores da simulação são maiores 3% (~ 17°C) em relação aos valores do experimento. A coleta experimental foi realizada por termopar na tubulação de escape do motor, e a distância influenciou na perda de temperatura para o ambiente, resultando em medições menores que as calculadas, que por sua vez, correspondem à temperatura dos gases no momento de fechamento da válvula de escape. Porém pela aparente consistência indica uma boa correlação.

A Figura 29 mostra as curvas de consumo específico experimental e calculada. O consumo específico está bem alinhado, demonstrando a sincronia entre os valores coletados e os valores de simulação.

Figura 29 - Comparativo do consumo específico do MCI do GMG LPG 95, GLP equivalente C_{3,38}H_{8,25} e $\phi = 0,61$. A incerteza das medições experimentais é assumida como 3%, baseada nas especificações do medidor de vazão termal e medidor de energia.



Fonte: elaborado pelo próprio autor.

O consumo específico apresenta boa concordância ($\pm 3\%$) para cargas acima de 48kWe. Em baixa carga (10kWe). O modelo apresenta subestimativa significativa (- 22.4%). Isto mostra que pode haver um maior desequilíbrio na alimentação de combustível ao motor a baixas cargas, isto comprovado pelos resultados do experimento mostrado na Seção 5, onde fica claro no gráfico de consumo de combustível um desequilíbrio de alimentação e consumo de combustível, principalmente na carga de 29kWe. O gerador do experimento conta com controles eletrônicos de ajuste variável de carga, porém conta com um venturi fixo para alimentação da mistura ar-GLP, e há uma tendência para otimizar sua função a cargas acima de 50% (LEÃO, 2023). Assim, o erro reduz-se com o aumento das cargas.

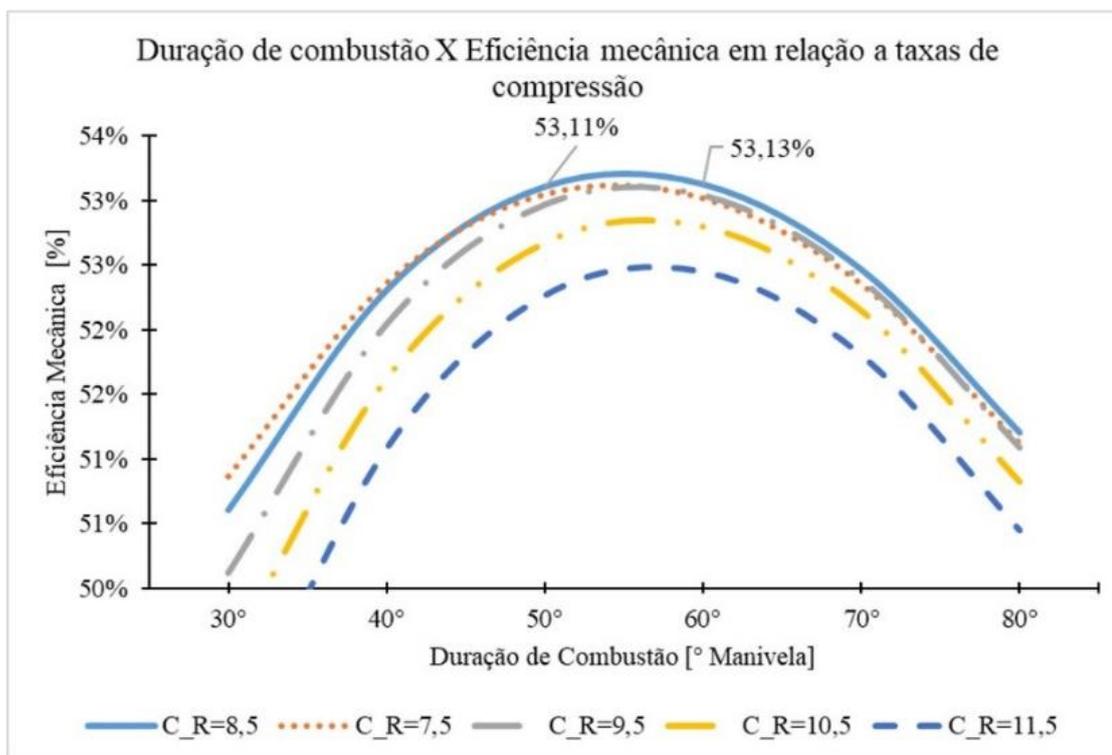
Em outra análise, uma tentativa de ajustar a alimentação de combustível a baixas cargas não se justificaria em relação ao esforço/benefício e poderia prejudicar a otimização da máquina para as maiores cargas (LEÃO, 2023).

Pelos dados e informações contidas nos gráficos e tabela acima é possível deduzir que o modelo desenvolvido pode ser utilizado para simulações mais simples e aproximadas de estudo térmico de um MCI de um gerador a GLP.

Outro lado positivo da simulação foi encontrar algumas configurações que sugerem outras melhorias a serem adotadas no motor, conforme mostrado a seguir. Na Figura 30 é comparada a eficiência mecânica com a duração de combustão em cinco valores de taxa de compressão calculadas através do simulador numérico aqui desenvolvido. O gráfico prevê que para o motor MWM 6.12 TCA a GLP montado no gerador LPG 95 a melhor configuração de taxa de compressão teria valores em torno de 8,5:1 e o duração da combustão com a melhor performance do motor seria um valor entre 50 e 60°. A eficiência mecânica foi demonstrada na Seção 5 (Subseção 5.5) através das Eq. (132) e (133).

Desta forma, o modelo de simulação utilizado é uma ferramenta bastante útil para este tipo de análise.

Figura 30 - Gráfico de previsão de melhor taxa de compressão e duração de combustão para o LPG95



Fonte: elaborado pelo próprio autor.

6.2 RESULTADOS DAS EMISSÕES DO MCI

Os resultados e a comparação com os valores encontrados nas medições do experimento estão apresentados na Tabela 19. Os valores de previsão das emissões foram calculados através do método de equilíbrio químico apresentado por Olikara & Borman (1967) e o modelo de HC proposto por Hamrin & Heywood, (1995) que foram acoplados ao simulador de MCI de duas zonas, utilizando *software* MATLAB.

Foi utilizado o hidrocarboneto equivalente $C_{3,38} H_{8,25}$, e razão de equivalência $\phi = 0,59$, com os valores de entrada de pressão e temperatura obtidas para cada carga simulada. Os resultados da previsão, bem como a convergência das curvas correspondentes foram comparados com as medições realizadas nos testes do GMG LPG95.

Nesta seção também se apresentam as correlações entre curvas do modelo experimental (R^2), bem como as incertezas das medições experimentais também foram consideradas nas Figuras 31 a 34, baseadas nas incertezas dos instrumentos de medição. Para as especificações e incertezas destes instrumentos vide o APÊNDICE B e para os gráficos das correlações vide o APÊNDICE C.

Tabela 19 - Comparação de valores calculados na previsão e valores experimentais de NO, CO e HC do GMG.

Potência líquida média pelo motor na ponta do eixo (kW)	Emissão	Valor experimento	Valor simulação	Desvio da simulação
10	NO (ppm)	38,2	85	55%
10	CO (ppm)	861,0	19,01	-4428%
10	HC (ppm)	2033,2	1070,6	-70%
29	NO (ppm)	58,5	136	57%
29	CO (ppm)	780,0	17,81	-4280%
29	HC (ppm)	1748,0	929,2	-88%
48	NO (ppm)	169,0	269,0	37%
48	CO (ppm)	805,5	17,05	-4626%
48	HC (ppm)	1479,0	794,1	-86%
67	NO (ppm)	342,0	476,8	28%
67	CO (ppm)	807,0	16,51	-4788%
67	HC (ppm)	1315,0	684,9	-88%
72	NO (ppm)	444,0	478	7%
72	CO (ppm)	788,0	16,37	-4713%
72	HC (ppm)	4050,0	674,4	-95%

Fonte: elaborado pelo próprio autor.

Nas Figuras 31 a 33 observa-se o comparativo das emissões calculadas e obtidas experimentalmente através de analisador de gases ECIL 600X. Nas figuras estão comparadas as emissões minoritárias de NO, CO e HC em ppm.

No gráfico da Figura 31 é apresentada a variação da concentração de NO (óxido nítrico) em função da potência do eixo do motor, comparando os valores experimentais com os valores teóricos baseados no equilíbrio químico. A incerteza da medição experimental neste caso é de 5% para as medidas do NO do analisador de gases, segundo especificações do equipamento, reportadas no APÊNDICE B.

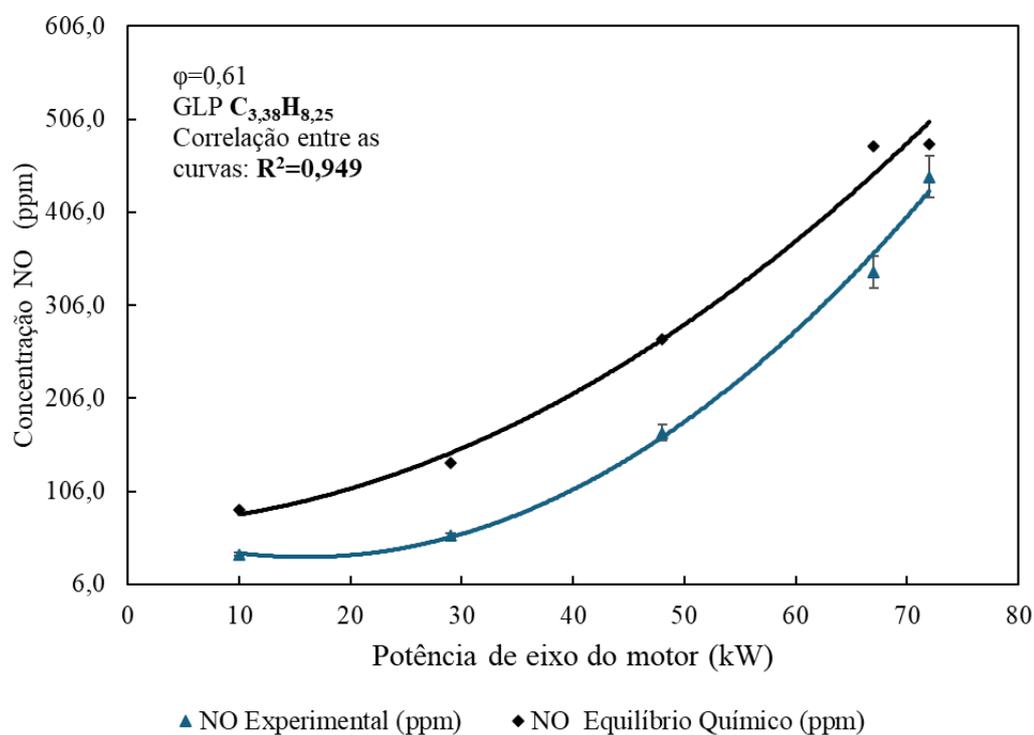
A curva do NO experimental (linha azul) mostra concentrações relativamente baixas em potências menores e um aumento progressivo conforme a carga do motor cresce. Esse comportamento pode ser atribuído ao aumento da temperatura da câmara de combustão em cargas mais elevadas, favorecendo a formação térmica de NO, via mecanismo de Zeldovich (TURNS, 2013). Como a formação de NO é altamente dependente da temperatura, sua concentração tende a aumentar em condições de combustão mais quentes.

A curva do NO em equilíbrio químico (linha preta) apresenta a mesma tendência da curva experimental para as condições impostas. Porém, apresenta uma superestimativa média de 37% sendo um pouco mais acentuada nas baixas cargas. Esse comportamento sugere que, em baixas potências, a temperatura da combustão pode não ser suficiente para sustentar a formação de NO prevista pelo equilíbrio químico.

Outra razão pode estar na dinâmica do sistema de sobrealimentação e resfriamento intermediário do ar. A mistura ar-combustível está submetida a sobrepressão e posteriormente é resfriada antes da admissão (*intercooler*) e isto influencia diretamente a formação de NO, pois aumenta a densidade e reduz a temperatura de entrada, permitindo maior eficiência com temperaturas menos elevadas (LEÃO, 2024), resultando em menor formação de NO em comparação com os valores teóricos de equilíbrio. Ainda assim outros efeitos, tais como a recirculação de gases quentes e ao tempo de residência dos reagentes impactam a conversão de nitrogênio atmosférico em óxidos de nitrogênio.

De forma geral, o gráfico da Figura 31 evidencia que a formação de NO nesta aplicação de motor turboalimentado a GLP está influenciada pela temperatura do regime de operação do motor e o modelo consegue prever o comportamento desta formação com uma correlação entre as curvas do modelo e experimental de $R^2 = 0,949$.

Figura 31 - Comparativo NO medido experimentalmente e calculado para o GMG LPG 95, GLP equivalente C_{3,38}H_{8,25} e $\phi = 0,61$. A incerteza da medição experimental é assumida como 5%, baseada nas especificações do analisador de gases para o NO.

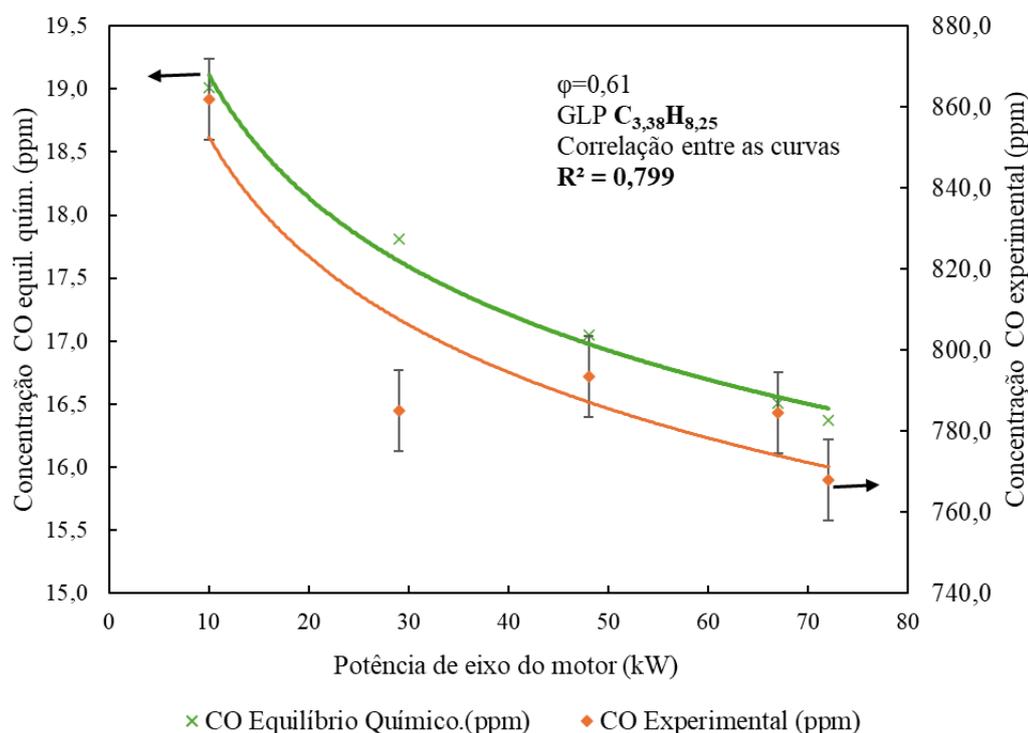


Fonte: elaborado pelo próprio autor.

A Figura 32 apresenta a variação da concentração de monóxido de carbono (CO) em função da potência do eixo do motor, comparando os valores experimentais com os valores teóricos baseados no equilíbrio químico. A incerteza da medição experimental neste caso é de 4% para as medidas do CO do analisador de gases, seguindo especificações do equipamento (vide APÊNDICE B).

A curva do CO experimental (linha laranja) mostra uma tendência decrescente com o aumento da carga. Esse comportamento está relacionado à razão ar-combustível e à eficiência da combustão do GLP no motor. Em baixas potências, a combustão pode ser menos eficiente devido a uma menor turbulência e temperaturas mais baixas, favorecendo a formação de CO pela combustão incompleta. À medida que a potência aumenta, a temperatura da câmara e a eficiência da queima melhoram, reduzindo a formação de CO. No entanto, em cargas mais elevadas, o aumento na densidade da mistura promovido pelo turbo pode resultar em regiões locais de mistura rica, favorecendo a formação de CO devido à limitação de oxigênio disponível para completar a oxidação de CO em CO₂.

Figura 32 - Comparativo CO medido experimentalmente e calculado para o LPG 95, GLP equivalente $C_{3,38}H_{8,25}$ e $\phi = 0,61$. A incerteza da medição experimental é assumida como 5%, baseada nas especificações do analisador de gases para o NO.



Fonte: elaborado pelo próprio autor.

Na carga de 29 kW a leitura do CO experimental apresentou um valor acentuadamente mais abaixo da linha de tendência. Isto acontece devido ao fato do atuador de alimentação de GLP do GMG falhar, nesta carga resistiva de 29 kW, não apresentando um bom desempenho, como mostrado na Figura 18 (Seção 5, Subseção 5.6). Apesar de várias medições realizadas, este ponto apresenta esta anormalidade em todas as medições, devido à falha supracitada. Contudo, conforme, relatado anteriormente a regularização deste ponto não é interessante devido ao motor ser otimizado para carga de geração de energia mais próximas da carga nominal máxima à qual o gerador foi configurado (75kW).

A curva do CO em equilíbrio químico (linha verde) segue a tendência típica de redução com o aumento da potência, semelhante ao observado na curva experimental, apesar de contar com valores absolutos acentuadamente mais baixos. Isso sugere que, na prática, fatores como tempo de residência dos gases na câmara, resfriamento das paredes do cilindro e pós-oxidação no escapamento afetam significativamente a concentração de CO medida experimentalmente. Apesar da boa correlação de perfis das curvas, com $R^2 = 0,799$, em termos de valores absolutos, os valores medidos experimentalmente estão acentuadamente diferentes na ordem de 4.000%. Esta é uma diferença que pode acontecer em maior ou menor grau devido a combustão real ter

muitas reações secundárias, mistura incompleta, tempo limitado e perdas de calor, que são mais complexas para serem previstas por modelos simplificados, mas que, porém, pode explicar o comportamento geral de um MCI em relação às suas emissões. Em motores multicilindros, se a metade dos cilindros roda com uma mistura pobre e a outra metade com uma mistura rica, então os cilindros com mistura pobre produzem muito menos CO do que os cilindros com mistura rica. A média de emissão do CO no motor corresponderia a sua razão de equivalência de mistura mais rica do que média (RAGGI, 2005).

A Figura 33 exibe a variação da concentração de hidrocarbonetos não queimados (HC) em função da potência do eixo do motor, comparando os valores experimentais com os valores calculados baseado em trabalhos de Hamrin & Heywood (1995). As medidas da curva experimental têm incerteza de 0,25% baseado nas especificações do analisador de gases para o HC.

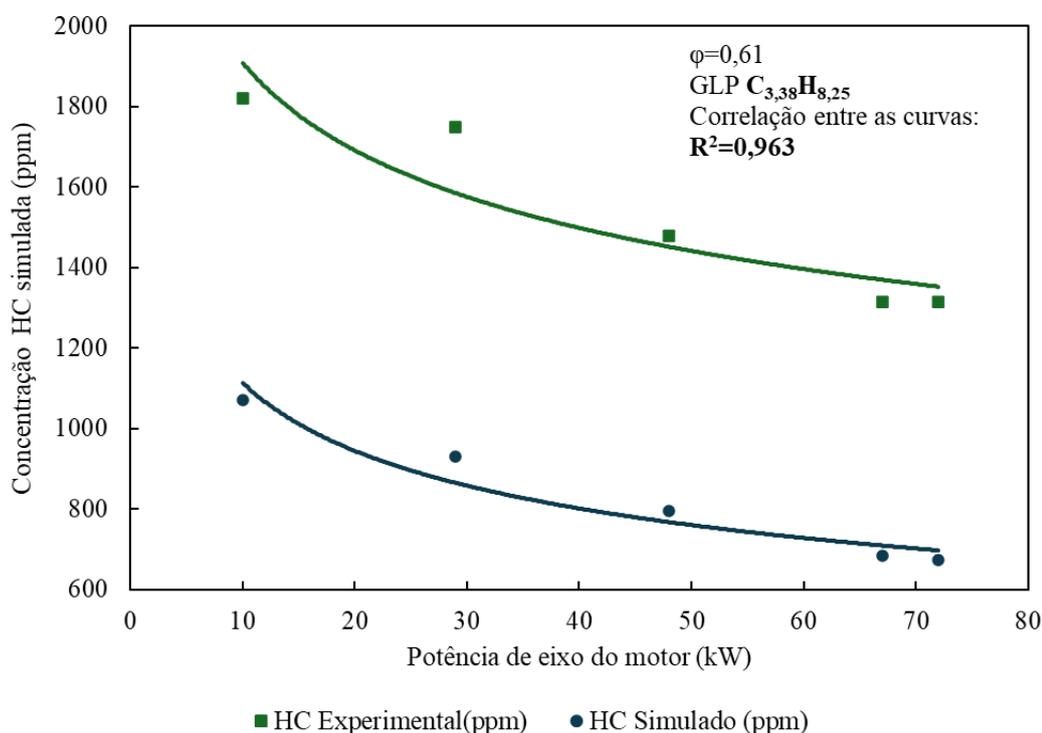
O comportamento da formação de HC em baixas cargas é mais elevado do que nas cargas mais altas, ou seja, a concentração de HC diminui gradualmente com o aumento da potência. Esse comportamento é esperado, pois, em maiores cargas, a temperatura da câmara de combustão aumenta, favorecendo a oxidação completa dos hidrocarbonetos. Em baixas temperaturas, uma parcela do combustível pode condensar nas paredes do cilindro, formando um filme que não é completamente queimado durante o ciclo, além disto, as cavidades do pistão também segregam combustível a temperaturas mais baixas do que aquelas necessárias para uma combustão completa e necessitam de maior temperatura e reatividade para queimarem. Em relação aos valores absolutos os valores experimentais estão acima, em média, 86% dos valores previstos simulados no modelo de emissões.

Assim a tendência de menor formação de HC de acordo com o aumento da carga e consequentemente a temperatura interna é mostrado de forma competente pelo modelo e acompanha o comportamento da curva experimental, que apresentou uma correlação entre as curvas de $R^2 = 0,963$.

Em altas cargas, há maiores pressões de turbo e pode haver maior dificuldade na ignição e o tempo disponível para a combustão é menor, podendo resultar em falhas na ignição e emissões mais altas de HC. Este tipo de falha foi observado durante a posta em marcha do gerador, mas foi resolvido.

A Figura 34 ilustra o tipo de vela de ignição utilizada para corrigir a falha de ignição ocorrida anteriormente. De toda forma, as emissões registradas experimentalmente e pelo modelo matemático deste trabalho estão dentro de um funcionamento típico deste tipo de motor.

Figura 33 - Comparativo de formação de HC medido experimentalmente e calculado para o LPG 95, GLP equivalente $C_{3,38}H_{8,25}$ e $\phi = 0,61$. A incerteza da medição experimental é assumida como 0,25%, baseada nas especificações do analisador de gases para o HC.



Fonte: elaborado pelo próprio autor.

As diferenças entre os valores absolutos experimentais e aqueles simulados em equilíbrio químico podem ser atribuídas a diversos fatores onde a turbulência na câmara de combustão, taxa de diluição dos gases de exaustão, eventuais variações na composição do combustível e contaminação do combustível por óleo lubrificante no cilindro do motor, podem ser exemplos de impactos nos valores experimentais. Além disso, possíveis diferenças na temperatura dos gases de exaustão podem influenciar as concentrações dos produtos da combustão medidos no escape.

É importante destacar também que no motor de GMG LPG95 e outros geradores similares há um controle permanente do excesso de ar através de uma unidade controle eletrônico (ECU), diferente da simulação que é aqui apresentada. Uma foto de um mostrador usado para verificação da variação de excesso de ar ou da sonda lambda é apresentada na Figura 35, que mostra o valor de ($\lambda = 1,22$) em outro experimento de gerador a GLP.

Além disto, as coletas das emissões no motor real foram realizadas de forma pontual e não contínua. Finalmente o objetivo de simular boas correlações e mostrar tendências nas previsões da performance e das emissões em relação ao experimento foi alcançado por este trabalho.

Figura 34 - Vela de ignição com maior área de centelha para suportar altas pressões da turboalimentação no LPG95



Fonte: elaborado pelo próprio autor. Cortesia Leão (2024)

Figura 35 - Leitor de lambda para motogeradores Ecofuel fabricante Wogen



Fonte: elaborado pelo próprio autor. Cortesia Leão (2024)

7. ESTUDOS PARAMÉTRICOS COM MISTURAS GLP-H₂ E GN-H₂

O objetivo desta Seção é oferecer uma comparação teórica da combustão e do desempenho de um MCI, operando com seis misturas diferentes de Gás Liquefeito de Petróleo (GLP) e Gás Natural (GN) enriquecidos com hidrogênio (H₂). Os combustíveis estudados incluem:

- 100%GLP
- 100%GN
- 100%H₂
- 90%GLP + 10%H₂
- 80%GLP + 20%H₂
- 70%GLP + 30%H₂
- 90%GN + 10%H₂
- 80%GN + 20%H₂
- 70%GN + 30%H₂

A avaliação foi realizada utilizando um modelo de combustão de duas zonas, previamente desenvolvido na Seção 3, que permite analisar parâmetros como pressão média efetiva indicada (IMEP), avanço de ignição, duração da combustão e emissões. A adição de hidrogênio às misturas de GLP e GN visa melhorar a eficiência térmica e reduzir emissões, aproveitando as propriedades combustíveis superiores do H₂, como alta velocidade de chama e amplos limites de inflamabilidade (HUANG *et al.* 2007; MA *et al.* 2008).

7.1 METODOLOGIA DOS ESTUDOS PARAMÉTRICOS

O modelo de combustão de duas zonas divide os gases no cilindro em duas regiões: uma zona queimada e outra não queimada, separadas pela frente de chama, e foi desenvolvido na Seção 3, a partir da Lei de conservação de massa e energia (1ª Lei da Termodinâmica) para cada zona. O modelo utilizado inclui submodelos da taxa de liberação de calor durante a combustão utilizando a Equação de Wiebe, e um submodelo de transferência de calor, usando a correlação de Annand.

As simulações para esta Seção foram realizadas para condições de operação em 50% da carga, pressão inicial da mistura ar/combustível de 80 kPa, rotação constante de 1800 rpm e razão de equivalência variando de 0,67 a 1,2. A limitação da carga utilizando neste experimento

deve-se como razão principal a mitigação da formação de NOx. Com cargas de 60%, por exemplo e mistura de 30% de H₂ e razão de equivalência igual a 1,0 as temperaturas encontradas estavam na casa dos 2400 K, embora a temperatura máxima operacional aceitável seja controlada de forma a se manter bem abaixo de 2000 K para a redução das emissões de NOx térmico, cuja formação fica mais significativa a partir de 1300K (TURNS, 2013) e se acentua cada vez que o percentual de H₂ na mistura aumenta, o que será demonstrado na Subseção 7.2 desta Seção.

A escolha dos percentuais de 10%, 20% e 30% para adição de hidrogênio baseiam-se em estudos de literatura (COSTA *et al.* 2021; JAMROZIK *et al.* 2020) e discussões que o autor realizou com engenheiros de duas empresas especializadas em motogeradores, durante seu trabalho no estudo experimental (LEÃO, 2023), já citados na revisão da literatura.

As propriedades do GLP foram obtidas experimentalmente a partir de ensaio cromatográfico pelo laboratório da UFMS em amostras fornecidas pela Copa Energia. As propriedades do GN foram obtidas no site da distribuidora Copergás, do estado de Pernambuco. A partir da composição inicial do GLP e do GN foram realizadas blends proporcionais com 10, 20 e 30% de H₂ em ambos os combustíveis.

A fórmula química equivalente (C_mH_nO_zN_w) e as propriedades de todos os combustíveis de teste, são fornecidas na Tabela 20.

Tabela 20 - Propriedades de todos os combustíveis de teste

Combustível	Fórmula química	Densidade (gás) @ 20°C, 1 atm		
		kg/m ³	kJ/kg	kJ/m ³
GLP*	C _{3,38} H _{8,25}	2,001	46.000	92.060
GN**	C _{1,07} H _{4,06} O _{0,02} N _{0,03}	0,726	47.023	34.137
Hidrogênio	H ₂	0,083	119.959	9.905
GLP+10%Hidrogênio***	C _{3,04} H _{7,63}	1,809	53.396	96.603
GLP+20%Hidrogênio***	C _{2,70} H _{7,00}	1,617	60.792	98.329
GLP+30%Hidrogênio***	C _{2,37} H _{6,37}	1,425	68.188	97.192
GN+10%Hidrogênio***	C ^{0,96} H _{3,85} O _{0,02} N _{0,03}	0,659	54.317	35.813
GN+20%Hidrogênio***	C _{0,86} H _{3,65} O _{0,02} N _{0,02}	0,595	61.610	36.668
GN+30%Hidrogênio***	C _{0,75} H _{3,44} O _{0,01} N _{0,02}	0,531	68.904	36.615

Fonte: elaborado pelo próprio autor.

*Conforme cromatografia do GLP experimental da UFMS

**Conforme site Copergás em 28/09/2024

***Utilizando o GLP e GN fornecidos acima

Lindström *et al.* (2016) afirmam que variações dependentes de combustível podem ser capturadas pela adição da velocidade de queima laminar nas correlações a serem desenvolvidas para parâmetros de função de Wiebe (LINDSTRÖM *et al.* 2016; GÜRBÜZ & KÖSE 2020). Portanto, os parâmetros da função de Wiebe podem ser calculados em relação à velocidade de queima laminar do combustível. O uso da velocidade de queima laminar na modelagem teórica aumenta a disponibilidade de diferentes parâmetros (ou seja, combustível, razão de equivalência) e reduz a necessidade de calibrar o modelo de combustão. Como resultado, os pesquisadores desenvolveram uma equação (141) que define o tempo total de combustão como uma função da velocidade de queima laminar da seguinte forma (LINDSTRÖM *et al.* 2016):

$$\Delta\hat{\theta} = \Delta\theta_0 \cdot \frac{G_{SL}}{G_{SL,0}} = \Delta\theta_0 \cdot \frac{S_{L,0}}{S_L} \quad (141)$$

onde, $\Delta\hat{\theta}$ é a duração total da combustão otimizada pela velocidade de queima laminar, $S_{L,0}$ é a velocidade de queima laminar do combustível de referência, $\Delta\theta_0$ é a duração total da combustão do combustível de referência e S_L é a velocidade de queima laminar de todos os combustíveis de teste.

A variação da velocidade de queima laminar versus a razão de equivalência de qualquer um dos combustíveis de teste é dada na Tabela 21 e na Figura 36.

Tabela 21 - Velocidade de chama para todos os combustíveis do teste

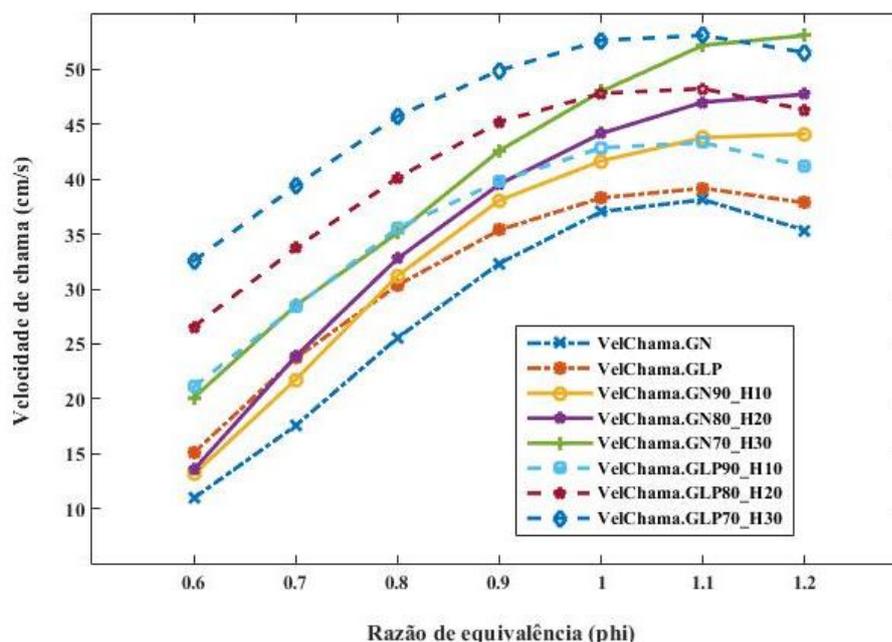
φ	GN ¹	GLP ²	H ₂ ³	0,9GN + 0,1H ₂ ³	0,8GN + 0,2H ₂ ³	0,7GN + 0,3H ₂ ³	0,9GLP + 0,1H ₂ ³	0,8GLP + 0,2H ₂ ³	0,7GLP + 0,3H ₂ ³
0,6	10,9	15,0	73,2	13,1	13,5	20,1	21,0	26,5	32,5
0,7	17,5	23,69	110,7	21,7	23,8	28,5	28,3	33,7	39,4
0,8	25,5	30,34	151,	31,2	32,7	35,1	35,5	40,1	45,7
0,9	32,3	35,3	190,1	38,0	39,5	42,6	39,8	45,2	49,9
1	37,0	38,30	216,9	41,6	44,	48	42,8	47,8	52,6
1,1	38,1	39,1	246,4	43,7	47,0	52,2	43,3	48,2	53,1
1,2	35,3	37,8	264,2	44,1	47,7	53,1	41,1	46,3	51,5

Fonte: elaborado pelo próprio autor.

A Figura 36 mostra a velocidade de chama laminar S_L em função da razão de equivalência phi (φ) para os combustíveis simulados. Observa-se que:

- O H₂ puro apresenta a maior S_L (216,96 cm/s em $\varphi = 1$), enquanto GN e GLP têm valores inferiores (37,05 cm/s e 38,30 cm/s, respectivamente).
- A adição de H₂ aumenta significativamente a S_L . Por exemplo, 30% de H₂ eleva a S_L em 37,5% para GN e 40,2% para GLP em $\varphi = 1$.

Figura 36 - Velocidade chama em relação à razão de equivalência dos combustíveis de teste



Fonte: elaborado pelo próprio autor.

As durações totais da combustão $\Delta\hat{\theta}$ são calculadas pelos valores de referência $\Delta\theta_0$ obtidos do MCI operado com GLP, obtidos em Gürbüz & Köse (2020), para uma razão de equivalência ($\varphi = 1$) e tempo de ignição diferentes, e são apresentadas na Figura 37, que ilustra a duração total da combustão $\Delta\theta$ em função do tempo de ignição.

Na Figura 37, nota-se que:

- Misturas com maior teor de H₂ têm $\Delta\theta$ menor devido à maior velocidade de chama.
- Para GLP+30%H₂, $\Delta\theta$ reduz-se em 28% comparado ao GLP puro, enquanto GN+30%H₂ apresenta redução de 25%.

De forma prática, a Figura 37 mostra que o avanço do tempo de ignição encurtará o tempo entre o final da injeção de combustível (fechamento da válvula de admissão no caso aqui apresentado), e o tempo de ignição, o que formará uma alta estratificação da mistura na câmara de combustão e uma mistura relativamente rica próxima à vela de ignição, tornando a mistura mais fácil de ser inflamada, reduzindo assim o atraso de ignição e a duração do desenvolvimento da chama. Os resultados de um experimento de mistura de hidrogênio com GN realizado por

Huang *et al.* (2006) também revelaram que para a combustão de mistura pobre, que o nosso caso de motogerador a gás, a redução dos intervalos de tempo entre o final da injeção de combustível e o ponto de ignição resulta em alta estratificação da mistura e aumenta a velocidade de queima. Para tempos de ignição específicos, a duração do desenvolvimento da chama diminui com o aumento da fração de hidrogênio, indicando que a adição de hidrogênio pode promover a formação do núcleo da chama e a propagação da chama no estágio inicial da combustão da mistura e isso é resultado do aumento da velocidade de queima pela adição de hidrogênio.

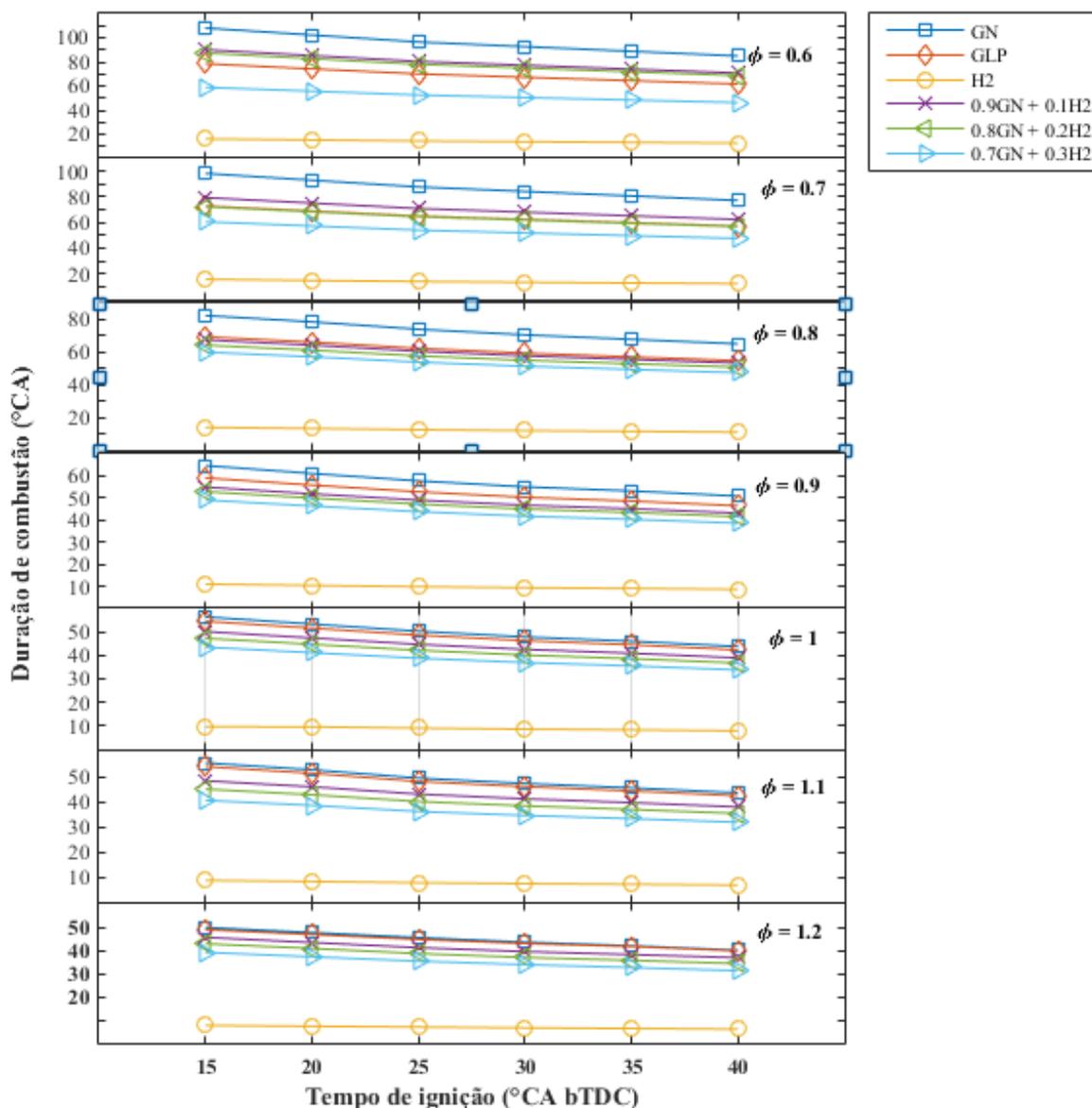
Outra necessidade para a simulação é realizar os cálculos das razões ar-combustível. Os cálculos para as razões ar-combustível (A/C ou A/F , em inglês) para GLP, GN, H_2 e para as misturas são fornecidos na Tabela 22.

Tabela 22 - Razões ar-combustível para os testes

Excesso de ar	Razão equivalente	GLP	GN	Hidrogênio	GLP + 10%H ₂	GLP + 20%H ₂	GLP + 30%H ₂	GN + 10%H ₂	GN + 20%H ₂	GN + 30%H ₂
(λ)	(ϕ)	(kg ar/ kg combustível)								
1,50	0,67	22,91	24,22	51,07	23,04	23,20	23,40	24,61	25,02	25,52
1,20	0,83	18,33	19,38	40,86	18,43	18,56	18,72	19,69	20,01	20,42
1,10	0,91	16,80	17,76	37,45	16,89	17,01	17,16	18,05	18,35	18,72
1,00	1,00	15,27	16,15	34,05	15,36	15,46	15,60	16,41	16,68	17,01
0,90	1,11	13,74	14,53	30,64	13,82	13,92	14,04	14,77	15,01	15,31
0,80	1,25	12,22	12,92	27,24	12,29	12,37	12,48	13,13	13,34	13,61

Fonte: elaborado pelo próprio autor.

Figura 37 - Duração de combustão em relação ao tempo de ignição dos combustíveis de teste



Fonte: elaborado pelo próprio autor.

7.2 RESULTADOS E DISCUSSÃO

As pressões médias indicadas (PMI ou IMEP, em inglês) para as razões de equivalência ($\phi = 0,67, 0,83, 0,91, 1,0, 1,11, 1,2$) foram investigadas para todos os combustíveis do ensaio. O IMEP para cada razão de equivalência, para cada um dos combustíveis de teste foi realizado alterando o tempo de ignição na faixa de 15-40° de ângulo do virabrequim (°CA). Assim, é possível deduzir as melhores faixas de tempo de ignição para o máximo torque de saída do motor (MBT, *maximum brake-torque*) para os combustíveis ensaiados. A relação entre o IMEP

e tempo de ignição são apresentados na Figura 38 para GN+H₂. Na Figura 39 estão os resultados para as misturas GLP+H₂. As curvas das Figura 38 e 39 foram reunidas na Figura 40.

Conforme mostrado nas Figuras 38 a 40:

- GN+H₂: O IMEP máximo (7,3 bar) ocorre com 70%GN+30%H₂ e ignição a 25°C (Figura 38).

- GLP+H₂: A mistura 70%GLP+30%H₂ atinge IMEP de 8,1 bar com ignição a 20°C (Figura 39).

- O GLP+H₂ supera GN+H₂ em IMEP (Figura 40).

As curvas IMEP para cada combustível e razões de equivalência oferecem uma distribuição para definir claramente o tempo de ignição do MBT nas equivalências $\phi = (0,67-1,2)$.

Comparando-se o GLP e o GN sem mistura com hidrogênio, os valores mais elevados de IMEP foram obtidos com o combustível GLP para todas as relações de equivalência e tempos de ignição examinados, enquanto os valores mais baixos de IMEP foram obtidos com o gás natural.

Ao se misturar o hidrogênio ao GN ou ao GLP, observa-se, como esperado, um aumento geral da IMEP em comparação a estes gases sem mistura.

De uma forma geral a IMEP aumenta com o aumento da razão de equivalência, ou enriquecendo a mistura e quanto maior este enriquecimento maior deve ser o avanço de ignição para obter à melhor IMEP possível. Observa-se também que quanto maior a proporção de hidrogênio na mistura maior é o valor da IMEP

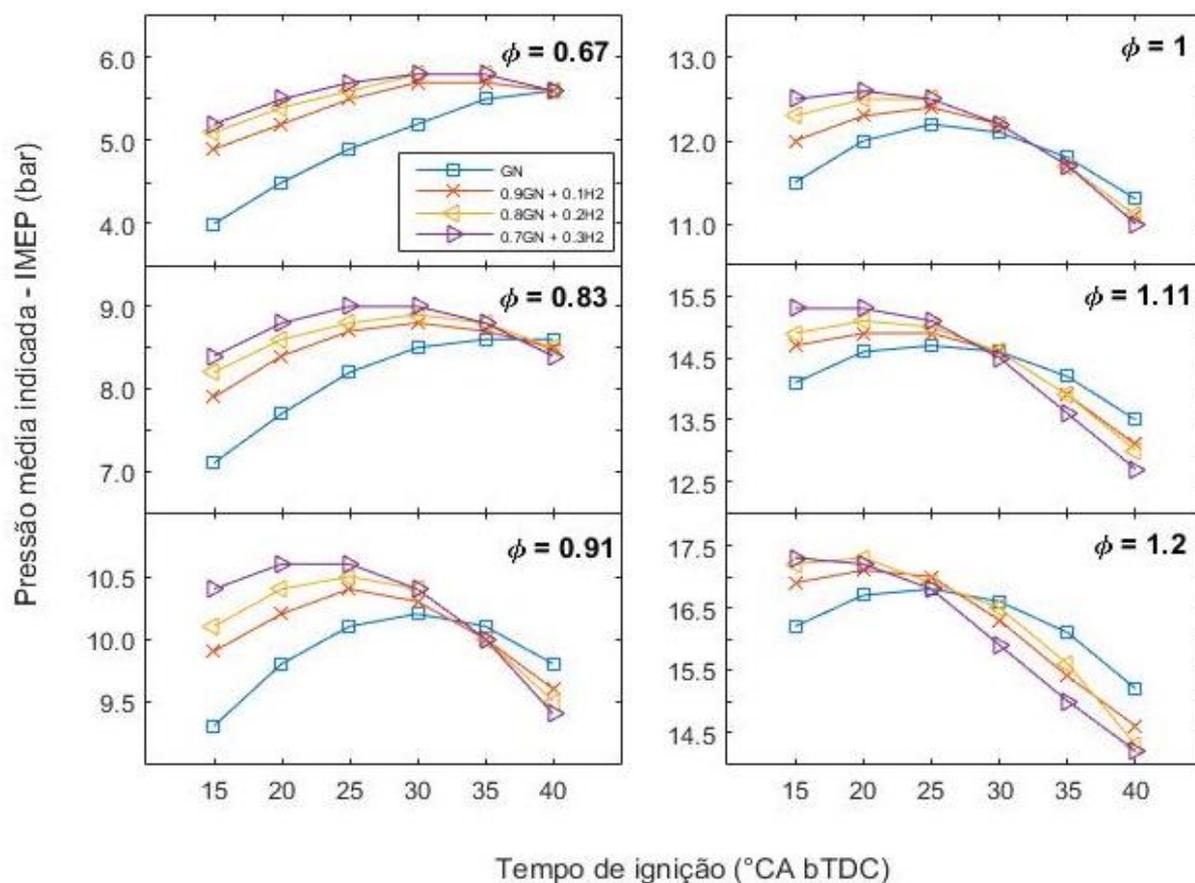
Para cada mistura de GN e hidrogênio, por exemplo $\phi = 0,91$, a IMEP primeiramente sobe com o aumento do valor do ângulo da ignição antes do seu ponto máximo, que dita o máximo torque de freio (MBT), para, depois deste tempo de MBT, descer se ocorrer o atraso do ângulo da ignição. Em outras palavras, o avanço MBT atrasa conforme a proporção da mistura de hidrogênio é aumentada, ou seja, fica mais próxima do TDC (PMS).

Aumentar a proporção de hidrogênio também faz com que a eficiência indicada no tempo MBT aumente ligeiramente. Isso ocorre porque retardar o tempo de ignição reduz o trabalho de compressão e aumenta o grau de volume constante, porém, como consequência, a transferência de calor tende a aumentar adicionando hidrogênio ao GN ou ao GLP devido à temperatura mais alta do cilindro (MA *et al.* 2007).

A adição de hidrogênio resulta no aumento da velocidade de queima em comparação com a do gás natural. Consequentemente, como mostra a Figura 38, o IMEP fica mais atrasado conforme a adição de hidrogênio aumenta.

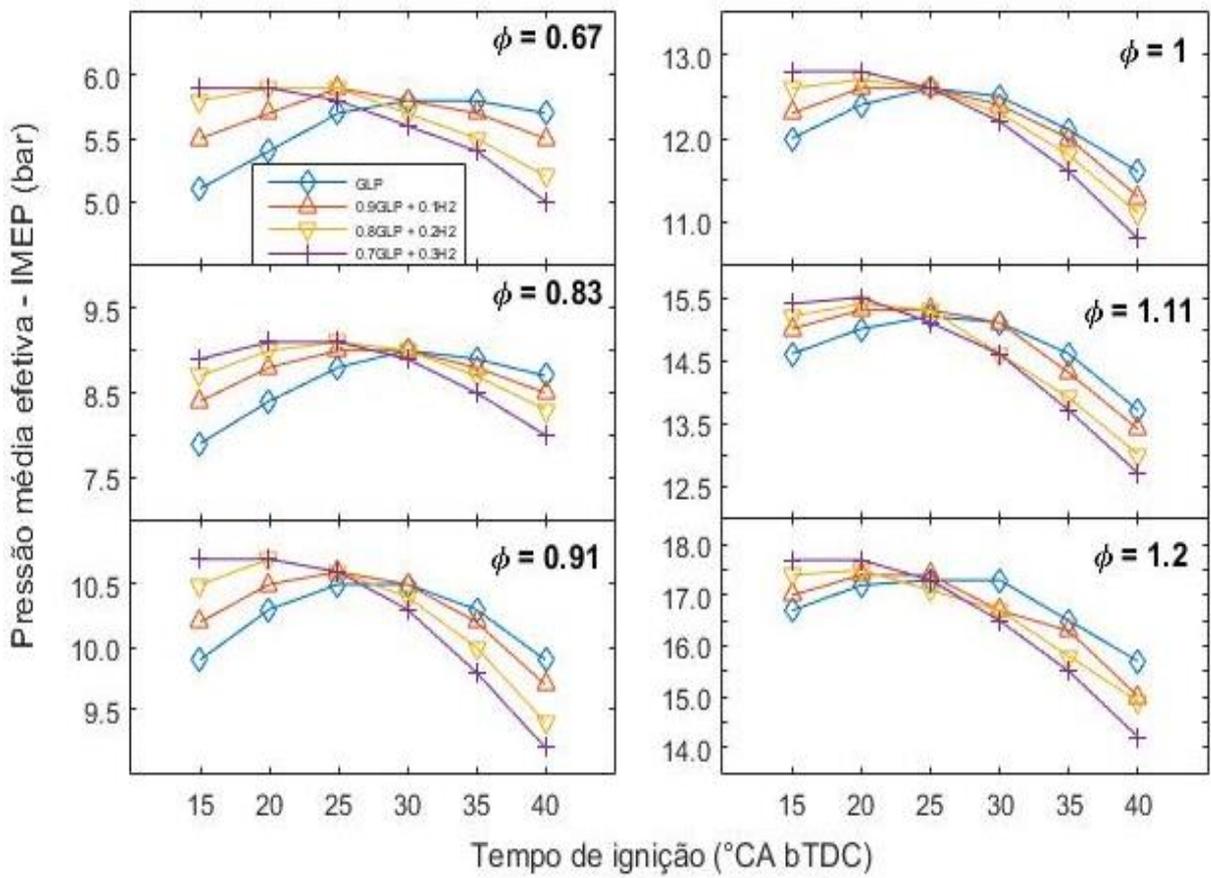
Os mesmos comportamentos acontecem com a mistura GLP e hidrogênio, sendo que neste caso o atraso na ignição deve ser maior em relação à mistura GN e hidrogênio nas mesmas proporções, conforme apresentado na Figura 40.

Figura 38 - Variação da pressão média indicada versus tempo de ignição para razões de equivalência de 0,67 a 1,2 para misturas gás natural / hidrogênio



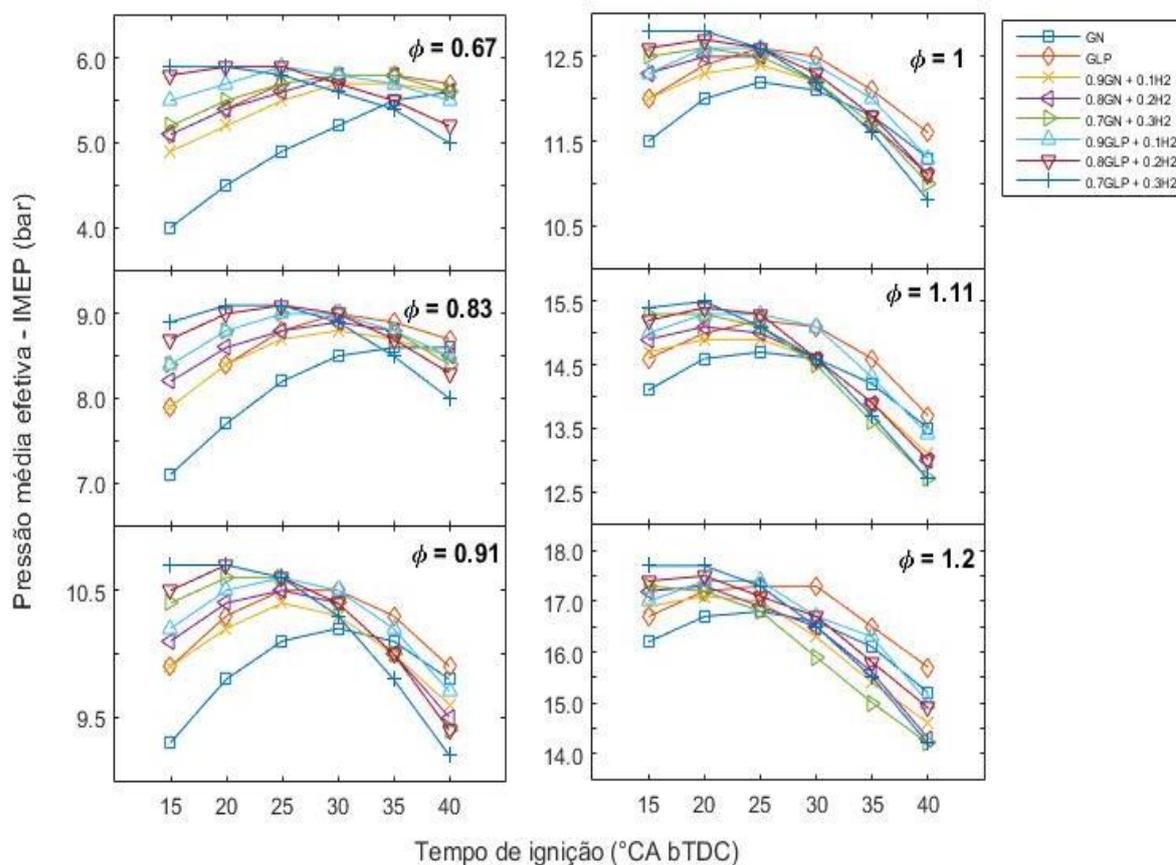
Fonte: elaborado pelo próprio autor.

Figura 39 - Variação da pressão média indicada versus tempo de ignição para razões de equivalência de 0,67 a 1,2 para misturas GLP / hidrogênio



Fonte: elaborado pelo próprio autor.

Figura 40 - Variação da pressão média indicada versus tempo de ignição para razões de equivalência de 0,67 a 1,2 para misturas GLP / hidrogênio e GN / hidrogênio

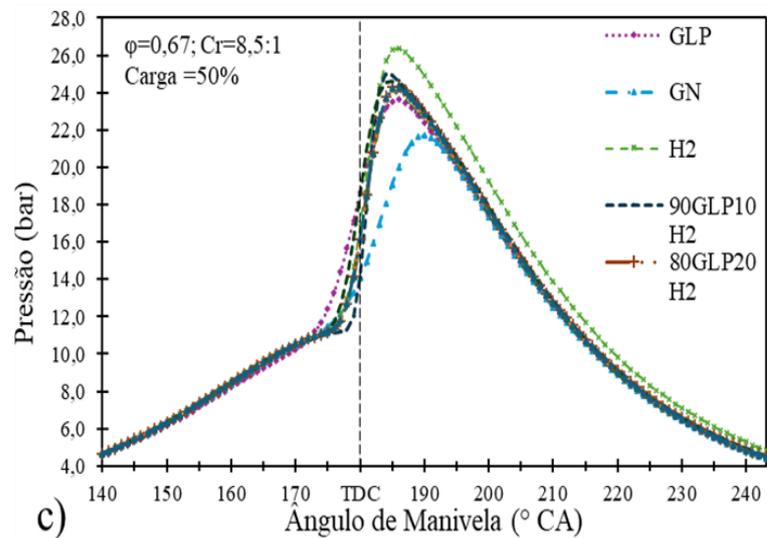
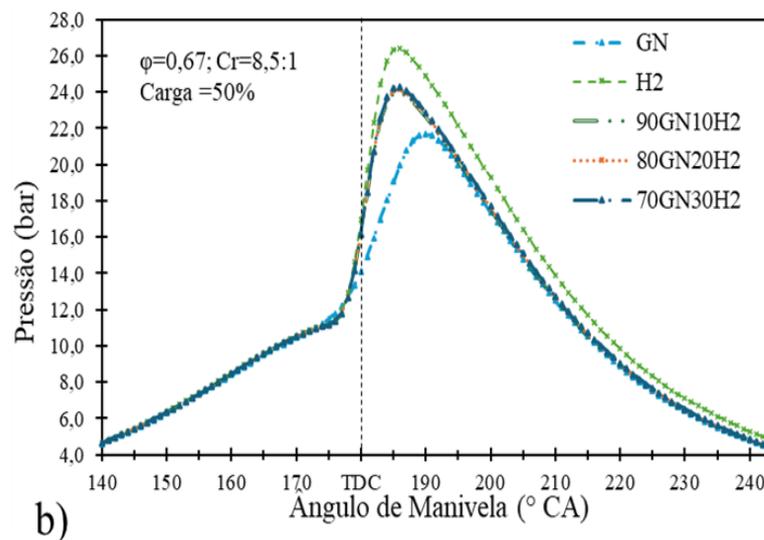
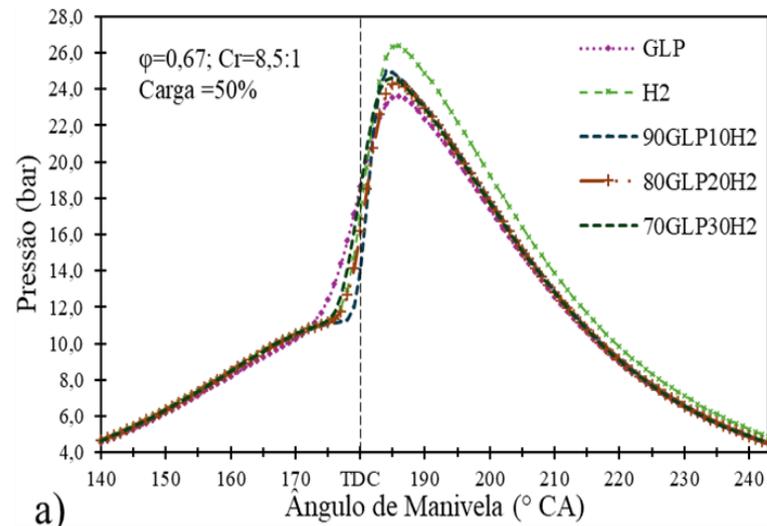


Fonte: elaborado pelo próprio autor.

7.2.1 Parâmetros de Combustão no Cilindro

As curvas de pressão no cilindro para ($\phi = 0,67$) para todos os combustíveis analisados são mostrados nas Figuras 41(a)-(c). Elas mostram níveis de pressão mais altos para misturas com H_2 . Por exemplo, 70%GLP+30% H_2 atinge 25 bar, contra 24 bar do GLP puro. Pode-se observar que desde a ignição até o início da combustão, as curvas de pressão no cilindro e a curva de pressão de compressão seguem juntas, e então atingem as máximas pressões, a depender da energia de entrada do combustível e características dos combustíveis de teste. Além disso, não há diferença significativa nas posições de pressão máxima para todos as misturas de combustíveis testados. A curva de pressão do H_2 é mostrada para indicar como referencial mais alto em relação à curva do GN e GLP, mostrando que a mistura com GN oferece um efeito de ganho de pressão superior em relação ao GLP, embora as curvas das misturas com GLP+ H_2 ainda permaneçam em números absolutos mais altos.

Figura 41 - Comportamento das curvas de pressão versus ângulo de manivela a): para GLP, H2, 90%GLP+10%H2, 80%GLP+20%H2, e 70%GLP+30%H2; b): para GN, H2, 90% GN +10%H2, 80% GN +20%H2, e 70% GN +30%H2; c): junção das curvas de (a) e (b) num único gráfico.



Fonte: elaborado pelo próprio autor.

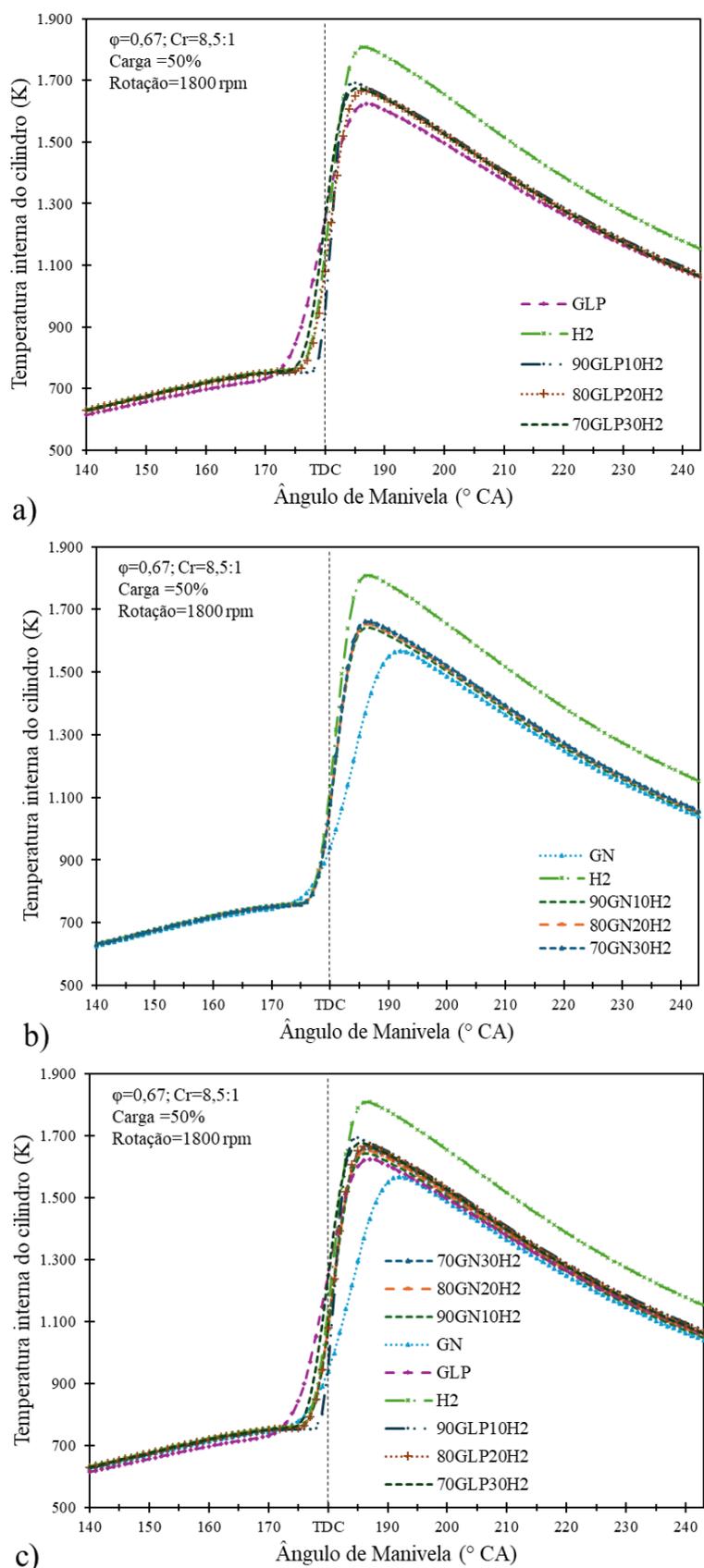
As Figuras 42(a)-(c) indicam que a temperatura interna máxima no cilindro aumenta com a adição de hidrogênio (H_2), atingindo, com números arredondados 1700 K na mistura GLP+30% H_2 , em comparação com 1600 K do GLP puro. No caso do GN+30% H_2 , a temperatura máxima também alcança próximo aos 1700 K, antes 1550 K representando ganho maior em relação ao GN puro, corroborando o efeito visto nas curvas de pressão.

Observa-se que as temperaturas máximas dos combustíveis com adição de hidrogênio são bastante próximas, sendo a mistura GLP+ H_2 ligeiramente superior à mistura GN+ H_2 .

7.2.2 Curvas de liberação de calor

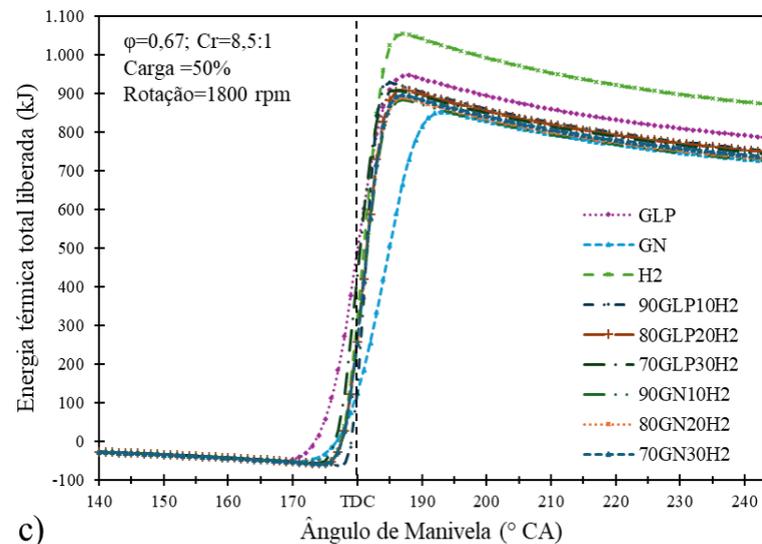
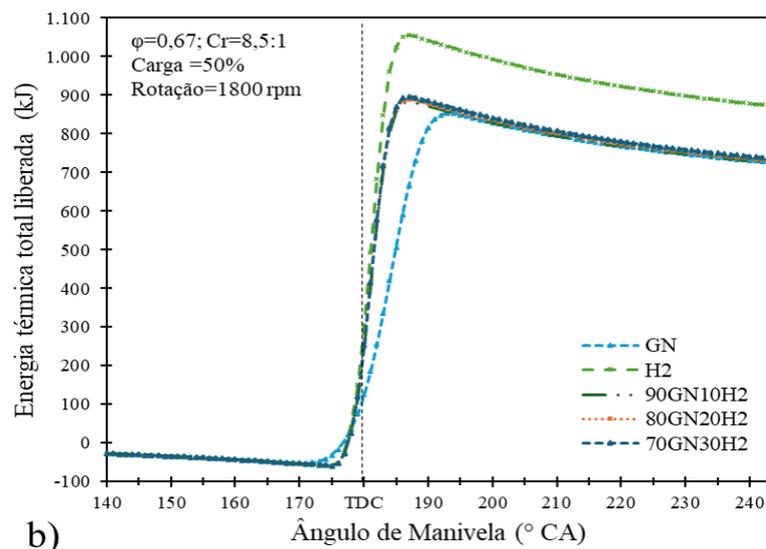
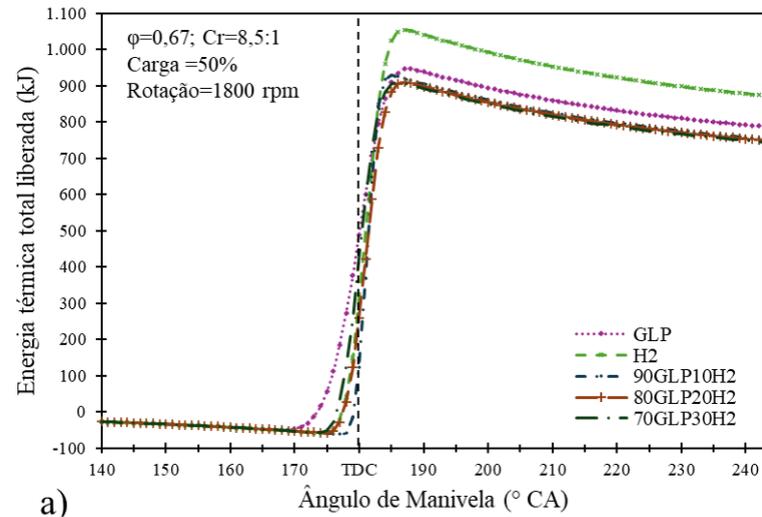
A energia do combustível no motor para todos os combustíveis de teste é apresentada nas Figuras 43(a)-(c). Tal como acontece com os outros parâmetros de combustão no cilindro (pressão, temperatura), a variação de energia liberada é resolvida dependendo da energia de entrada do combustível e das características das misturas e sua necessidade maior ou menor de ar para queimar. A variação da energia de entrada do combustível, dependendo da relação ar combustível e do seu poder calorífico, tem um efeito significativo nos parâmetros de combustão. Contudo, quando misturados com o hidrogênio as diferenças tendem a ser atenuadas quando comparado o GLP com o GN, considerando que o GN tem ganhos maiores quando misturado ao H_2 , porém ainda sendo as misturas GLP+ H_2 com valores absolutos levemente maiores.

Figura 42 - Comportamento das curvas de temperatura interna do cilindro versus ângulo de manivela a): para GLP, H2, 90%GLP+10%H2, 80%GLP+20%H2, e 70%GLP+30%H2; b): para GN, H2, 90% GN 10%H2, 80% GN +20%H2, e 70% GN +30%H2; c):junção das curvas de (a) e (b) num único gráfico.



Fonte: elaborado pelo próprio autor.

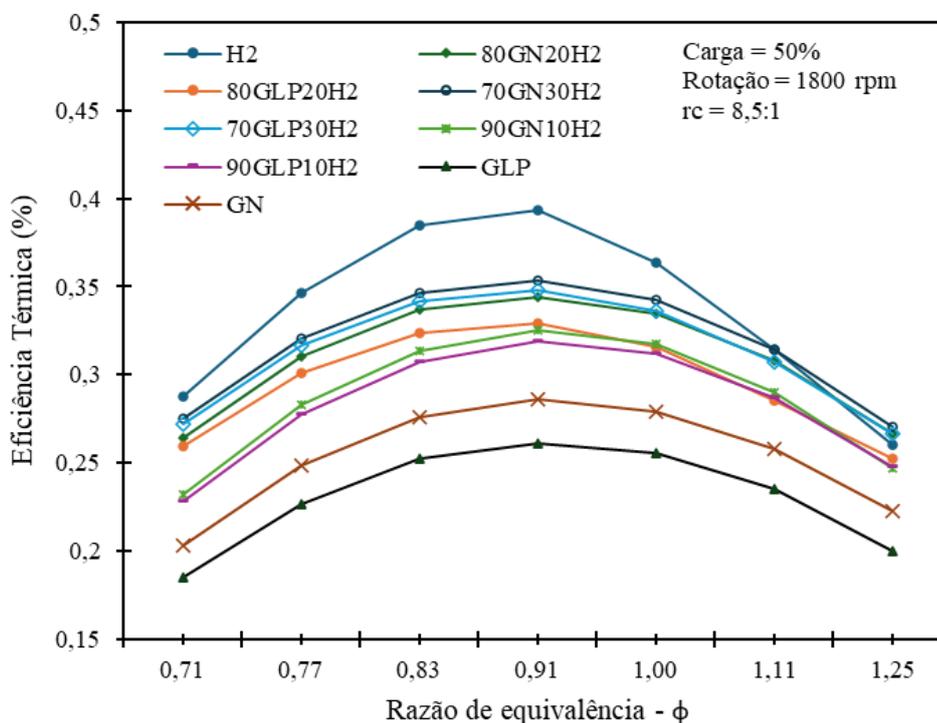
Figura 43 - Comportamento das curvas da energia total liberada pelo combustível versus ângulo de manivela a): para GLP, H2, 90%GLP+10%H2, 80%GLP+20%H2, e 70%GLP+30%H2; b): para GN, H2, 90% GN +10%H2, 80% GN +20%H2, e 70% GN +30%H2; c):junção das curvas de (a) e (b) num único gráfico.



Fonte: elaborado pelo próprio autor.

A Figura 44 mostra a variação da eficiência térmica do motor versus razão de equivalência. A partir desta Figura é possível finalmente identificar uma classificação para aquele combustível que teve o maior ganho após sua mistura com hidrogênio. Assim, todos os combustíveis de ensaio podem ser classificados como 100%H₂, 70%GN+30%H₂, 70%GLP+30%H₂, 80%GN+20%H₂, 80%GLP+20%H₂, 90%GN+10%H₂, 90%GLP+10% H₂, 100%GN, 100%GLP. As misturas de GN-H₂ possuem valores de eficiência mais elevados do que as misturas GLP+H₂ devido às taxas de expansão efetiva mais elevadas do metano para todas as taxas de equivalência (GÜRBÜZ & KÖSE, 2020). É possível observar também que, quando a razão de equivalência varia da mistura pobre ($\phi = 0,71$) para a mistura rica ($\phi = 1,2$) para todos os combustíveis, há um incremento nos valores das eficiências até $\phi = 0,91$ e depois decrescem rapidamente. Na faixa de ϕ 0,71-1,2, as eficiências dos combustíveis compostos com 20 a 30% de H₂ estão bem próximas, enquanto as misturas com 10% de H₂ encontram-se mais distantes entre elas.

Figura 44 - Variação de Eficiência térmica com razão de equivalência para diferentes combustíveis



Fonte: elaborado pelo próprio autor.

7.2.3 Emissões

O estudo das emissões foi simulado com os tempos de ignição para a melhor eficiência térmica. A rotação do motor foi de 1800rpm e a carga foi deixada a 50%, com $\varphi = 0,67$. Foram utilizados os métodos de equilíbrio químico de Olikara & Borman (1975) para as emissões de CO_2 , CO e NO e o método de fendas para hidrocarbonetos não queimados (HC) apresentado por Hamrin & Heywood (1995), que utiliza a técnica da análise das fendas do motor.

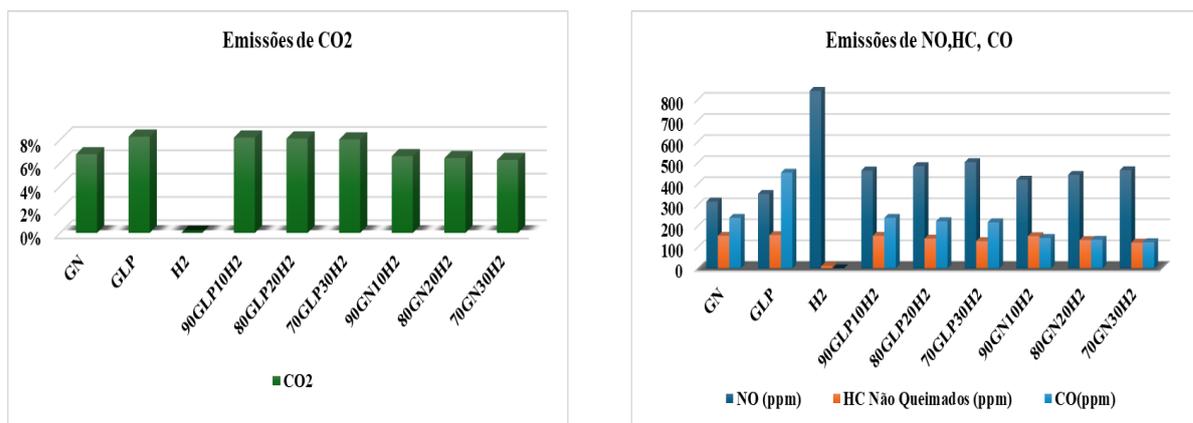
A Figura 45 (a) mostra que a redução de CO_2 é mais evidenciada nas misturas GN+ H_2 em relação às misturas GLP+ H_2 , 7 pontos percentuais contra 3 pontos percentuais, respectivamente. Em seguida, a Figura 45(b) evidencia a redução de hidrocarbonetos não queimados (HC) (1-21%) nas misturas com GN+ H_2 , e 2 a 18% nas misturas GLP+ H_2 , devido à menor presença de carbono. Contudo, as emissões de NO_x aumentam 33-47% no 70%GN+30% H_2 e 31-43% no 70%GLP+30% H_2 , relacionadas às altas temperaturas de combustão. No caso do GN temos mais um contribuinte que é a presença de N_2 na composição gás, como visto na Tabela 22, onde são demonstradas as propriedades dos gases. As emissões de CO apresentaram um leve aumento entre 0,1 e 0,3%. Este fenômeno pode estar ligado à maior necessidade ar (oxigênio) para a combustão do H_2 e ajustes para aumentar a razão ar-combustível devem ser levados em consideração.

Outra maneira de ver os resultados é que o aumento da relação H/C e o aumento da temperatura de combustão com o aumento da fração de hidrogênio são responsáveis pela redução de HC, enquanto a diluição das misturas (aumento da relação excessiva de ar) pela adição de hidrogênio não consegue reduzir a concentração de NO_x . A concentração de CO permanece baixa tanto para a combustão de gás natural e GLP quanto para a combustão de gás natural+hidrogênio, o que é razoável, visto que o motor opera em condições de mistura pobre.

O comportamento das emissões é típico e foram verificados em trabalhos experimentais de Huang *et al.* (2006), Ma *et al.* (2008), que realizaram experimentos em MCI com misturas de GN+ H_2 , estando os valores alinhados com os apresentados aqui.

Na Figura 46 é apresentado um resumo das variações dos valores dos componentes dos gases queimados dos combustíveis estudados.

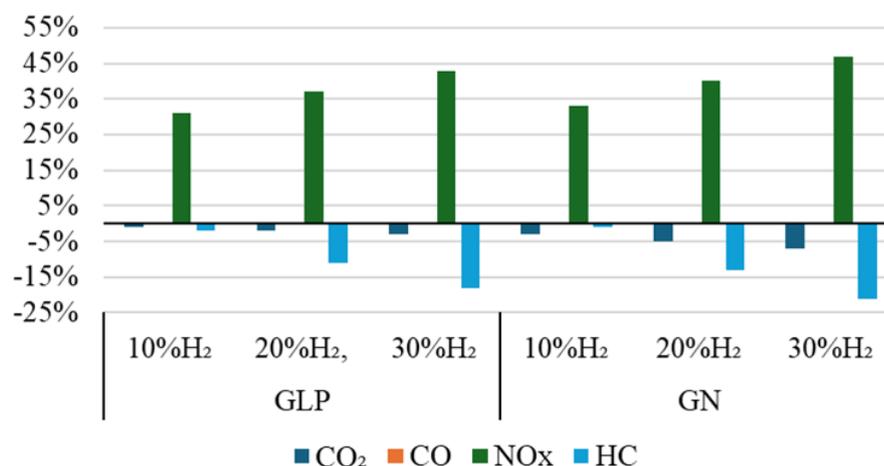
Figura 45 - a): emissões CO₂ para GLP, GN, H₂, 90%GLP+10%H₂, 80%GLP+20%H₂, 70%GLP+30%H₂, 90% GN +10%H₂, 80% GN +20%H₂, e 70% GN +30%H₂; b): emissões NO, HC e CO para os mesmos gases



Fonte: elaborado pelo próprio autor.

Figura 46 - Variações dos valores dos componentes dos gases queimados relativos aos combustíveis estudados.

Variação das emissões no escape do MCI em relação ao combustível único						
	GLP			GN		
	10%H ₂	20%H ₂	30%H ₂	10%H ₂	20%H ₂	30%H ₂
CO ₂	-1%	-2%	-3%	-3%	-5%	-7%
CO	0,30%	0,20%	0,10%	0,30%	0,20%	0,10%
NO _x	31%	37%	43%	33%	40%	47%
HC	-2%	-11%	-18%	-1%	-13%	-21%



Fonte: elaborado pelo próprio autor.

Verificando com maior atenção a grande formação de NO_x, Markowska *et al.* (2025), apresentaram um *review* de alguns pesquisadores esclarecendo que a liberação de emissões de NO_x resultantes do processo de combustão é influenciada por vários fatores, sendo λ (lambda, excesso de ar) o predominante (SALIMI *et al.* 2009, WALLNER, 2011). A estratificação da mistura de hidrogênio e ar afeta significativamente as características das emissões de NO_x e

uma solução seria criar um volume de pré mistura para criar uma mistura homogênea antes da admissão do motor. O motor utilizado no experimento conta com pré mistura de combustível. Segundo Salimi *et al.* (2009) uma condição para minimizar ou virtualmente zerar a concentração de NOx seria trabalhar com excesso de ar na faixa > 2 . Na faixa de $1,8 < \lambda < 2$, os níveis de NOx aumentam levemente, atingindo um valor máximo em razões de excesso de ar na faixa de $\lambda = 1,1$ a $1,3$ (SALIMI *et al.* 2009). Neste estudo utilizou-se a faixa de $0,8 < \lambda < 1,6$, enfrentando, assim, os maiores níveis de formação do NO, segundo o estudo citado. Um estudo focado no comportamento deste modelo dedicado às emissões poderia ser uma continuidade deste trabalho.

7.3 CONSIDERAÇÕES DA SEÇÃO 7

Neste estudo de simulação numérica foram obtidos resultados para desempenho de um motor para as misturas de combustível GLP e GN com Hidrogênio em relação a razões de equivalência e tempos de ignição.

Os resultados são os seguintes:

1. O maior valor da IMEP é obtido com misturas de 70%GLP+30%H₂ em cerca de 6,3% em relação ao segundo classificado que é a mistura 70%GN+30H₂, seguido das demais misturas em patamares de menor proporção de mistura com o H₂.
2. Além disso, o GLP tem IMEPs mais elevados que o GN.
3. As pressões e temperaturas das misturas variam pouco em relação umas às outras, porém as misturas de GLP+GN apresentam maior pressão absoluta na comparação com as misturas de GN+H₂ com as mesmas proporções.
4. Nos valores máximos de pressão, temperatura e calor liberado as misturas GN+H₂ apresentam os maiores ganhos em relação às misturas GLP+H₂, a partir dos combustíveis sem dióxido de H₂.
5. Por outro lado, as eficiências térmicas obtidas apresentam maiores valores para as misturas GN+H₂ em relação às aquelas de GLP+H₂ em aproximada 1 - 2 pontos percentuais.
6. Sob as mesmas condições operacionais para a melhor eficiência do MCI, as emissões de NOx e CO aumentam, e as emissões de HC diminuem com o aumento da proporção da mistura de hidrogênio, de modo que a adição de hidrogênio poderia evitar as altas emissões de NOx e CO na queima mais pobre.

7. Uma condição para reduzir a emissão de NO_x seria fazer com que o motor trabalhasse em excesso de ar superior 2, que pode ser focado em estudos futuros voltados ao estudo mais profundo das emissões na combustão de blends gasosos com H₂.
8. A adição de hidrogênio melhora o desempenho termodinâmico e reduz emissões de carbono, mas exige mais ajustes operacionais e sistemas de pós-tratamento para NO_x. Misturas com 20-30% de H₂ apresentam o melhor equilíbrio entre eficiência e viabilidade técnica, com destaque para o GN+H₂, que supera o GLP+H₂ em eficiência térmica e redução de poluentes. Em paralelos, motores que venham a usar misturas GLP+H₂ entregam maiores desempenhos de torque e podem ser também uma alternativa para redução de emissões em relação aos outros combustíveis. Estudos futuros devem abordar outras otimizações do modelo para integrar mais desafios operacionais, como altas temperaturas em altas cargas por exemplo.

8. CONCLUSÕES

Nesta Seção são listados os principais resultados, discussões e contribuições deste trabalho, além de sugestões de estudos futuros que podem avançar em novas contribuições.

8.1. MODELO NUMÉRICO COMPUTACIONAL X EXPERIMENTO GMG LPG

8.1.1 Desempenho do motor de combustão interna.

- Foi identificado que o pico de temperatura da zona queimada está próximo dos 2200 K, por volta do valor da temperatura de chama típica de queima do GLP (2270 K).

- A temperatura da zona queimada diminui para cerca de 800 K na abertura da válvula de escape. Esta temperatura que seria a temperatura de saída dos gases, que está em linha com a temperatura medida experimentalmente.

- O valor de pressão de pico está entre 3500-5000 kPa, em torno de 190-200° de ângulo de manivela, para este motor que é turbo alimentado. Os resultados simulados estão dentro dessas faixas de valores típicos reais, segundo o fabricante (LEÃO, 2024).

- A comparação dos resultados obtidos experimentalmente e os resultados de simulação numérica mostrou boa correlação do consumo específico de combustível, prevendo valores com desvio relativo máximo de 3% para cargas até 30%. Para carga de 10% o valor encontrado na simulação é 22% menor que o valor experimental. Um desequilíbrio na alimentação de combustível ao motor a baixas cargas, comprovado pelos resultados do experimento, pode ser o causador desta maior distância.

- Cálculos utilizando o modelo numérico mostram que uma razão de compressão ideal estaria próxima de 8,5:1 para operação com GLP, considerando-se a maior eficiência mecânica. Neste mesmo cálculo tem-se que o tempo de duração de combustão para o melhor rendimento mecânico seria na faixa de 50 a 60° do ângulo de manivela.

8.1.2 Emissões

- Os valores simulados para as emissões majoritárias como O₂ e CO₂, resultaram num desvio de 0,1 a 26% em relação aos valores experimentais, sendo o valor do desvio mais baixo observado para a previsão de CO₂. Os níveis de O₂ no experimento são superiores aos níveis na simulação com equilíbrio químico e os níveis de CO₂ são inferiores.

- Os valores simulados para as emissões minoritárias de CO, NO e HC, tiveram desvios consideráveis, principalmente nas cargas mais baixas. Os maiores desvios foram observados na previsão de NO. As diferenças de valores para o NO chegaram a aproximadamente 4500% comparando os valores na carga de 11 kW, reduzindo para cerca de 99% na maior carga (78 kW) para os cálculos realizados com o modelo de equilíbrio químico.

- Estas discrepâncias entre os valores experimentais e os valores de equilíbrio químico podem ser atribuídas a diversos fatores, como a eficiência da combustão, turbulência na câmara de combustão, taxa de diluição dos gases de exaustão e eventuais variações na composição do combustível. Além disso, possíveis diferenças na temperatura dos gases de exaustão podem influenciar as concentrações dos produtos da combustão.

- O modelo numérico então necessita de uma maior evolução para conseguir uma melhor previsão das emissões do motor modelado.

8.2 ESTUDOS PARAMÉTRICOS DE MISTURAS GLP+H₂ E GN+H₂

- As misturas GLP+H₂ tem IMEPs mais elevados que o GN+H₂.

- Maior IMEP é obtida com misturas de 70%GLP+30%H₂ em cerca 6,3% em relação ao segundo classificado que à mistura 70%GN+30H₂, seguido das demais misturas em patamares seguindo a menor proporção de mistura com o H₂.

- As misturas de GLP+GN apresentam maior pressão absoluta na comparação com as misturas de GN+H₂ com as mesmas proporções.

- O GN tem ganhos maiores quando misturado ao H₂, em relação à evolução de pressão, temperatura e calor entregue, porém ainda assim, as misturas GLP+H₂ tem valores absolutos maiores.

- As eficiências térmicas apresentam maiores valores para as misturas GN+H₂ em relação àquelas de GLP+H₂ em aproximadamente 1 a 2 pontos percentuais.

- Os tempos do avanço de ignição reduzem em relação aos combustíveis sem a mistura e um valor otimizado estaria entre 15-25° antes do PMS.

- As emissões de NO_x e CO aumentam, e as emissões de HC diminuem com o aumento da proporção da mistura de hidrogênio para ambos os combustíveis GLP e GN.

8.3 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Foi construído um modelo termodinâmico “duas zonas” de um motor ciclo otto para avaliar o comportamento de um motor de combustão interna quando alimentado com gás GLP, realizando estudos paramétricos com dados e resultados de um experimento com um grupo motor gerador de 95kW elétricos. Este modelo também foi utilizado para realizar estudos paramétricos de misturas GLP+H₂ e GN+H₂, utilizando os dados do mesmo experimento.

O modelo construído é de baixo tempo computacional, pois conta com simplificações e constantes encontradas na literatura, notadamente os estudos de Cuddihy (2016), Turns (2013), Gürbüz & Köse (2020), Ferguson & Kirkpatrick (2016) e Heywood (2018), principalmente. Ao modelo foi acoplado um código para cálculo de emissões utilizando o método de equilíbrio químico, publicado por Olikara & Borman (1977) e outro código para cálculo de NO, utilizando o mecanismo de Zeldovich, a partir de Heywood (2018) e Turns (2016). Para o cálculo emissões de HC foi acoplado código utilizando o método de fendas definido em Hamrin & Heywood (1995). O modelo demonstrou que pode ser utilizado para previsão de parâmetros de performance do motor tais como consumo específico, melhor tempo de avanço de ignição e tempos de duração de combustão, além de taxa e compressão otimizada para a melhor eficiência. Os desvios médios, considerando todos os desvios dos parâmetros comparados, podem ser classificados na ordem de 4% 6%, em relação ao experimento, onde o modelo funciona melhor na faixa de carga do grupo motor gerador seja igual ou superior a 50%.

Por outro lado, os resultados de previsão das emissões comparadas ao experimento tiveram desvios significativos para as emissões minoritárias analisadas NO, HC e CO (desvios médios de 37% para NO e aproximadamente 86% para HC e 4.000% para CO). As emissões majoritárias, no entanto, acompanharam mais de perto as emissões do experimento com desvios médios na ordem de 7% para O₂ e 11% para CO₂, considerando todas as cargas.

Assim, para esta aplicação, o modelo termodinâmico de motor acoplado, o modelo de emissões, pode ser melhor ajustado para uma previsão de valores absolutos, mais aproximados, embora possa ser utilizado em estudos paramétricos para indicar aumentos ou redução de emissões de combustíveis, por exemplo, sem maiores alterações.

Para os estudos paramétricos o modelo se mostrou funcional, revelando a necessidade de redução de avanço de ignição e tempo de duração de combustão à medida em que há o aumento da proporção de hidrogênio ao GLP ou ao GN. O modelo consegue também mostrar com clareza as diferenças de pressão, temperatura, calor liberado e eficiência das misturas GLP+H₂ e GN+H₂ em várias proporções. Os resultados demonstraram que motores com

mistura GLP+GN tem maior IMEP, ou seja, mais torque e potência que motores a GN+H₂, porém os motores que utilizam misturas GN+H₂ tem maior eficiência térmica comparados aos de misturas GLP+H₂ e percebe-se um ganho de performance maior do GN+H₂, embora as misturas GLP+H₂ entreguem maior torque e potência. As misturas GN+H₂ também tem menores emissões de poluentes em relação às misturas GLP+H₂. Porém enquanto observa-se a redução das emissões de CO₂, percebe-se um discreto aumento de CO na ordem de 0,1 a 0,2% e aumento considerável de NO, em torno de 33 a 47% nos gases emitidos.

De forma geral, é possível concluir que a modelagem zero - dimensional de duas zonas ainda tem muita aplicabilidade na questão de modelagem de motores em relação ao estudo dos parâmetros de desempenho e que os resultados do modelo demonstraram a capacidade desta ferramenta computacional simples, codificada em MATLAB, para prever comportamento termodinâmico e identificar pontos ótimos de operação, servindo como base para previsão de motores mais eficientes, embora tenha suas limitações voltadas a previsões de modo preliminar e exigiriam uma comprovação por modelos mais robustos, tais como o AVL, por exemplo.

8.4 SUGESTÃO PARA ESTUDOS FUTUROS

Estudos futuros devem abordar outras otimizações do modelo para integrar mais desafios operacionais, como baixas cargas, altas temperaturas em altas cargas, por exemplo.

A integração dos modelos de emissões é um desafio que é possível de ser resolvido acoplando-se códigos utilizando métodos de cinética química, em um modelo quase-dimensional, desenvolvendo assim um modelo de combustão turbulenta, por exemplo, que, por conseguinte exigirá mais tempo computacional, inclusive para incrementação de modelos dedicados às emissões de NO_x. A migração do modelo utilizado neste estudo para a linguagem Python pode apresentar respostas aos desafios encontrados para prever melhor as emissões.

Outro estudo de interesse seria desenvolver um modelo que possibilite a simulação dos processos de admissão e exaustão dos gases do cilindro já que com isso é possível definir quais são os ângulos apropriados para as aberturas e fechamentos das válvulas de admissão e escape.

Medir experimentalmente as curvas de pressão em motores de grande porte (como modelos de 720 litros, conforme apresentado neste trabalho ou maiores) favorecendo uma melhor verificação da precisão do modelo utilizado, além de propiciar a realização de testes experimentais para diferentes composições do GLP.

9. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

As referências, para melhor compreensão, foram divididas em duas subseções. A primeira trata-se daquelas referidas no texto. A segunda refere-se à bibliografia de apoio consultada para elaboração da dissertação.

9.1 BIBLIOGRAFIA REFERENCIADA

ADOUANE, M. *et al.* *Feasibility study of a hybrid plants (photovoltaic-lpg generator) system for rural electrification.* **Renewable Energy and Environmental Sustainability**, EDP Sciences, v. 1, p. 15, 2016

ALKIDAS, A. C., “Combustion-chamber crevices: the major source of engine-out hydrocarbon emissions under fully warmed conditions,” **Prog. Energy Combust. Sci.**, vol. 25, no. 3, pp. 253-273, jun. 1999.

ALONSO, D. J. C., **Análise energética e de emissões de um motor multicombustível**, Tese (Doutorado) -Universidade Federal de Lavras, 2021.

ANNAND, W. J. D.; *Heat Transfer in the Cylinder of Reciprocating Internal Combustion Engines.* **Proc. Instn. Mech. Engrs.** 177 (1963) 973-990.

ANP, **Resolução nº 957/2023**, de 05 de outubro de 2023, disponível em <<https://atosoficiais.com.br/anp/resolucao-n-957-2023-regulamenta-a-autorizacao-para-o-exercicio-da-atividade-de-distribuicao-de-gas-liquefeito-de-petroleo-glp?origin=instituicao>>, acessado 08/07/2025. Acesso em: 13 jul. 2024.

Anyon,, P. **LPG - The Clean Transport Alternative: Presenting the Environmental Case.** *Australian Liquefied Petroleum Gas Association Limited, Sydney*, ISBN: 0 9750843 2 1, 2003.

ARAVINDAN *et al.* *Multi-objective optimization and analysis of chemical kinetics properties: exploring the impact of different hydrogen blending ratios on LPG and methane-air mixtures.* **Conversion and Management: X**, Volume 22, 2024, 100532, ISSN 2590-1745, <https://doi.org/10.1016/j.ecmx.2024.100532>. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2590174524000102>. Acesso em: 12 jan. 2025.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS **NBR ISO 8528-1**: Grupos geradores de corrente alternada acionados por motores alternativos de combustão interna, Parte 1: Aplicação, características e desempenho. Rio de Janeiro. ABNT, 2016.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS **NBR ISO 8528-2**: Grupos geradores de corrente alternada acionados por motores alternativos de combustão interna, Parte 2: Motores para grupos geradores. Rio de Janeiro. ABNT, 2016.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS **NBR ISO 8528-3**: Grupos geradores de corrente alternada acionados por motores alternativos de combustão interna, Parte 3: Alternadores para grupos geradores. Rio de Janeiro. ABNT, 2016.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS **NBR ISO 8528-5**: Grupos geradores de corrente alternada acionados por motores alternativos de combustão interna, Parte 5: grupos geradores. Rio de Janeiro. ABNT, 2016.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS **NBR ISO 8528-6**: Grupos geradores de corrente alternada acionados por motores alternativos de combustão interna, Parte 6: Métodos de ensaio. Rio de Janeiro. ABNT, 2016.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS **NBR ISO 8528-8**: Grupos geradores de corrente alternada acionados por motores alternativos de combustão interna, Parte 8: Requisitos para grupos geradores de baixa potência. Rio de Janeiro. ABNT, 2016.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS **NBR ISO 8528-9**: Grupos geradores de corrente alternada acionados por motores alternativos de combustão interna, Parte 9: Medição e avaliação das características do desempenho. Rio de Janeiro. ABNT, 2016.

BENSON, R. S.; ANNAND, W. J. D.; BARUAH, P. C. *A simulation model including intake and exhaust systems for a single cylinder four-stroke cycle spark ignition engine*?. *Int. J. mech. Sci.* Pergamon. Press, 1975, vol. 17, pp. 97-124

BLAIR, G. P., *Design and Simulation of Four Stroke Engines* [R-186]. Society of Automotive Engineers Inc, 1999.

BORMAN R. B., KRIEGER G. L. **ASME 66-WA/DGP-4**. ASME; 1966. *The computation of apparent heat release for internal combustion*

BOSCH NETO, J. C., 2012, **Simulação de Emissões de Misturas Gasolina/Etanol em Motores de Combustão Interna**. Tese de Doutorado, programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, 2012.

BRUNETTI, F. **Motores de combustão interna**-Vol. 1, Editora Blücher, 2012.

BRUNT, M., & PLATTS, K. **Calculation of Heat Release in Direct Injection Diesel Engines**. SAE Technical Paper 1999-01-0187, 1999, <https://doi.org/10.4271/1999-01-0187>.

CHAN, L. K. *Reduction of nitrogen oxides (nox) using liquefied petroleum gas (lpg) in spark ignition (si) engine*. Dissertação de mestrado, *University of Southern Queensland*, 2005.

CHEMIST 600 Catálogo. Disponível em: <https://ecil.com.br/wp-content/uploads/2021/02/Chemist-600-Catalogo-PtBr_rev1.pdf>. Acesso em 05 mai. 2023.

COSTA, M., PIAZZULLO, D., DOLCE, A., *Hydrogen Addition to Natural Gas in Cogeneration Engines: Optimization of Performances Through Numerical Modeling*. *Frontiers in Mechanical Engineering*. Volume 7 - 2021, 2021.

DOI:10.3389/fmech.2021.680193. ISSN=2297-3079. Disponível em:
<<https://www.frontiersin.org/journals/mechanical-engineering/articles/10.3389/fmech.2021.680193>>. Acesso em: 16 mai 2025.

CUDDIHY *et al.* *MATLAB® Modeling of an IC Engine as a Capstone Learning Experience in a Combustion Engines Course*. **SAE Technical Paper** 2016-01-0173, 2016.
Doi:10.4271/2016-01-0173.

CUDDIHY, J., *A User-Friendly, Two-Zone Heat Release Model for Predicting Spark-Ignition Engine Performance and Emissions, A Thesis for the Degree of Master of Science, University of Idaho, USA, 2014.*

CUDDIHY, J. & BEYERLEIN, S., *Progress in Catalytic Ignition Fabrication, Modeling and Infrastructure: (Part 2) Development of a Multi-Zone Engine Model Simulated using MATLAB Software, National Technical Information Service, EUA, 2014.*

DE LUNA *et al.* *A Turbocharged Diesel Engine Adapted to Operate in Dual Diesel/Natural Gas Mode*. **Arab J Sci Eng**, 2024. Disponível em: <<https://doi.org/10.1007/s13369-024-09651-w>>.

DROBOT *et al.* *Hydrocarbon Oxidation in the Exhaust Port and Runner of a Spark Ignition Engine. Department of Mechanical Engineering, Massachusetts Institute of Technology, Combustion and Flame*, Volume 99, Issue 2, Pages 422-430, 1994. ISSN 0010-2180.
Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/001021809490149X>>. Acesso em: 4 dez. 2023.

EIA (Energy Information Administration), US Department of Energy. **Alternatives to Traditional Transport Fuels**, 1994, Volume 2, Greenhouse Gas Emissions, September 1996

ERLANDSSON, O., **Thermodynamic Simulation of HCCI Engine Systems**, Thesis, Lund Institute of Technology.2002. Disponível em: <<https://lup.lub.lu.se/record/27596>>. Acesso em: 4 mai. 2025.

FERGUSON, C. R. & KIRKPATRICK, A. T., **Internal combustion engines: applied thermosciences**, Third edition, London, ISBN 978-1-118-53331-4, John Wiley & Sons, Ltd, 2016.

FICHA Técnica **MULT-K NG** - Revisão 4.7 - Outubro/2021 - K00048. Disponível em:
<<https://kron.com.br/wp-content/uploads/2021/09/mult-k-ng-ficha-tecnica.pdf>>. Acesso em: 02 mai. 2023.

FOX, J. W., CHENG, W. K., HEYWOOD J. B. “A Model for Predicting Residual Gas Fraction in Spark-Ignition Engines, *SAE International*, Warrendale, PA, **SAE Technical Paper** 931025, 1993.

GUEZENNEC, Y. G. & HAMAMA, W., “Two-Zone Heat Release Analysis of Combustion Data and Calibration of Heat Transfer Correlation in an I. C. Engine,” *SAE International*, Warrendale, PA, **SAE Technical Paper** 1999-01-0218, Mar. 1999.

GÜRBÜZ, H, KÖSE, S., *A Theoretical Investigation on the Performance and Combustion Parameters in an SI Engine Fueled with Different Shale Gas Mixtures. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power.* 2020.

HAHN, P. R., BORBA, J. L. P. **Estudo comparativo de desempenho entre GLP e GNV em gerador à combustão.** Porto Alegre: UFRGS, 2020. Disponível em: <<https://lume.ufrgs.br/handle/10183/218950>>. Acesso em: 14 set. 2025.

HAMRIN, D. A. & HEYWOOD, J. B., *Modeling of Engine-Out Hydrocarbon Emissions for Prototype Production Engines, SAE International, Warrendale, PA, SAE Technical Paper 950984, Feb. 1995.*

HATTE, A P., BHALERAO, A Y. J., *Mathematical Modeling of Variable Compression Ratio Engine Operating on Gasoline Ethanol Blend. International Conference in Computational Intelligence*, 0975-8887. V ICCIA.N 3. P 26-30, 2012. International Journal of Computer Applications

HEYWOOD *et al.* RJ, 1979, “Development and use of a cycle simulation to predict SI engine efficiency and NOx emissions”, SAE Artigo nº 790291. Brasil, 1979.

HEYWOOD, J. B. *Internal combustion engine fundamentals.* New York: Mcgraw-Hill, New York, 2n. edition, 2018.

HILL, S. C. AND SMOOT, L. D. *Modeling of nitrogen oxides formation and destruction in combustion systems. Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 26, no. 4-6, pp. 417-458, 2000.

HUANG Z., WANG, J., LIU B., ZENG K., YU, J., JIANG, D., *Combustion characteristics of a direct-injection engine fueled with natural gas-hydrogen blends under different ignition timings. Fuel* 86 (2007) 381-387, 2007. Doi: 10.1016/j.fuel.2006.07.007.

JAMROZIK, A., GRAB, K.-R., TUTAK, W., *Hydrogen effects on combustion stability, performance and emission of diesel engine. International Journal of Hydrogen Energy.* Volume 45, Issue 38, 2020, Pages 19936-19947, ISSN 0360-3199, <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2020.05.049>. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360319920318267>>. Acesso em: 16 de maio de 2025.

JEMNI A. M. *et al. Effects of hydrogen enrichment and injection location on in-cylinder flow characteristics, performance and emissions of gaseous LPG engine. Energy*, Volume 150, 2018, Pages 92-108, ISSN 0360-5442, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.02.120>. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544218303542>>. Acesso em: 15 mai. 2024.

JENBACHER, *From Biogas to electricity-CHP-use in operation. Training manual*, 2010.

KALRA, D. & KUMAR, M. *Effects of lpg on the performance and emission characteristics of si engine-an overview. International Journal of Engineering Development and Research*, v. 2, n. 3, p. 2997-3003, 2014.

KETUT, C. N., SUDRAJAD, A., HARYANTO, H., *Improved performance of CS 100l LPG fuel generator with the addition of biogás, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2019.

KIRKPATRICK, A. *Internal Combustion Engine Thermodynamic*. Disponível em: <<http://www.engr.colostate.edu/~allan/thermo/page6/page6.html>. 2006>. Acesso em: 12 de maio de 2025.

KLEIN, M. *A specific heat ratio model and compression ratio estimation*. Tese de doutorado. University of. Link Ping, 2004.

Kuo, P. S. *Cylinder Pressure in a Spark Ignition Engine: A Computational Model. Journal of Undergraduate Science*. 1996: p. 141-145.

LEÃO ENERGIA, *Data sheet geral*. Brasil, 2022.

LEÃO ENERGIA, **Notas a respeito de consulta de dúvidas e assistência técnica durante os experimentos com o grupo gerador LPG95**, no período de 2022 a 2024.

LEI nº 8.176, de 8 de fevereiro de 1991, Artigo 1, inciso II. Disponível em <https://www.planalto.gov.br/ccivil_03/leis/l8176.htm>. Acesso em 20/03/2023.

LIE D., NINDHIA T.G.T., SURATA I.W., WIRAWAN N., *Design of Small Single Cylinder 4 Stroke Spark Ignition Engine for Electric Generator with Flexible Fuel: Biogas, Liquefied Petroleum Gas (LPG) or Gasoline. Kem*, 2021; 877:141-6. Disponível em: <<https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/kem.877.141>>. Acesso em: 08 nov 2023

LINDSTRÖM, F., ANGSTRÖM, H. E., KALGHATGI, G., AND MÖELLER, C. E., “*An Empirical SI Combustion Model Using Laminar Burning Velocity Correlations*,” *SAE Paper No. 2005-01-2106*, 2016.

LIQUIDE Gas Europe, *What is bioLPG?* Disponível em: <https://www.liquidgaseurope.eu/what-is-biolpg>. Acesso em: 08 nov. 2022

LOUREIRO, T. W. **Análise paramétrica do conjunto pistão, biela e árvore de manivelas com foco na redução de perdas por atrito e de consumo de combustível**. 2009. Dissertação (Mestrado Profissional em Engenharia Automotiva), Universidade de São Paulo, São Paulo.

MA, F. *et al. Combustion and emission characteristics of a port-injection HCNG engine under various ignition timings, International Journal Of Hydrogen Energy* 33 (2008) 816 - 822, doi:10.1016/j.ijhydene.2007.09.047

MASHKOUR, M. & AHMED, A. *Numerical Analysis of Spark Ignition Engine Fueled by Iraqi Liquefied Petroleum Gas (LPG)*. (2022). Doi: 10.1007/978-981-19-1939-8_31.

MAZZONETTO, A. W., CARVALHO, F. H.; PEDRO, A. C. Eficiência de um motogerador a gasolina adaptada para GLP. **Bioenergia em revista: diálogos**, ano 8, n. 2, p.63 - 86, jul./dez. 2018.Fundação de Apoio Tecnológico de São Paulo - FATEC, Brasil

MIN, K. & CHENG, W. K., "Oxidation of the Piston Crevice Hydrocarbon During the Expansion Process in a Spark Ignition Engine," *Combust. Sci. Technol.*, vol. 106, no. 4-6, pp. 307-326, 1995.

MORAN, M. J., SHAPIRO, H. N BOETTNER, D. D., BAILEY, M. B., **Fundamentos da Termodinâmica para Engenharia**, 7ª edição. LTC, Brasil, 2013.

OLIKARA, C., & BORMAN, G., "A Computer Program for Calculating Properties of Equilibrium Combustion Products with Some Applications to I.C. Engines," **SAE Technical Paper** 750468, 1975, <https://doi.org/10.4271/750468>

ECB GROUP, OMEGA Green assina nova aliança, agora de GLP Verde para Lipigas do Chile. ECB GROUP, 2023 Disponível em: <<https://www.ecbgroup.com.br/pt/noticia/omega-green-assina-nova-alianca--agora-de-glp-verde-para-lipigas-do-chile>>. Acesso em: 25 de novembro de 2023.

PROJETOS de Energia - Usina de GLP. **RECO**, 2020. Disponível em <<https://www.recoroatan.com/en/nuestros-proyectos-de-energia/>>. Acesso em 20 de novembro de 2022.

RAGGI, M. V. K., **Modelagem da cinética química de formação de NO_x e CO em motores com ignição por centelha**, Dissertação Mestrado, PUCMG, Brasil, 2005.

RAINE, R., R., STONE, C. R., GOULD, J., "Modeling of nitric oxide formation in spark ignition engines with a multizone burned gas," *Combust. Flame*, vol. 102, no. 3, pp. 241-255, Aug. 1995.

RAKOPOULOS, C. D. & MICHOS, C. N., "Development and validation of a multi-zone combustion model for performance and nitric oxide formation in syngas fueled spark ignition engine," *Energy Convers. Manag.*, vol. 49, no. 10, pp. 2924-2938, Oct. 2008.

RAMACHANDRAN, S. *Proceedings of the International MultiConference of Engineers and Computer Scientists* 2009. Vol II, IMECS 2009, March 18 - 20, 2009, Hong Kong

SABARIAH, M. S., NABILAH, A. S. S., ROSLI, A. B., JUNAIDI, Z. Z., MUSTAFAR, M. T. *Analysis and simulation of combustion and emission on small engines*, IOP Conference Series: **Materials Science and Engineering**, 2019.

SABARIAH, M. S., NABILAH, A. S. S., ROSLI, A. B., *Spark ignition engine performance analysis of liquefied petroleum gas*, IOP Conference Series: **Materials Science and Engineering**, 2020.

SANTOS, D., **Modelo termodinâmico para a simulação do ciclo de motores de ignição por centelha**, dissertação de mestrado, PUCPR, Curitiba, Brasil, 2009

SANTOS, M. A., **Uma revisão sobre energia solar térmica com apoio a gás liquefeito de petróleo-GLP**. Dissertação de especialização. UFPE, 2013

SIMSEK, S. & USLU, S. *Investigation of the Impacts of Gasoline, Biogas and LPG Fuels on Engine Performance and Exhaust Emissions in Different Throttle Positions on SI Engine, Fuels*, 279, p. 118-528, 2020.

SITTHICHOK S., *An Analytical Model of spark ignition Engine for Performance Prediction*. Tese. King Mongkut's Institute of Technology, North Bangkok, 2006.

SPLITTER, D., STOREY, J., BORONAT COLOMER, V., & DAL FORNO CHUAHY, F., *Performance of Direct Injected Propane and Gasoline in a High Stroke-to-Bore ratio SI Engine: Pathways to Diesel Efficiency Parity with Ultra Low Soot*. Oak Ridge National Lab. (ORNL), Oak Ridge, TN (United States), 2019.

STONE, R., *Introduction to internal combustion engines*. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, 1999.

THERMAL *Gas Mass Flowmeter - Installation and Operation Guide*, 2023. Disponível em: <https://image.makewebeasy.com/makeweb/0/18BABdXTy/Document/DTI_TMF_Thermal_Gas_Mass_Flowmeter_1.pdf>. Acesso em: 02 de maio de 2023

TINAUT, F. V., MELGAR, A., HERRILLO, A. J., *Utilization of a Quasi-Dimensional Model for Predicting Pollutant Emissions in SI Engines*, SAE International, Warrendale, PA, **SAE Technical Paper** 1999-01-0223, Mar. 1999.

URNS, S. R., *Introdução à Combustão - conceitos e aplicações*, 3ª ed., pag378, Ed. McGraw Hill Education, Brasil, 2013

UNICH, A. *et al.* (2009). *The Impact Of Natural Gas-Hydrogen Blends On Internal Combustion Engines Performance And Emissions*. 9th International Conference on Engines and Vehicles. **SAE Technical Papers**. Doi: 10.4271/2009-24-0102. Disponível em: <<https://saemobilus.sae.org/papers/impact-natural-gas-hydrogen-blends-internal-combustion-engines-performance-emissions-2009-24-0102>>. Acesso em: 13 de maio de 2024

VISHWANATHAN, G., *The Opportunity for Propane in Microgrids*, Research & Sustainability, **Propane Education & Research Council**, United States, 2021. Disponível em: <https://cloudinary.propane.com/images/v1681228385/website-media/The-Opportunity-for-Propane-in-Microgrids-1/The-Opportunity-for-Propane-in-Microgrids-1.pdf?_i=AA#:~:text=In%20this%20study%2C%20two%20cases,of%20the%20battery%20is%20low>. Acesso em: 23 de novembro de 2023.

ZENG, K., HUANG, Z., LIU, B., LIU, L., JIANG, D., REN, Y., WANG, J., *Combustion characteristics of a direct-injection natural gas engine under various fuel injection timings*, **Applied Thermal Engineering** 26 (2006) 806-813. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431105003364?via%3Dihub>>. Acesso em 15 de novembro de 2023

9.2 BIBLIOGRAFIA CONSULTADA

ADHAMI *et al.* *Thermodynamic feasibility study of a suggested portable personal micro trigeneration system based on micro-gas turbine and micro-absorption chiller*, **Applied**

Thermal Engineering 144 (2018) 45–58,
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.08.018>. Disponível em:
 <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431118327984>>. Acesso em: 4 de
 fevereiro de 2023.

AGGREKO shares thermal generation expertise at World LPG Association Forum.
Aggreko, 2022. Disponível em <<https://www.aggreko.com/en/news/2019/global-news/september/world-lpg-award-for-excellence-in-st-croix>>. Acesso em 10/11/2022.

AGGREKO: garantir o fornecimento de eletricidade para a ilha após a falha de uma das unidades geradoras., 2022. Disponível em: <<https://www.aggreko.com/pt-br/case-studies/utilities/to-provide-clean-uninterruptible-power-to-an-island-community>>. Acesso em 10/11/2022.

ALTERNATIVAS de investimentos na expansão da produção doméstica de GLP e impactos nos abastecimentos nacional e regional. **Nota técnica**. Empresa de Pesquisa Energética, EPE, 2021 Disponível em: <https://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-593/NT-EPE-DPG-2021-01_Investimentos%20GLP_2021.05.11.pdf>. Acesso em: 23/11/2023.

ANÁLISES de densidade e pressão de GLP distribuído em Londrina. **Nota Técnica**. COPA ENERGIA, 2022

ANP, **Resolução nº 858/2020**. Disponível em: <<https://atosoficiais.com.br/anp/resolucao-n-825-2020-dispoe-sobre-a-especificacao-e-o-controle-da-qualidade-dos-gases-liquefeitos-de-petroleo-glp-comercializados-pelos-agentes-economicos-no-territorio-nacional?origin=instituicao&q=Resolu%C3%A7%C3%A3o%20Ahttps://atosoficiais.com.br/anp/resolucao-n-825-2020-dispoe-sobre-a-especificacao-e-o-controle-da-qualidade-dos-gases-liquefeitos-de-petroleo-glp-comercializados-pelos-agentes-economicos-no-territorio-nacional?origin=instituicao&q=Resolu%C3%A7%C3%A3o%20ANP%20N%C2%BA%20825,%20de%2028%20de%20agosto%20de%202020>>, acessado em 24/11/2023>. Acesso em: 13 de julho de 2024.

ARAVIND *et al.* *Combustion characteristics of the effect of hydrogen addition on LPGair mixtures*, *International Journal of Hydrogen Energy* Volume 40, Issue 46, 2015, Pages 16605-16617, ISSN 0360-3199, <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2015.09.099>. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360319915303517>>. Acesso em: 12 de julho de 2024.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS ABNT **NBR 13.523**: central de gás liquefeito de petróleo. Rio de Janeiro. ABNT, 2019

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS **NBR 15.526**: Projeto e execução de redes de distribuição interna para gases combustíveis em instalações residenciais e comerciais. Rio de Janeiro. ABNT, 2019

AVALIAÇÃO da Eficiência Técnica, Econômica e Ambiental do Grupo Motor Gerador Alimentado a Gás Liquefeito de Petróleo, **Relatório** Final apresentado à Copa Energia, Universidade Federal do Mato Grosso do Sul, UFMS, Brasil, 2023.

BARROS, R. W. S., HENRÍQUEZ, J. R., DUTRA, J. C. C., *Experimental Evaluation of the Use of Cottonseed Biodiesel and Mixtures with Commercial Diesel Oil in Diesel Generator*

Set. *IEEE Latin America Transactions*, Vol. 16, No. 2, Feb. 2018, Doi: 10.1109/Tla.2018.8327404.

BERGGREN, P.; PERKOVIC, A., *Cylinder individual lambda feedback control in a si engine*. Report Linköping University, Reg nr LiTH-ISY-EX-1649, v. 86, 1996.

CASO de êxito: *Salmones Aysén. Gasco Soluções Energeticas*, 2022. Disponível em: <https://solucionesenergeticas.gasco.cl/salmones-aysen/>. Acesso em 10 nov. 2022.

CROSSLEY, P. R.; COOK, J. A., *A nonlinear engine model for drivetrain system development*. In: **IET - IEEE International Conference 'Control 91'**. [S.l.], 1991. p. 921–925.

DESCARBONIZING LPG; Making renewable hydrogen. OBERON FUELS, 2022. Disponível em: <https://www.oberonfuels.com/>. Acesso em: 08 nov. 2022.

FAGUNDEZ, L. J. & SALAU, N. (2015). Avaliação da transferência de calor em modelo de combustão de duas zonas para o etanol combustível. **XX Congresso Brasileiro de Engenharia Química, COBEQ**, 2015. 16069-16077. Doi: 10.5151/chemeng-cobeq2014-1762-17681-179303. Disponível em: <<https://www.proceedings.blucher.com.br/article-details/18656>>. Acesso em: 4. Dez 2023.

FANHUA *et al.* *Combustion and emission characteristics of a port-injection HCNG engine under various ignition timings*, *International Journal of Hydrogen Energy* 33 (2008) 816 – 822. Doi: 10.1016/j.ijhydene.2007.09.047].

GARCIA, R., **Combustíveis e combustão industrial**, Ed. Interciência, Brasil, 2002.

GÁS de cozinha será utilizado para gerar energia para o hospital universitário, disponível em: <<https://www.ufms.br/gas-de-cozinha-sera-usado-para-fornecer-energia-ao-hospital-universitario/>>, **UFMS**, 2020. Acesso em: 23 nov.2023

GAZEO, *History of LPG – the first 100 years*”, disponível e em: <<https://gazeo.com/up-to-date/news/2013/History-of-LPG-the-first-100-years,news,6662.html>>, acessado em 24/11/2023.

GHOJEL, J., 2010, *Review of the development and applications of the Wiebe function: a tribute to Ivan Wiebe's contribution to engine research*, *Internacional J. Engine. Res.*, 11(4), pp.

GLOBAL LPG Power Generation - *Market Development & Recommendations for Future Growth*, *WLPGA, World LPG Association*, 2017. Disponível em: <<https://www.wlpga.org/publication/power-lpg-generation/>>. Acesso em 17 nov. 2022.

GUERRERO, J. H. G., **Notas de aula**, disciplina Combustão industrial, UFPE, 2018.

GUZZELLA, L.; ONDER, C. H. **Introduction to modeling and control of internal combustion engine systems**. Berlin: Springer, 2004.

HENDRICKS, E.; SORENSON, S. C., *Mean Value SI Engine Model for Control Studies*, in *American Control Conference*, (p. 1882-1887). IEEE, 1990.

HILL, S. C. AND SMOOT, L. D. *Modeling of nitrogen oxides formation and destruction in combustion systems. Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 26, no. 4–6, pp. 417–458, 2000.

KALYAN K., K. GOLDMANNA, A. SCHÖFFLERB, T., DINKELACKERA, F. *Laminar flame properties of C1-C3 alkanes/hydrogen blends at gas engine Conditions, Fuel* 224 (2018) 32–46. Disponível em:
<<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0016236120315246?via%3Dihub>>. Acesso em: 12 de dezembro de 2023.

LAO-TSÉ. **Tao Te Ching: O livro que revela Deus.** Tradução Huberto Rohden. Brasil, Ed. Martin Claret, 5ª Ed., 2013. ISBN: 978-8572325936

MANESH, M.H.K., RABETI, S.A. M., NOURPOUR M., SAID Z., *Energy, exergy, exergoeconomic, and exergoenvironmental analysis of an innovative solar-geothermal-gas driven polygeneration system for combined power, hydrogen, hot water, and freshwater production, Sustainable Energy Technologies and Assessments* 51 (2022) 101861, <https://doi.org/10.1016/j.seta.2021.101861>.

MARTINS, J. **Motores de Combustão Interna.** 2ª Ed. Editora Publindústria. Minho, Portugal, 2006. ISBN:972-8953-02-X

MARKOWSKA, K., WITTEK, K., KABIESZ, P., STECUŁA, K., AYDIN, B., PAWLAK, S., & MARKOWSKA, A. (2025). *Hydrogen-Powered Engines: A Study on Selected Technological and Emissions Issues. Energies*, 18(7), 1675. <https://doi.org/10.3390/en18071675>.

MERKER, G. P.; SCHWARZ, C.; TEICHMANN, R., **Combustion Engines Development - Mixture Formation, Combustion, Emissions and Simulation.** Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2012.

MUCCILLO, M., GIMELLI, A., *Experimental development, 1D CFD simulation and energetic analysis of a 15 kW micro-CHP unit based on reciprocating internal combustion engine, Applied Thermal Engineering*, 71 (2014) 760 e 770, 2014, <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.11.025>

NOVAES, T.L.C.C., HENRÍQUEZ, J.R. OCHOA, A.A.V., *Numerical simulation of the performance of a diesel cycle operating with diesel-biodiesel mixtures, Energy Conversion and Management* 180 (2019) pp.990–1000, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.11.039>.

NOVO GLP em movimento_ setembro_2023. SINDIGÁS, 2023. Disponível em:
<https://www.sindigas.org.br/Download/panoramas/novo%20glp%20em%20movimento_setembro_2023_rev-final.pdf>. Acesso em: 23/11/2023.

ORIGEM do GLP. ICEGAS, 2021. Disponível em:
<http://www.icegas.com.br/loja/index.php?route=information/information&information_id=14>. Acesso em: 24 de novembro de 2023.

PEREZ, N., P., SADAMITSU M., T., SILVEIRA, J., L., ANTUNES, J., S., TUNA, C., E., VALLE A., E., SILVA N., F., *Energetic and exergetic analysis of a new compact trigeneration system run with liquefied petroleum gas, Energy* 90 (2015) 1411 e 1419, <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2015.06.094>.

POWER TECHNOLOGY, “*Bridge Power Project is a 400MW liquefied petroleum gas (LPG)-fueled combined-cycle power plant being developed in Tema, Ghana*. Disponível em: <<https://www.power-technology.com/projects/bridge-power-project-tema/>>. Acesso em 18 de novembro de 2022.

PROPANE Powered CHP Improving Energy Efficiency of Greenhouse Operations in Greece. **Clarke Energy**. Disponível em: <<https://www.clarke-energy.com/2023/propane-powered-chp-improving-energy-efficiency-of-greenhouse/>>. Acesso em 28 de novembro de 2023.

SOLARCONTAINER, Boxpower, 2022. Disponível em: <<https://boxpower.io/products/solar-container/>>. Acesso em 04 dez. 2022.

STIESCH, G. *Phänomenologisches Multizonen-Modell der Verbrennung und Schadstoffbildung im Dieselmotor*. Dissertação. Universität Hannover, 1999.

STULL, D. R. *Janaf Thermochemical Tables* 2ª Edição NBS 37. National Bureau Of Standards.

SUAPE dá mais um passo para implantação de novo terminal de gás de cozinha. **Suape**, 2021. Disponível em: <<https://www.suape.pe.gov.br/pt/noticias/1568-suape-da-mais-um-passo-para-implantacao-de-novo-terminal-de-gas-de-cozinha>>. Acessado em 24/11/2023.

VERHELST, S.; SHEPPARD, C. *Multi-zone thermodynamic modelling of spark-ignition engine combustion—an overview*. **Energy conversion and Management, Elsevier**, v. 50, n. 5, p. 1326–1335, 2009. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890409000132?via%3Dihub>>. Acesso em: 23 de novembro de 2023.

VLASSOV, D., **Combustíveis, combustão e câmara de combustão**. Curitiba; editora da UFPR, 2001.

WÄRTSILÄ fornece usina de propano de 21 MW para as Ilhas Virgens dos EUA. **Wärtsilä**, 2016. Disponível em: <<https://www.wartsila.com/media/news/04-04-2017-wartsila-to-supply-21-mw-propane-power-plant-to-us-virgin-islands>>. Acesso em: 23 de novembro de 2023.

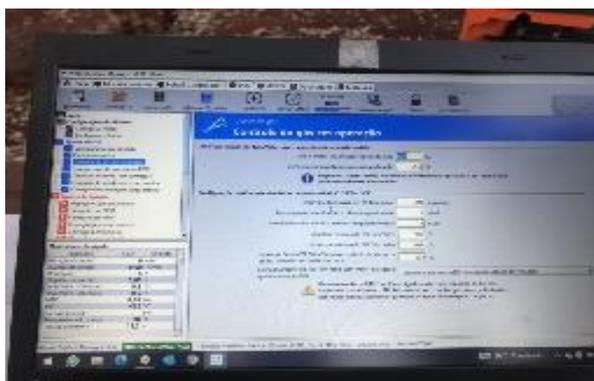
WÄRTSILÄ fornece usina de propano de 28 mw para honduras. **Wärtsilä**, 2016. Disponível em: <<https://www.wartsila.com/media/news/15-03-2016-wartsila-supplies-28-mw-propane-power-plant-to-honduras>>. Acesso em 23 de novembro de 2023.

WÄRTSILÄ fornece usina híbrida alimentada por glp/lfo e sistema de armazenamento de energia. **Wärtsilä**, 2016. Disponível em: <<https://www.carilec.org/wartsila-to-deliver-hybrid-lpg-lfo-fuelled-power-plant-and-energy-storage-system-to-us-virgin-islands/>>. Acesso em 23 de novembro de 2023.

WHITE, T., *Implementation of an Integrative MATLAB Engine Model as a Final Project in an Internal Combustion Engines Course, Degree of Master of Science Thesis, Idaho University, USA*, 2016. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431105003364?via%3Dihub>>. Acesso em 15 de outubro de 2023.

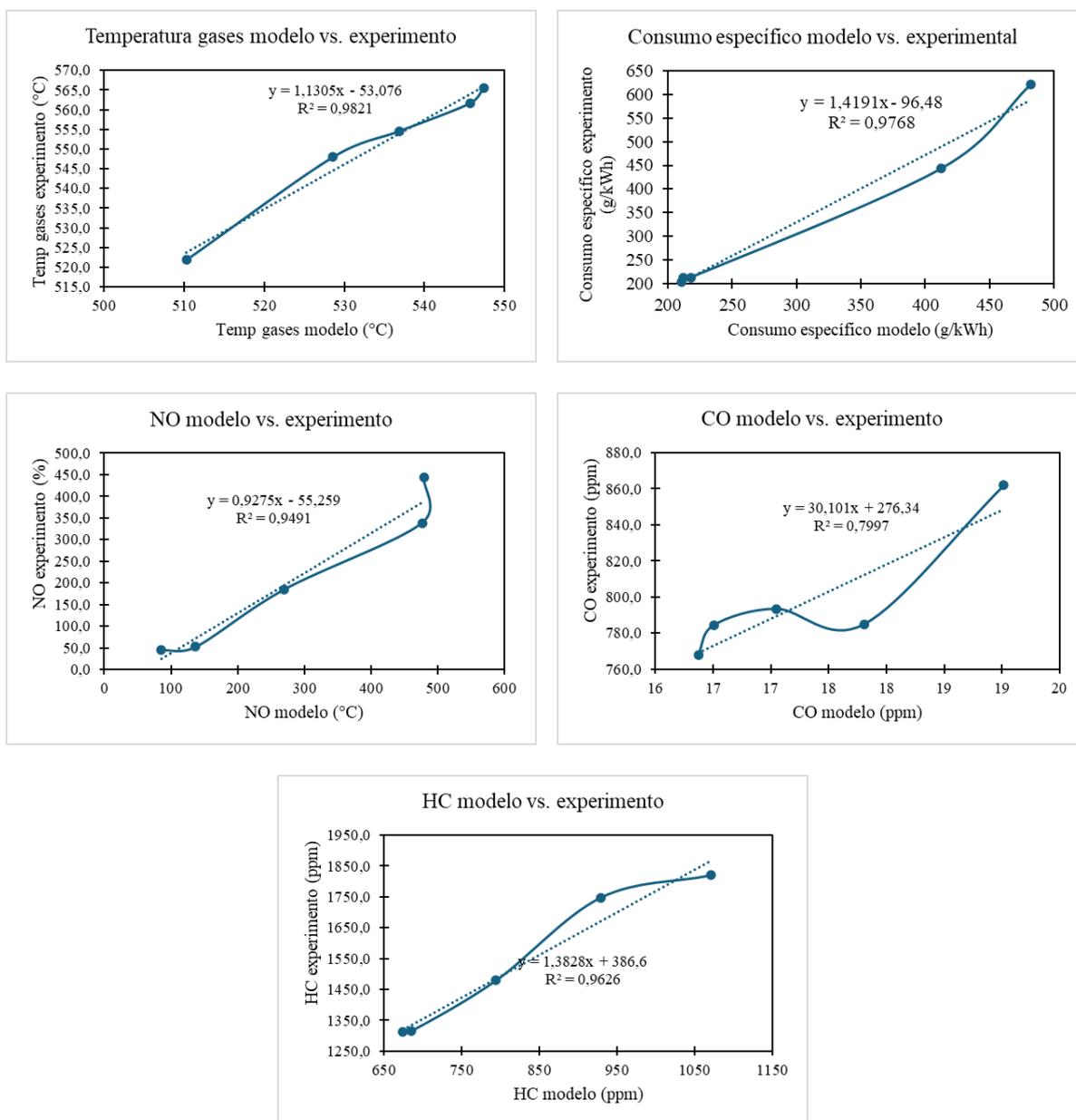
APÊNDICE A - GALERIA DE FOTOS

Galeria de fotos: de cima para baixo e da esquerda para a direita: alocação do gerador LPG95, Tanque de armazenamento de GLP P4000, Tela do controlador do GMG, Configuração do medidor de vazão, Placa alusiva ao projeto na UFMS, Posta em marcha e configuração do gerador, Dados da configuração do GMG, Medidor de vazão em funcionamento.



APÊNDICE B - CÁLCULOS E GRÁFICOS DAS CORRELAÇÕES ENTRE MEDIDAS DE EXPERIMENTAIS E CALCULADAS PELO MODELO

Correlação entre curvas do modelo vs. experimental de: a) Temperatura dos gases queimados; b) Consumo específico de GLP; c) NO; d) CO; e) HC



APÊNDICE C - LAUDO DE CROMATOGRAFIA DO GLP UTILIZADO NO EXPERIMENTO

Serviço Público Federal
Ministério da Educação
Fundação Universidade Federal de Mato Grosso do Sul

RELATÓRIO DE ENSAIO

UFPA

Código: DQ-048

Revisão: 02

Emissão: 01/02/21

Serviço Público Federal
Ministério da Educação
Fundação Universidade Federal de Mato Grosso do Sul

RELATÓRIO DE ENSAIO

UFPA

Código: DQ-048

Revisão: 02

Emissão: 01/02/21

ANEEXO - I - COMPOSIÇÃO COMPLETA DO GLP EM %V

Componente	Análise		Média (% v/v)
	a	b	
Metano	0,00	0,00	0,0
Etano	0,93	0,94	0,9
Propano	56,07	56,04	56,1
Propeno	10,67	10,62	10,6
Isobutano	4,63	4,64	4,6
n-Butano	12,63	12,66	12,6
trans-2-Buteno	4,79	4,79	4,8
1-Buteno	2,70	2,73	2,7
Neo-pentano	0,02	0,02	0,0
Isobuteno	4,32	4,31	4,3
cis-2-Buteno	3,04	3,04	3,0
Isopentano	0,07	0,07	0,1
n-Pentano	0,01	0,01	0,0
1,3-Butadieno	0,12	0,12	0,1
n-Hexano	0,00	0,00	0,0

Nº de Controle da Amostra: GLP	Data/Hora de Coleta: 22/08/2023 16:30h	Gás Liquefeito de Petróleo	Mistura Propano/Butano
Projeto LAMOSE/UFMS			
Nº do cilindro da amostra: 10103, 5003 e 043	Data/hora de recebimento: 22/08/2023 17:00h	Cidade: Campo Grande	UF: MS
Nº do lote: 01 - 2023	Local da Coleta: Centro de GLP LAMOSE		

Composição (%vol) - Análise por Cromatografia gasosa- ASTM D2183				
CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	Butenos	C ₄ H ₁₀
0,0	0,9	56,1	10,6	17,3
			13,0	0,1

CARACTERÍSTICA	RESULTADO	UNIDADE	ESPECIFICAÇÃO	MÉTODO
Pressão de vapor a 37,8°C, máx.	9,61	kPa	1430	D2598
Resíduo 100ml evaporados, máx.	< 0,05	mL	0,05	D2158
Teste de mancha	Passa	-	Passa	D2158
Pentanos e mais pesados, máx.	0,1	% Vol.	2,0	D2163
Enxofre Total, máx.	9	mg/kg	140	D5504
Oxidação	0,030	g/m³	Anotar	D5504
H ₂ S	Passa	-	Passa	D2420
Condutividade ao cobre a 37,8°C, 1hora, máx.	1	-	1	D1838
Massa específica a 20°C	529	kg/m³	Anotar	D2598
Água livre	Ausente	-	Ausente	Visual

Leandro F. Cavallheiro	
Responsável pelo Análise	Química Responsável
Nº CEG: 20101949	Nº CEG: 23/08/2023
Data: 23/08/2023	

Laudo: Os resultados obtidos de acordo com as especificações estabelecidas na Resolução ANP nº825 de 28/08/2020 encontram-se: Conforme Não-conforme

OBS: Odozante: EtI mercaptana

Elaboração: **Leandro F. Cavallheiro** Revisão: **Carlos E. Niziano** Aprovação: **Sergio C. de Araújo**

Página 1 / 2

APÊNDICE E - PRINTS DAS TELAS DOS SCRIPTS MATLAB

Entradas do motor

```

%
%Entradas do motor MWM 6.12 TCA GAS

Load =1; % Carga do Motor posição borboleta (Afeta a Pressão de Entrada)

Load_t=1;
RPM = 1800; %Revoluções por minuto [1/min]
L = (137/1000); % Curso do motor [m]
B = (105/1000)*1.15; % Diâmetro do motor [m]Foi melhorado do original
l = .283; %Comprimento da biela do motor [m]
N_cyl = 6; % Número de Cilindros [sem unidade]
C_r = 8.5; % Taxa de compressão [sem unidade]
N_r = 2; % Número de revoluções por curso de força
theta_b = 32.1; % Duração da Queima de Combustão [graus]
theta_0 = 167; %Ângulo de manivela no início da combustão [graus]
theta_f = theta_0+theta_b; %Ângulo de manivela Final Comb. [graus]
IVC = 0; % Tempo [graus] quando a válvula de admissão fecha
EVO = 358; % Tempo [graus] quando a válvula de escape abre
T_w =350;%[K] %Temperatura Assumida da Parede cilindro(Ref. Experimento)
%

```

Entradas do combustível

```

% Opções: 1=Metano, 2=Gasolina, 3=Diesel ,4=Metanol, 5=GLP

fuel_type = 5; % Altere este número conforme o combustível desejado

fuel_names = {'Metano', 'Gasolina', 'Diesel','Metanol', 'GLP'};
disp(['Combustível selecionado: ', fuel_names{fuel_type}]);

% Propriedades dos combustíveis [alpha, beta, gamma, delta, LHV (J/kg), AF_ratio_stoich]
%Razão ar-combustível mássica (Esteq.)
fuel_info = [
    %alpha beta gamma delta LHV(J/kg) AF_ratio_stoich
    1.0, 4.0, 0.0, 0.0, 50.0e6, 17.19; % 1=Metano (CH4)
    7.0, 17.0, 0.0, 0.0, 44.0e6, 14.70; % 2=Gasolina (C7H17)
    1.0, 4.0, 1.0, 0.0, 20.0e6, 6.47; % 3=Metanol (CH3OH)
    14.4, 24.9, 0, 0.0, 44.7e6 14.47; % Diesel
    0.08341, 0.20827, 0.0, 0.0, 46.1e6, 15.339]; % 5=GLP (C3.38H8.25 - mistura propano/butano)

```

Entradas de ar atmosférico

```

% Inputs Atmosféricos
P_atm = 101325;%[Pa] (Ref. Experimentos)
P_turbo=50000;%[Pa] (Com pressão do turbo. de 50KPa. Ref. Experimentos)
T_atm = 410;%[K] (Ref. Experimentos)
P_BDC = (Load*P_atm)+(Load_t*P_turbo); %Pressão de entrada[Pa]
R_air = 287; % Constante de gás para ar [J/kg-K]
gamma(1:360) = 1.4; %Pré-alocar matriz gama (define o valor inicial)

%

```

Saídas: bmep, trabalho indicado, eficiência mecânicas, BSFC

```

%Specified Outputs (On Matlab Screen)

W_dot_indicated=W_dot(360);
bmep = imep-fmep;
W_dot_ac = (bmep*V_d*1000*N/(N_r*1000));
T_ac = W_dot_ac/(2*pi*N*10^(-3));

%Calcula Eficiência Mecânica (Baseado nos Inputs prévios)
eta_m = bmep/imep; %Calcula Eficiência Mecânica
%
%
%Calcula Brake Specific Fuel Consumption (BSFC)
m_ta = P_BDC*V_d/(R_air*T_BDC); %Calcula Trapped Air In Cylinder
eta_v = CF*((m_ta)/(rho_a*V_d)); %Corrected Eficiência Volumétrica
m_dot_f = N_cyl*M_F(theta_0)*(N/N_r); %Mass Flow Rate Of Fuel
m_dot_a = AF_ratio_ac*m_dot_f; %Mass Flow Rate Of Air
BSFC = (m_dot_f*1000*3600)/(W_dot_ac); %BSFC [g/kW*h]
eta_f = 3600/(BSFC*(LHV*10^(-6))); %Fuel Conversion Efficiency

```

Função para cálculo de emissões utilizando equilíbrio químico, baseado na Secção 4.6

```

function [ierr, Y, h, u, s, v, R, Cp, MW, dvdT, dvdP] = equiq(T_equiq, T_BDC, P_equiq, phi, fuel_type)
% Subrotina para Equilíbrio Químico de Produtos de Combustão
%Ferguson & Kirkpatrick, (2016)
%Olikara & Borman, (1975)
%
% inputs:
% T_equiq - temperature (K) [ 600 --> 3500 ]
% P_equiq - pressure (kPa) [ 20 --> 30000 ]
% phi - equivalence ratio [ 0.01 --> ~3 ]
% fuel_type - 1=Methane, 2=Gasoline, 3=Methanol, 4=GLP
%
% outputs:
% ierr - Códigos de erros:
% 0 = sucesso
% 1 = matriz singular
% 2 = maximal pivot error na eliminação gaussiana
% 3 = sem solução no máximo número de iterações
% 4 = resultado falhou na consistência ao checar sum(Y)=1
% 5 = falha em obter estimativa inicial para concentração de oxigênio
% 6 = concentração negativa de oxigênio no cálculo inicial da estimativa
% 7 = iterações máximas alcançadas na solução inicial da estimativa
% 8 = temperatura fora da faixa
% 9 = pressão fora da faixa
% 10 = razão de equivalência muito pobre
% 11 = razão de equivalência muito rica, carbono sólido será formado para o combustível fornecido

```

Entrada de dados do combustível no script da função

```

% Insira informações do combustível |

[ alpha, beta, gammal, delta ] = fuel_mwm( fuel_type, T_BDC );

%Ex.:
% alpha=3.38;
% beta=8.25;
% gammal=0;
% delta=0;

% Coeficientes de ajuste da curva da constante de equilíbrio.
% Valido no range: 600 K < T < 4000 K
%
% Ai Bi Ci Di Ei
Kp = [ [ 0.432168, -0.112464e+5, 0.267269e+1, -0.745744e-4, 0.242484e-8 ]; ...
[ 0.310805, -0.129540e+5, 0.321779e+1, -0.738336e-4, 0.344645e-8 ]; ...
[ -0.141784, -0.213308e+4, 0.853461, 0.355015e-4, -0.310227e-8 ]; ...
[ 0.150879e-1, -0.470959e+4, 0.646096, 0.272805e-5, -0.154444e-8 ]; ...
[ -0.752364, 0.124210e+5, -0.260286e+1, 0.259556e-3, -0.162687e-7 ]; ...
[ -0.415302e-2, 0.148627e+5, -0.475746e+1, 0.124699e-3, -0.900227e-8 ] ];

K = zeros(6,1);
for i=1:6
log10ki = Kp(i,1)*log(T_equiq/1000) + Kp(i,2)/T_equiq + Kp(i,3) + Kp(i,4)*T_equiq + Kp(i,5)*T_equiq*T_equiq;
K(i) = 10^log10ki;
end

```

Saídas dos valores das frações molares dos 10 produtos da combustão calculadas por equilíbrio químico

```
% mostra saidas das Frações Molares e Propriedades da Mistura
fprintf(' \n Frações Molares \n' );
fprintf(' CO2 = \t %1.4e \n', Y(1)*to_perc );
fprintf(' H2O = \t %1.4e \n', Y(2) );
fprintf(' N2 = \t %1.4e \n', Y(3) );
fprintf(' O2 = \t %1.4e \n', Y(4)*to_perc );
fprintf(' CO = \t %1.4e \n', Y(5)*to_ppm );
fprintf(' H2 = \t %1.4e \n', Y(6) );
fprintf(' H = \t %1.4e \n', Y(7) );
fprintf(' O = \t %1.4e \n', Y(8) );
fprintf(' OH = \t %1.4e \n', Y(9) );
fprintf(' NO = \t %1.4e \n', Y(10)*to_ppm );|
%
fprintf(' \n Propriedades da Mistura \n' );
fprintf(' h(kJ/kg) = \t %6.1f \n', h );
fprintf(' u(kJ/kg) = \t %6.1f \n', u );
fprintf(' s (kJ/Kg K) = \t %6.4f \n', s );
fprintf(' v (m3/kg) = \t %6.4f \n', v );
fprintf(' cp (kJ/Kg K) =\t %6.3f \n', Cp );
fprintf(' Massa Molecular = %5.2f \n', MW );
fprintf(' dvdT = %1.4e \n', dvdT );
fprintf(' dvdP = %1.4e \n', dvdP );
```

ANEXO A - ESPECIFICAÇÕES DOS INSTRUMENTOS DE MEDIÇÃO EMPREGADOS EXPERIMENTALMENTE

Especificações do medidor de vazão termal.



Descrição	Especificações
Modelo	ATMV-TM
Range de Medição	2,5 ~35 kg/h
Diâmetro do Tubo	DN10~DN4000mm
Velocidade	0.1~100 Nm/s
Precisão	±2,5%
Temperatura de Trabalho	Sensor: -40°C ~ +220°C
Pressão de Trabalho	Sensor de Inserção: pressão média ≤ 2,0MPa
Fonte de Alimentação	Tipo compacto: 220VAC, Consumo de energia ≤18W
Tempo de Resposta	1s
Saída	4-20mA (isolamento optoeletrônico, carga máxima 500Ω), Pulso, RS485 (isolamento optoeletrônico) e HART
Saída de Alarme	1-2 linha(s) de Relé, Estado Normalmente Aberto, 10A/220V/AC ou 5A/30V/DC
Tipo de Sensor	Inserção Padrão, Flangeado
Construção	Compacto e Remoto
Material do Tubo	Aço inoxidável
Display	LCD de 4 linhas
Classificação / Classe de Proteção	Ex d IIC T6 Gb / IP65 (INMETRO 179)
Material da Carcaça do Sensor	Aço inoxidável (316)

Fonte: adaptado de *Thermal Gas Mass Flowmeter - Installation and Operation Guide* (2023)

Especificações do medidor de energia.



Modelo	KRON MULT-K NG com TC SPLIT CORE 100 A	
PRECISÃO (a 25°C e em relação ao fundo de escala)	<i>Tensão e Fator de Potência</i>	0,5%
	<i>Corrente Potencias e Energias</i>	1,0%
	<i>Frequência</i>	±0,05Hz
	<i>THD e Harmônicos</i>	± 5%

Fonte: Adaptado de Ficha Técnica MULT-K NG - Revisão 4.7 - Outubro/2021 - K00048

Imagem do analisador ECIL CHEMIST 600X.



Fonte: Chemist 600 Catálogo (2021)

Range de medição, resolução e precisão dos medidores no analisador de gases ECIL CHEMIST 600X.

MEDIÇÃO	TIPO DO SENSOR	RANGE DE MEDIÇÃO	RESOLUÇÃO	PRECISÃO
O ₂	Eletroquímico	0 .. 25,0% vol	0,1% vol	±0,2% vol
CO Com compensação de H ₂	Eletroquímico	0 .. 8000 ppm	1 ppm	±10 ppm 0 .. 200 ppm ±5% leitura 201 .. 2000 ppm ±10% leitura 2001 .. 8000 ppm
Com diluição	Eletroquímico	10,00% vol	0,01% vol	±20% da leitura
CO Baixo range Com compensação de H ₂	Eletroquímico	0 .. 1000 ppm	0,1 ppm	±2 ppm 0 .. 40,0 ppm ±5% leitura 40,1 .. 1000 ppm
Com diluição	Eletroquímico	6250 ppm	10 ppm	±20% da leitura
CO Médio range	Eletroquímico	0 .. 20000 ppm	1 ppm	±100 ppm 0 .. 2000 ppm ±5% leitura 2001 .. 4000 ppm ±10% leitura 4001 .. 20000 ppm
Com diluição	Eletroquímico	25% vol	0,01% vol	±20% da leitura
CO Alto range	Eletroquímico	0 .. 10,00% vol	0,01% vol	±0,1% vol leitura 0 .. 2,00 % ±5% leitura 2,01 .. 10,00 %
NO	Eletroquímico	0 .. 5000 ppm	1 ppm	±5 ppm 0 .. 100 ppm ±5% leitura 101 .. 5000 ppm
NO Baixo range	Eletroquímico	0 .. 500 ppm	0,1 ppm	±2 ppm 0 .. 40,0 ppm ±5% leitura 40,1 .. 500,0 ppm
NO _x	Calculado	-	-	-
SO ₂	Eletroquímico	0 .. 5000 ppm	1 ppm	±5 ppm 0 .. 100 ppm ±5% leitura 101 .. 5000 ppm
SO ₂ Baixo range	Eletroquímico	0 .. 500 ppm	0,1 ppm	±2 ppm 0 .. 40,0 ppm ±5% leitura 40,1 .. 500,0 ppm
NO ₂	Eletroquímico	0 .. 1000 ppm	1 ppm	±5 ppm 0 .. 100 ppm ±5% leitura 101 .. 1000 ppm
NO ₂ Baixo range	Eletroquímico	0 .. 500 ppm	0,1 ppm	±2 ppm 0 .. 40,0 ppm ±5% leitura 40,1 .. 500,0 ppm
C _x H _y	Pelistor	0 .. 5,00% vol	0,01% vol	±0,25% vol
CO ₂	Calculado	0 .. 99,9% vol	0,1% vol	-
CO ₂	Infravermelho	0 .. 50,0% vol	0,01% vol	±1% vol 0,00 .. 10,00 % ±2% vol 10,01 .. 50,00 %
H ₂ S	Eletroquímico	0 .. 500 ppm	0,1 ppm	±5 ppm 0,00 .. 100,0 ppm ±5% leitura 100,1 .. 500,0 ppm
NH ₃	Eletroquímico	0 .. 500 ppm	0,1 ppm	±10 ppm 0,00 .. 100,0 ppm ±10% leitura 100,1 .. 500,0 ppm
Temperatura do Ar	TcK	-20,0 .. 120,0 °C	0,1 °C	±1 °C
Temperatura da Amostra	TcK	-20,0 .. 1250,0 °C	0,1 °C	±1 °C 0 .. 100 °C ±1% leitura 101 .. 1250 °C
Temperatura Diferencial	Calculado	0,0 .. 1250,0 °C	0,1 °C	-
Pressão / Tiragem	Piezoelétrico	-10,00 .. 200,00 hPa	0,01 hPa	±1% leitura -10,00 .. 200,00 hPa
Excesso de Ar	Calculado	0 .. 850 %	1%	-
Eficiência	Calculado	0,0 .. 100,0%	0,1%	-
Índice de Fumaça	Bomba de Bacharach (opcional)	0 .. 9	-	-

Fonte: Chemist 600 Catálogo (2021)