

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Luís Pedro Vieira Vidigal

**Estudo computacional da calibração e substituição do gás natural veicular por
biometano em um motor de ignição por centelha e seu impacto no setor de mobilidade
urbana brasileiro**

Itajubá
Agosto de 2025

Luís Pedro Vieira Vidigal

Estudo computacional da calibração e substituição do gás natural veicular por biometano em um motor de ignição por centelha e seu impacto no setor de mobilidade urbana brasileiro

Tese apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Itajubá como requisito parcial à obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Térmica, Fluidos e Máquinas de Fluxo.

Orientador: Prof. Dr. Christian Jeremi Coronado Rodriguez

Coorientadora: Profa. Dra. Ana Paula Mattos

Coorientador: Dr. Roberto Berlini Rodrigues da Costa

Luís Pedro Vieira Vidigal

Estudo computacional da calibração e substituição do gás natural veicular por biometano em um motor de ignição por centelha e seu impacto no setor de mobilidade urbana brasileiro

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Christian Jeremi Coronado Rodriguez - UNIFEI

Profª. Dra. Ana Paula Mattos - UFPA

Dr. Roberto Berlini Rodrigues da Costa

Prof. Dr. Caio Henrique Rufino - UNICAMP

Prof. Dr. Celso Eduardo Tuna - UNESP

Prof. Dr. Lourival Jorge Mendes Neto - UNIFEI

Profª. Dra. Regina Mambeli Barros - UNIFEI

AGRADECIMENTOS

Após realizar as últimas verificações no texto desta tese para enviá-la a banca, diversas pessoas importantes para que essa etapa se concluísse me vieram a mente. Primeiramente, não posso deixar de agradecer a Deus, por me colocar no lugar certo, na hora certa e com as pessoas certas ao meu lado. Por mais que em muitos momentos eu tenha desacreditado, Sua presença sempre esteve comigo para me guiar e proteger de todas as tribulações que surgiram.

Agradeço à minha mãe, por ter me transformado na pessoa que sou hoje. Sem seu carinho e disciplina, eu jamais chegaria tão longe. À minha irmã, que me apoia e acolhe em todos os momentos.

À minha esposa, Raquel. Desde o início, quando eu era apenas um aluno de graduação, sem rumo e sem motivação, você esteve ao meu lado para me apoiar e me jogar para cima. Ao seu lado eu me tornei minha melhor versão, evoluí, vim para Itajubá ao seu lado e hoje posso dizer que valeu a pena cada momento de dificuldade.

Também gostaria de agradecer pelos entes ausentes. Ao meu avô, que perdi no decorrer do doutorado, mas cuja presença e gentileza jamais serão esquecidas. Ao meu pai, por mais que os anos se passem cada vez mais rápidos, sempre me lembrarei de você. Espero que esteja orgulhoso pelo caminho que trilhei até este momento. Sei que você acompanhou de perto cada minuto destes últimos dias, pois a aprovação recente não pode ser mera coincidência. Já estava escrito e você sabia!

Quero agradecer do fundo do meu coração à todos que conheci em Itajubá, principalmente aos membros do grupo GETEC, pois sem vocês eu jamais teria o conhecimento que carrego hoje. Ao pessoal responsável pelos ensaios experimentais: Luis Filipe, Daniel, Gabriel e Roberto. Além da parte prática, pude aprender muito com vocês nesses últimos anos. Ao pessoal responsável por simulações: Túlio, Gustavo e Davi, cujas contribuições para essa tese e artigos foram fundamentais. Agradeço também à Nelly e ao Lucas, que me auxiliaram com diversas questões relacionadas ao período no exterior.

Ao meu orientador, Professor Christian. Você foi o primeiro professor que conheci na UNIFEI, e pude ter a sorte de ser seu orientado. Você representa o verdadeiro significado da palavra orientador, pois sempre busca o melhor por seus alunos. Quero agradecer imensamente pelo que você me proporcionou nesses anos de doutorado. Se hoje eu saio com o título de doutor, você foi fundamental para que eu crescesse como pesquisador e também como professor. Seu apoio nessa reta final foi fundamental para mim, sem você eu jamais conseguiria!

Quero agradecer aos meus coorientadores: Ana e Roberto. Vocês estiveram sempre à disposição e me ajudaram muito ao longo dos últimos anos. Particularmente, nos últimos dias vocês estiveram sempre de prontidão e serei eternamente grato por isso.

Agradeço às empresas e colaboradores das empresas relacionadas ao projeto ROTA2030: FPT, Mahle e Gás Verde. O apoio de empresas como estas fomenta a cada dia mais a pesquisa no Brasil.

Quero agradecer também ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq) (Procs. N° 308567/2023-4 e 442662/2023-8), à Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de Minas Gerais (FAPEMIG) (Procs. N° APQ-01763-23 e N° APQ-05207-23), ao Laboratório de Máquinas Térmicas (LMT—UNIFEI), ao Laboratório de Combustão e Biocombustíveis (LC-BIO—UNIFEI), ao Instituto de Engenharia Mecânica (IEM—UNIFEI) e à Fundação de Desenvolvimento da Pesquisa (Fundep) (Rota 2030/Linha V Procs. N° 27192*62 e 27192*68).

Por fim, gostaria de agradecer aos membros da banca avaliadora por aceitarem participar deste momento.

“Seja você quem for, seja qual for a posição social que você tenha na vida, a mais alta ou a mais baixa, tenha sempre como meta muita força, muita determinação e sempre faça tudo com muito amor e com muita fé em Deus, que um dia você chega lá. De alguma maneira você chega lá.” (Ayrton Senna)

RESUMO

A intensificação das mudanças climáticas e a deterioração da qualidade do ar demandam soluções energéticas sustentáveis que conciliem a mobilidade veicular com a mitigação das emissões de gases de efeito estufa (GEE). Entre as alternativas, o biometano desponta como substituto viável ao gás natural veicular (GNV), devido à similaridade de suas propriedades físico-químicas e ao seu potencial de reduzir emissões de GEE sem a necessidade de mudanças estruturais na infraestrutura de abastecimento. Neste trabalho, desenvolveu-se, por meio de simulações numéricas no *software* GT-SUITE[®], a calibração de um motor de ignição por centelha empregado comercialmente em veículos leves originalmente projetado para GNV. O estudo contemplou tanto a substituição direta do combustível quanto a calibração otimizada do avanço de ignição para maximizar o desempenho e minimizar emissões de GEE. Tais modificações são consideradas factíveis, pois não requerem modificações físicas no motor, mas sim, uma modificação do mapa do motor na central eletrônica. Na substituição direta, sem ajustes de calibração, não se observaram perdas significativas de torque e potência, registrando-se reduções de até 1,94% em CO_2 , 4,03% em CO e 2,26% em NO_x . Com a calibração do avanço de ignição, reduzido de 1° a 3° de atraso em relação ao GNV, obteve-se melhoria de desempenho, com ganhos de potência e eficiência térmica, além de reduções adicionais de emissões, alcançando 2,30% para CO_2 , 4,48% para CO e 1,64% para NO_x . Ao avaliar a substituição de GNV por biometano, com base nos dados obtidos de emissões de GEE nas simulações numéricas, na frota de veículos brasileira e na estimativa do consumo e distância percorrida pela frota de veículos a GNV no Brasil, se observou que a substituição do GNV por biometano na frota brasileira poderia mitigar até 79,51 mil toneladas de CO_2 e 18,12 mil toneladas de NO_x por ano. Avaliou-se a demanda energética associada ao processo de purificação, evidenciando que a viabilidade técnica deve ser acompanhada de políticas públicas e legislações específicas que incentivem a produção e uso veicular do biometano. Os resultados demonstram que o biometano, especialmente com calibração adequada, é uma alternativa competitiva e ambientalmente vantajosa frente ao GNV, contribuindo para a descarbonização do setor de transportes e para a valorização de resíduos orgânicos no Brasil. A implementação dessa tecnologia, aliada a mecanismos regulatórios de incentivo, pode ampliar a participação de combustíveis renováveis na matriz energética e reduzir significativamente a poluição atmosférica.

Palavras-chave: Biometano. Motores de Combustão Interna. Gás Natural Veicular. Modelagem Computacional.

ABSTRACT

The intensification of climate change and the deterioration of air quality demand sustainable energy solutions that reconcile vehicular mobility with the mitigation of greenhouse gas (GHG) emissions. Among the alternatives, biomethane emerges as a viable substitute for compressed natural gas (CNG), due to the similarity of their physicochemical properties and its potential to reduce GHG emissions without requiring structural changes to the refueling infrastructure. In this work, through numerical simulations using the GT-SUITE[®] software, the calibration of a spark-ignition engine commercially employed in light-duty vehicles originally designed for CNG was developed. The study considered both the direct fuel substitution and the optimized ignition timing calibration to maximize performance and minimize GHG emissions. Such modifications are deemed feasible since they do not require physical changes to the engine, but rather an adjustment of the engine map in the electronic control unit. In the direct substitution case, without calibration adjustments, no significant losses in torque and power were observed, with recorded reductions of up to 1.94% in CO_2 , 4.03% in CO , and 2.26% in NO_x . With ignition timing calibration, retarded by 1° to 3° compared to CNG, performance improvements were achieved, with gains in power and thermal efficiency, in addition to further emission reductions, reaching 2.30% for CO_2 , 4.48% for CO , and 1.64% for NO_x . When assessing the substitution of CNG by biomethane, based on the GHG emission data obtained from numerical simulations, the Brazilian vehicle fleet, and the estimated fuel consumption and mileage of CNG-powered vehicles in Brazil, it was observed that the replacement of CNG by biomethane in the national fleet could mitigate up to 79.51 thousand tons of CO_2 and 18.12 thousand tons of NO_x per year. The energy demand associated with the purification process was also evaluated, highlighting that technical feasibility must be accompanied by public policies and specific legislation to foster biomethane production and vehicular use. The results demonstrate that biomethane, particularly with proper calibration, is a competitive and environmentally advantageous alternative compared to CNG, contributing to the decarbonization of the transportation sector and to the valorization of organic waste in Brazil. The implementation of this technology, coupled with regulatory incentive mechanisms, may increase the share of renewable fuels in the energy matrix and significantly reduce air pollution.

Keywords: Biomethane. Internal Combustion Engines. Compressed Natural Gas. Computational Modeling.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Concentração anual de partículas com diâmetro inferior à $2,50 \mu m$, em $\mu g/m^3$	20
Figura 2 – Primeiro veículo <i>flex-fuel</i> do Brasil.	27
Figura 3 – Modificações necessárias em motores de ignição por centelha para diferentes misturas de etanol.	27
Figura 4 – Cuidados no projeto de motores <i>flex-fuel</i> com etanol e gasolina.	29
Figura 5 – Evolução das gerações dos veículos <i>flex-fuel</i>	30
Figura 6 – Injeção de combustível em um motor <i>dual-fuel</i>	31
Figura 7 – Perfil de pressão interna na combustão típica em um motor diesel.	33
Figura 8 – Perfil de pressão interna na combustão típica em um motor <i>dual-fuel</i>	33
Figura 9 – Taxa de liberação de calor típica em um motor diesel.	34
Figura 10 – Taxa de liberação de calor típica em um motor <i>dual-fuel</i>	34
Figura 11 – Principais aplicações de motores <i>bi-fuel</i> com GNV.	37
Figura 12 – Regiões em que há legislações para o fim dos motores de combustão interna.	46
Figura 13 – Geometria do conjunto cilindro e pistão de um motor alternativo.	50
Figura 14 – Fases do ciclo de um motor de quatro tempos.	51
Figura 15 – Diferentes tipos de injeção: a) <i>Single-point</i> ; b) Multiponto; c) Injeção direta.	52
Figura 16 – Eventos que ocorrem em um motor de quatro tempos IC em relação ao ângulo do virabrequim.	53
Figura 17 – Esboço de um turbocompressor ligado a um MCI.	56
Figura 18 – Diagrama pressão-volume de um motor IC quatro tempos. a) Ciclo real; b) Ciclo padrão.	57
Figura 19 – Comparativo entre um ciclo real e um ciclo padrão.	58
Figura 20 – Variação da eficiência térmica em relação à razão de compressão e a razão entre as capacidades caloríficas do gás para um motor IC.	63
Figura 21 – Emissões típicas em relação à razão de equivalência.	66
Figura 22 – Reator em regime permanente para determinação do PCI.	67
Figura 23 – Etapas da biodigestão.	71
Figura 24 – Influência da temperatura na produção de biogás.	73
Figura 25 – Absorção em água.	76
Figura 26 – Absorção em química.	77
Figura 27 – Adsorção por variação de pressão.	78
Figura 28 – Permeação por membranas.	80
Figura 29 – Criogenia.	81
Figura 30 – Utilização do biogás com fins energéticos no Brasil.	84

Figura 31 – Produção de biogás por setor no Brasil.	84
Figura 32 – Plantas de biometano autorizadas no Brasil.	85
Figura 33 – Produção de biometano no Brasil.	88
Figura 34 – Metodologia do trabalho.	90
Figura 35 – Bancada de testes e cesto de cilindros para biometano.	93
Figura 36 – Banco de ensaios.	94
Figura 37 – Teste em cromatógrafo realizado no Centro Tecnológico para o Pré-Sal Brasileiro.	96
Figura 38 – Trinca detectada na flauta de gás.	96
Figura 39 – Modelo do motor no GT-SUITE®.	97
Figura 40 – Intercambiabilidade do GNV por biometano.	106
Figura 41 – Temperatura de chama adiabática.	107
Figura 42 – Comparação entre o teste experimental e a simulação para o motor com GNV e $\lambda = 1,00$	109
Figura 43 – Consumo específico de combustível do teste experimental e da simulação para o motor com GNV e $\lambda = 1,00$	109
Figura 44 – Emissão de NO_x do teste experimental e da simulação para o motor com GNV e $\lambda = 1,00$	111
Figura 45 – Temperatura de exaustão do teste experimental e da simulação para o motor com GNV e $\lambda = 1,00$	111
Figura 46 – Comparação torque e potência entre as simulações com GNV e biometano.	112
Figura 47 – Comparação de emissões de CO_2 entre as simulações com GNV e biometano.	113
Figura 48 – Comparação de emissões específicas de CO entre as simulações com GNV e biometano.	114
Figura 49 – Comparação de emissões de NO_x entre as simulações com GNV e biometano.	115
Figura 50 – Comparação da temperatura de exaustão entre as simulações com GNV e biometano.	115
Figura 51 – Comparação do consumo específico de combustível entre as simulações com GNV e biometano.	116
Figura 52 – Comparação da vazão de combustível entre as simulações com GNV e biometano.	117
Figura 53 – Comparação da eficiência térmica entre as simulações com GNV e biometano.	117
Figura 54 – Comparação de torque e potência da simulação com biometano calibrado e biometano substituído diretamente.	118

Figura 55 – Consumo específico de combustível da operação com GNV, biometano substituído diretamente e motor calibrado para biometano. . . .	119
Figura 56 – Emissões de NO_x da operação com GNV, biometano substituído diretamente e motor calibrado para biometano.	120
Figura 57 – Emissões específicas de CO_2 da operação com GNV, biometano substituído diretamente e motor calibrado para biometano.	121
Figura 58 – Emissões específicas de CO da operação com GNV, biometano substituído diretamente e motor calibrado para biometano.	121
Figura 59 – Eficiência térmica da operação com GNV, biometano substituído diretamente e motor calibrado para biometano.	122
Figura 60 – Produção e demanda de biometano no Brasil.	123
Figura 61 – Redução nas emissões de NO_x e CO_2 por ano, sem calibração do motor.	124
Figura 62 – Redução nas emissões de NO_x e CO_2 por ano, com calibração do motor.	126
Figura 63 – Consumo energético das principais tecnologias de <i>upgrading</i> nos quatro cenários de substituição da frota brasileira.	127
Figura 64 – Configuração da atmosfera.	153
Figura 65 – Geometria do duto de admissão.	154
Figura 66 – Configurações térmicas do duto de admissão.	154
Figura 67 – Configurações da porta de admissão.	155
Figura 68 – Configurações de perda de pressão na porta de admissão.	156
Figura 69 – Condições de contorno para a temperatura no cilindro.	156
Figura 70 – Modelo de transferência de calor no cilindro.	157
Figura 71 – Fases da combustão.	157
Figura 72 – Modelagem dos injetores.	158
Figura 73 – Configuração geométrica do motor.	158
Figura 74 – Configuração da ordem de ignição.	159
Figura 75 – Montagem final de um motor monocilíndrico no GT-POWER.	159

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Norma para GNV no Brasil.	38
Tabela 2 – Norma para GLP no Brasil.	38
Tabela 3 – Efeitos da conversão para <i>bi-fuel</i> com GNV.	43
Tabela 4 – Composição típica do biogás para diferentes matérias-primas. . .	71
Tabela 5 – Comparação das propriedades do biogás com 60,00% CH_4 e o GNV. 74	
Tabela 6 – Comparação de 1,00 m^3 de CH_4 com outros combustíveis. . . .	74
Tabela 7 – Principais métodos de <i>upgrading</i> do biogás.	75
Tabela 8 – Plantas autorizadas a produção e comercialização de biometano no Brasil.	86
Tabela 9 – Regulamentação da composição do biometano no Brasil.	87
Tabela 10 – Dados do motor utilizado.	93
Tabela 11 – Dados dos sensores presentes na bancada de testes.	94
Tabela 12 – Condições iniciais e de contorno.	98
Tabela 13 – Constantes do mecanismo de formação do NO	101
Tabela 14 – Consumo de combustível anual estimado.	104
Tabela 15 – Propriedades dos combustíveis.	105
Tabela 16 – Calibração de parâmetros do modelo computacional para GNV. 108	
Tabela 17 – Coeficientes K_1 e K_2 para os diferentes modelos de transferência de calor baseados no modelo de Woschni.	148
Tabela 18 – Coeficientes C_1 e C_2 para os diferentes modelos de transferência de calor baseados no modelo de Woschni.	149

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ACV	Análise do Ciclo de Vida
AVA	Abertura da Válvula de Admissão
AVE	Abertura da Válvula de Exaustão
DFC	Dinâmica dos FLuidos Computacional
EUA	Estados Unidos da América
FVA	Fechamento da Válvula de Admissão
FVE	Fechamento da Válvula de Exaustão
GEE	Gases de Efeito Estufa
GETEC	Grupo de Estudos em Tecnologias de Conversão de Energia
GLP	Gás Liquefeito de Petróleo
GNL	Gás Natural Liquefeito
GNV	Gás Natural Veicular
HVO	do inglês <i>Hydrotreated Vegetable Oil</i>
IC	Ignição por Centelha
MCI	Motores de Combustão Interna
MRS	Microrganismos Redutores de Sulfato
PCI	Poder Calorífico Inferior [J/kg]
PMI	Ponto Morto Inferior
PMS	Ponto Morto Superior
RGE	Recirculação dos Gases de Escape
UNIFEI	Universidade Federal de Itajubá

LISTA DE SÍMBOLOS

AA	Ângulo de ancoragem [°]
A/F	Relação ar-combustível
$(A/F)_{esteq}$	Relação ar-combustível estequiométrica
$(A/F)_{real}$	Relação ar-combustível real
B	Diâmetro do cilindro [m]
B_m	Máxima velocidade de chama laminar [m/s]
B_ϕ	Velocidade de chama laminar inicial [m/s]
BE	Porcentagem de combustível queimado no ângulo na fase final (def = 90,00%)
BEC	Constante de queima final
BM	Porcentagem de combustível queimado no ângulo de ancoragem (def = 50,00%)
BMC	Constante de queima intermediária
BS	Porcentagem de combustível queimado no ângulo na fase inicial (def = 10,00%)
BSC	Constante de queima inicial
C	Parte constante da pressão média efetiva de fricção [Pa]
C_1	Coefficiente para modelos de transferência de calor de Woschini
C_2	Coefficiente para modelos de transferência de calor de Woschini
C_{DE}	Multiplicador de diluição
C_s	Coefficiente de <i>swirl</i>
c_p	Capacidade calorífica à pressão constante [J/kg.K]
C_t	Coefficiente de <i>tumble</i>
c_v	Capacidade calorífica à volume constante [J/kg.K]
CE	Eficiência da combustão
CH_4	Metano
CO_2	Dióxido de Carbono
CO	Monóxido de Carbono
D	Duração da combustão [°]
e_i	Energia específica da zona <i>i</i> prescrita [J/kg]
η_c	Eficiência da combustão
η_t	Eficiência térmica
η_v	Eficiência volumétrica
F/A	Razão combustível/ar
$FMEP$	Pressão média efetiva de fricção [Pa]
γ	Razão de capacidades caloríficas
H	Átomo de Hidrogênio
H_2	Hidrogênio molecular
h_a	Entalpia específica do ar [J/kg]
h_c	Coefficiente de transferência de calor por convecção [W/m ² .K]

h_f	Entalpia específica do combustível [J/kg]
$h_{f,i}$	Entalpia específica do combustível injetado [J/kg]
h_i	Entalpia específica do ponto i [J/kg]
$h_{produtos}$	Entalpia específica dos produtos de combustão [J/kg]
$h_{reagentes}$	Entalpia específica dos reagentes da combustão [J/kg]
HC	Hidrocarbonetos não queimados
H_2O	Água
H_2S	Sulfeto de hidrogênio
I	Índice de detonação
i_w	Índice de Wobbe [J]
K_1	Coefficiente para modelos de transferência de calor de Woschini
k_1^+	Constante de equilíbrio da reação (5.5) para a direita [cm ³ /mol.s]
k_1^-	Constante de equilíbrio da reação (5.5) para a esquerda [cm ³ /mol.s]
K_2	Coefficiente para modelos de transferência de calor de Woschini
k_2^+	Constante de equilíbrio da reação (5.6) para a direita [cm ³ /mol.s]
k_2^-	Constante de equilíbrio da reação (5.6) para a esquerda [cm ³ /mol.s]
k_3^+	Constante de equilíbrio da reação (5.7) para a direita [cm ³ /mol.s]
k_3^-	Constante de equilíbrio da reação (5.7) para a esquerda [cm ³ /mol.s]
k_{CO}^+	Constante de equilíbrio da reação (5.11) para a direita [cm ³ /mol.s]
λ	Razão de equivalência combustível-ar
m	Massa [kg]
\dot{m}	Vazão mássica [kg/s]
m_a	Massa de ar [kg]
m_f	Massa de combustível [kg]
$m_{f,i}$	Massa de combustível injetada [kg]
m_i	Massa da zona i prescrita [kg]
M_1	Multiplicador do tempo característico de auto ignição
M_2	Multiplicador da energia de ativação
m_r	Massa residual [kg]
MN	Número de metano do combustível
$MPSF$	Fator da velocidade média do pistão
$MPSSF$	Fator da velocidade média quadrática do pistão
N	Átomo de Nitrogênio
N_2	Nitrogênio molecular
n_{cil}	Número de cilindros do motor
N_{RPM}	Velocidade angular do motor [rpm]
NO	Monóxido de Nitrogênio
NO_x	Óxidos de Nitrogênio
O	Átomo de Oxigênio
O_2	Oxigênio molecular
OH	Hidroxila
p	Pressão [Pa]

p_e	Pressão na exaustão [Pa]
p_i	Pressão na admissão [Pa]
p_m	Pressão do fluido motor [Pa]
p_{max}	Pressão máxima [Pa]
$p_{produtos}$	Pressão inicial dos produtos [Pa]
p_r	Pressão do fluido de trabalho anterior à combustão [Pa]
P_R	Razão de pressão absoluta
p_{ref}	Pressão de referência [101.325,00 Pa]
$p_{reagentes}$	Pressão inicial dos reagentes [Pa]
PF	Fator do pico de pressão do cilindro
Φ	Razão de equivalência ar-combustível
ϕ_m	Razão de equivalência para a máxima velocidade laminar de chama
Q_i	Taxa de transferência de calor na zona i prescrita [W]
Q_{LHV}	Poder calorífico inferior [J/kg]
R	Constante do gás [J/mol.K]
r_c	Razão de compressão
ρ	Massa específica [kg/m ³]
ρ_{ar}	Massa específica do ar [kg/m ³]
ρ_{ref}	Massa específica de referência [kg/m ³]
s_i	Entropia específica do ponto i [J/kg.K]
S_L	Velocidade de chama laminar [m/s]
\bar{S}_p	Velocidade média do pistão [m/s]
SO_2	Dióxido de Enxofre
t	Tempo [s]
T	Temperatura [K]
T_0	Temperatura de estagnação [K]
T_{ad}	Temperatura de de chama adiabática [°C]
T_i	Temperatura no ponto i [K]
T_r	Temperatura do fluido de trabalho anterior à combustão [K]
$T_{reagentes}$	Temperatura inicial dos reagentes [°C]
T_{ref}	Temperatura de referência [298 K]
T_u	Temperatura dos gases não queimados [K]
τ	Tempo característico de auto ignição
τ_T	Torque [N.m]
u_i	Energia interna específica do ponto i [J/kg]
U_i	Energia interna do ponto i [J]
U_{is}	Velocidade isentrópica de válvula [m/s]
$U_{reagentes}$	Energia interna dos reagentes [J]
$U_{produtos}$	Energia interna dos produtos [J]
V_c	Volume morto [m ³]
v_i	Volume específico do ponto i [m ³ /kg]
V_i	Volume da zona i prescrita [m ³]

V_d	Volume deslocado [m ³]
V_r	Volume do fluido de trabalho anterior à combustão [m ³]
V_t	Volume total [m ³]
w	Velocidade média do gás no cilindro [m/s]
W_C	Trabalho de compressão [J]
W_E	Trabalho de expansão [J]
W_{ext}	Trabalho realizado durante a exaustão [J]
W_{inl}	Trabalho realizado durante a admissão [J]
W_p	Trabalho de bombeamento [J]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	20
1.1	MOTIVAÇÃO	22
1.2	OBJETIVOS	23
1.3	ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO	23
1.4	HIPÓTESE	24
2	MOTORES FLEX, DUAL E BI-FUEL	25
2.1	INTRODUÇÃO	25
2.2	MOTORES <i>FLEX-FUEL</i>	26
2.3	MOTORES <i>DUAL-FUEL</i>	30
2.3.1	Estado da arte de motores <i>dual-fuel</i>: Experiência UNIFEI . . .	35
2.4	MOTORES <i>BI-FUEL</i>	37
2.4.1	Estado da arte de motores <i>bi-fuel</i>	39
2.5	O FUTURO DOS MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA	45
3	MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA	48
3.1	INTRODUÇÃO	48
3.2	CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS E PARÂMETROS OPERACIONAIS	49
3.3	TURBOCOMPRESSORES	55
3.4	CICLO PADRÃO DE MOTORES IC	56
3.4.1	Equacionamento dos processos envolvidos no ciclo padrão . . .	59
3.4.2	Ciclo padrão de gás ideal com capacidade calorífica constante .	62
3.5	COMBUSTÃO EM DUAS ZONAS	64
3.6	EMISSÕES	65
3.7	PODER CALORÍFICO INFERIOR	67
3.8	TEMPERATURA DE CHAMA ADIABÁTICA	67
3.9	INTERCAMBIABILIDADE DE COMBUSTÍVEIS	68
4	BIOMETANO	69
4.1	BIOGÁS E BIOMETANO	69
4.1.1	Histórico do uso do biogás	69
4.1.2	Produção	70
4.1.3	Características	73
4.1.4	Purificação do biogás para biometano	74
4.1.5	Desafios atuais do <i>upgrading</i>	82
4.1.6	Biometano no Brasil	83
4.1.7	Potencial da região sudeste	88
5	METODOLOGIA	90
5.1	MOTOR E BANCADA EXPERIMENTAL	92

5.2	MODELO COMPUTACIONAL	95
5.2.1	Condições iniciais e de contorno	97
5.2.2	Modelo de transferência de calor	98
5.2.3	Modelo de combustão	99
5.2.4	Modelo de detonação	99
5.2.5	Óxidos de nitrogênio	100
5.2.6	Monóxido de carbono	102
5.3	FROTA DE VEÍCULOS NO BRASIL	102
5.4	CENÁRIOS DE SUBSTITUIÇÃO DO GNV POR BIOMETANO NO BRASIL	103
6	RESULTADOS E DISCUSSÕES	105
6.1	COMBUSTÍVEIS	105
6.2	CALIBRAÇÃO DO MODELO COMPUTACIONAL	107
6.3	SUBSTITUIÇÃO DIRETA POR BIOMETANO	111
6.4	CALIBRAÇÃO PARA BIOMETANO	117
6.5	DEMANDA DE BIOMETANO NO BRASIL	122
6.6	IMPACTO NAS EMISSÕES DO BRASIL	123
6.6.1	Substituição direta	124
6.6.2	Com calibração	125
6.7	CONSUMO ENERGÉTICO NO <i>UPGRADING</i>	126
7	CONCLUSÕES	129
7.1	TRABALHOS FUTUROS	130
	REFERÊNCIAS	131
	APÊNDICE A – GT-SUITE®	143
	APÊNDICE B – MODELOS MATEMÁTICOS EM GT-SUITE®	146
	APÊNDICE C – CONFIGURAÇÕES DO GT-SUITE®	153

1 INTRODUÇÃO

O desenvolvimento tecnológico proporcionou melhorias na qualidade de vida das pessoas, entretanto, a crescente industrialização que é responsável por gerar bons índices de desenvolvimento, também gera consequências negativas ao meio ambiente. A organização mundial da saúde, por meio de relatório divulgado em 2016, concluiu que 92% da população mundial vive em locais onde a qualidade do ar é considerada inadequada [1]. As principais regiões afetadas pela poluição atmosférica encontram-se sobretudo, no norte da África, Oriente Médio e Ásia, onde concentrações de partículas com diâmetro inferior à $2,50 \mu m$ são as mais elevadas, como ilustra a Figura 1.

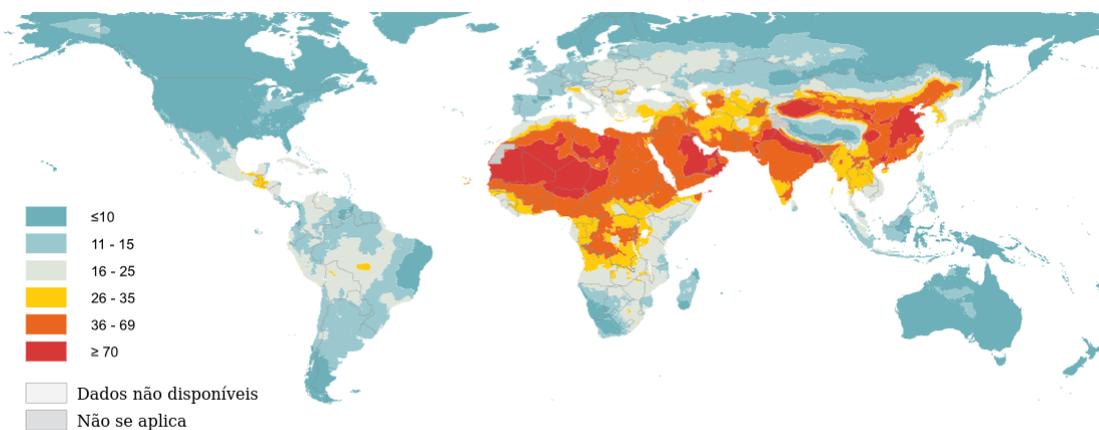


Figura 1 – Concentração anual de partículas com diâmetro inferior à $2,50 \mu m$, em $\mu g/m^3$.

Fonte: [1].

A busca por estratégias que reduzam o aquecimento global e as alterações climáticas no mundo ganha mais atenção a cada dia. Um dos principais focos adotados é a redução das emissões de Gases de Efeito Estufa (GEE). Com o aumento no uso de derivados de petróleo nos mais diversos setores, os níveis de poluição atmosférica se tornam a cada dia maiores. Em 2019, a concentração de dióxido de carbono (CO_2) na atmosfera alcançou seu maior valor em 2 milhões de anos, atingindo a marca de 410,00 ppm [2], aumentando para 426,30 ppm em 2025 [3]. O uso de Motores de Combustão Interna (MCI) no setor de transportes promove a emissão de gases poluentes como o CO_2 , monóxido de carbono (CO), óxidos de nitrogênio (NO_x) e hidrocarbonetos não queimados (HC), que além de impactar no aquecimento global, podem gerar sérias consequências à saúde humana [4]. Os GEE, como o CO_2 e o metano (CH_4) não queimado, intensificam os efeitos do aquecimento global [5, 6].

Legislações ambientais ao redor do mundo vem intensificando as restrições de emissões dos MCI, promovendo consequentemente, o aumento na eficiência e redução no consumo de combustível [2, 7, 8]. Discutiu-se na XXI conferência de Paris (COP21) a

necessidade de redução urgente das emissões de GEE, de forma a desacelerar os impactos do aquecimento global [9]. Todos os 195 países presentes concordaram em traçar metas para a redução contínua das emissões de CO_2 no setor de transportes a partir de legislações que restrinjam emissões e o consumo de combustível dos veículos [10]. Atualmente, na União Europeia há o limite de emissões de CO_2 de 95,00 g/km para veículos comercializados a partir de 2020, com uma redução nesse limite para 81,00g/km até 2025 e 59,00 g/km até 2030 [11]. Neste cenário de restrição de emissões, os veículos elétricos vêm ganhando popularidade como alternativa para substituir os MCI alimentados com combustíveis fósseis [12, 13]. Entretanto, os MCI continuarão a exercer um papel fundamental no setor de transporte nos próximos anos [14], sobretudo no transporte pesado, seja urbano ou marítimo [15].

Visando a mitigar as emissões dos MCI a curto e médio prazo, pesquisas envolvendo combustíveis alternativos com baixo teor de carbono [16], combustíveis oxigenados [17, 18] ou combustíveis livres de carbono [19] se tornam cada vez mais importantes. Em um cenário de transição energética rápida, o Gás Natural Veicular (GNV) é um combustível promissor como alternativa aos combustíveis fósseis tradicionais, sobretudo em razão de sua menor relação carbono/hidrogênio quando comparado com outros combustíveis fósseis [20], o que pode promover uma redução nas emissões de CO_2 em até 20,00% [21] e conseqüentemente, desacelerar os impactos do aquecimento global. Além disso, o GNV possui um elevado número de octano, o que possibilita o uso de relações de compressão mais elevadas e conseqüentemente promovendo ganhos na eficiência e consumo do motor [22]. Atualmente, o GNV é tradicionalmente empregado em motores de Ignição por Centelha (IC) que originalmente utilizavam gasolina, mas que foram convertidos para utilizar GNV [23] ou Gás Natural Liquefeito (GNL) [24], sendo empregado em grande parte por veículos leves, táxis ou no transporte público. O uso do GNV pode proporcionar melhorias em relação aos combustíveis originais, como a redução no consumo específico de combustível e nas emissões de CO_2 , CO e HC [25, 26, 27, 28, 29]. Em contrapartida, as emissões de NO_x tendem a aumentar, pois estão relacionadas diretamente com o aumento na temperatura interna do cilindro, o que promove também, um aumento na temperatura dos gases de escape [26] e na temperatura do cabeçote do motor [30]. Assim como o GNV, o GNL tende a reduzir as emissões de CO e CO_2 , enquanto há um aumento do NO_x [31].

Neste contexto, o presente trabalho está inserido no projeto de P&D (código 27192*62) do programa ROTA2030, que busca incentivar novas tecnologias para o setor de transportes que sejam mais sustentáveis e promovam a redução das emissões. O projeto ao qual esta tese está inserido conta com a participação de três universidades públicas do Brasil, duas empresas com atuação global e tem como objetivo desenvolver um motor protótipo de alta eficiência energética alimentado com etanol e GNV/biometano. Tal protótipo tem o potencial de ser inserido diretamente no mercado brasileiro de veículos comerciais leves, promovendo uma maior sustentabilidade e disseminação dos combustíveis

renováveis (etanol e biometano). A presente tese está voltada para a aplicação do biometano ao motor, investigando a calibração adequada para esse biocombustível, bem como os impactos nas emissões e desempenho da aplicação deste combustível alternativo no lugar do GNV.

1.1 MOTIVAÇÃO

A preocupação mundial com o desenvolvimento de tecnologias sustentáveis que possam reutilizar rejeitos de processos industriais e agropecuários vem aumentando nos últimos anos, sobretudo quando as emissões e a poluição são levados em consideração. Tais rejeitos, quando descartados de maneira incorreta, promovem a proliferação de doenças e emissões de gases causadores do efeito estufa. A reutilização desses resíduos como fonte de energia renovável, possibilita a redução dos combustíveis fósseis na matriz energética mundial.

Neste contexto, o biogás e o biometano surgem como alternativa renovável para o GNV, pois possuem o metano como principal componente em sua composição. Ambos são produzidos a partir da digestão anaeróbia de matéria orgânica, que pode ser de origem agropecuária, industrial, resíduos urbanos ou esgotos. O biogás possui grande concentração de CO_2 em sua composição, o que pode afetar sua utilização como combustível diretamente. Assim, o biometano é obtido a partir do *upgrading* do biogás, que remove o CO_2 até atingir altos teores de concentração de metano e, conseqüentemente, características como combustível similares ao GNV de origem fóssil.

Destaca-se ainda, que o Brasil é líder na América do Sul em produção de biometano [32]. Mesmo com destaque regional na América do Sul, o Brasil ainda encontra-se atrás dos principais produtores mundiais (Estados Unidos da América e Alemanha) tanto na produção quanto na utilização do biometano como combustível veicular [32]. Desta forma, é importante que o biometano se torne competitivo frente aos principais combustíveis fósseis, sobretudo ao GNV. Assim, com informações técnicas sobre a calibração do motor e sua mitigação no impacto ambiental presentes neste trabalho, algo inédito na literatura brasileira, espera-se que o mercado do biometano no Brasil possa ser desenvolvido mais rapidamente.

Diante desse contexto, a presente tese se justifica pela necessidade de avaliar, por meio de modelagem computacional, a calibração e o desempenho de motores operando com biometano, comparativamente ao GNV. Tal investigação visa a fornecer subsídios técnicos para a formulação de políticas energéticas e ambientais.

1.2 OBJETIVOS

O objetivo principal deste trabalho é avaliar, por meio de simulações numéricas no *software* GT-SUITE[®], a viabilidade técnica, os benefícios ambientais e o potencial de aplicação do biometano como substituto do GNV em um motor de ignição por centelha originalmente projetado para GNV no cenário da mobilidade urbana no Brasil.

Como objetivos específicos, é possível citar:

- Desenvolver e validar um modelo computacional unidimensional do motor de ignição por centelha originalmente alimentado com GNV, assegurando sua capacidade de reproduzir dados experimentais e prever o comportamento com diferentes combustíveis;
- Investigar a operação do motor com biometano em substituição direta ao GNV, sem ajustes de calibração, quantificando alterações no desempenho e nas emissões de CO_2 , CO e NO_x ;
- Realizar a calibração do avanço de ignição e demais parâmetros operacionais para otimizar o funcionamento do motor com biometano, visando a maximizar potência e eficiência térmica e minimizar emissões.
- Avaliar o impacto da substituição de GNV por biometano, na frota brasileira, estimando a redução anual de emissões de gases de efeito estufa e poluentes atmosféricos;
- Avaliar o consumo energético associado ao processo de purificação do biogás para produção de biometano, considerando sua aplicação como combustível veicular.

1.3 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

O presente trabalho está estruturado em sete capítulos. No capítulo 1 são apresentados os objetivos, bem como a introdução e a organização do trabalho.

O capítulo 2 apresenta conceitos relacionados a três tipos de motores de combustão interna que utilizam dois combustíveis, com ênfase aos motores *bi-fuel*, objeto deste trabalho. Também é exposta a experiência obtida nos últimos anos pelo grupo de pesquisas ao qual esta tese é vinculada. Por fim, as principais restrições ao redor do mundo relacionadas aos veículos movidos com motores de combustão interna são indicadas.

No capítulo 3 é possível encontrar conceitos relevantes ao desenvolvimento deste trabalho relacionados com motores de combustão interna. O ciclo ideal, características e emissões são abordados.

O capítulo 4 aborda sobre o biocombustível utilizado neste trabalho: biometano. Neste capítulo é possível encontrar características principais, matérias-primas e métodos de fabricação mais utilizados.

No capítulo 5 é apresentada a metodologia empregada neste trabalho, com a descrição dos materiais empregados como a bancada de ensaios e o motor, modelo computacional

desenvolvido, características dos combustíveis, a calibração do modelo e os cenários avaliados de substituição da frota veicular brasileira.

No sexto capítulo são apresentados os resultados obtidos, comparando os experimentos realizados no motor com GNV com as simulações conduzidas utilizando biometano. Discussões acerca dos resultados obtidos serão realizadas.

Por fim, o sétimo capítulo apresenta as conclusões obtidas com o estudo realizado.

1.4 HIPÓTESE

Há viabilidade técnica e benefícios ambientais associados advindos da aplicação do biometano como substituto do GNV em um motor de ignição por centelha originalmente projetado para uso de GNV no cenário da mobilidade urbana no Brasil.

2 MOTORES FLEX, DUAL E BI-FUEL

Com o aumento da preocupação com questões ambientais, os MCI são cada vez mais aprimorados visando a reduzir emissões de poluentes e aumentar a eficiência de conversão energética. Dentre as diversas linhas de pesquisa relacionadas com MCI é possível destacar a busca por novos combustíveis renováveis, bem como novas formas de utilizá-los nos MCI. Desta forma, o presente capítulo busca introduzir três tecnologias de múltiplos combustíveis que são muito utilizadas com combustíveis renováveis: motores *flex-fuel*, motores *dual-fuel* e os motores *bi-fuel*.

2.1 INTRODUÇÃO

Muitos dos combustíveis renováveis disponíveis comercialmente tem origem a partir da biomassa, e podem impulsionar a utilização de energias renováveis em MCI [33]. Estudos indicam que os combustíveis renováveis possuem impacto ambiental menor que os combustíveis fósseis, podendo inclusive, ter um impacto menor que o produzido por veículos elétricos [34, 35]. Além disso, os combustíveis renováveis possuem potencial de reduzir emissões de dióxido de carbono (CO_2), monóxido de carbono (CO), hidrocarbonetos não queimados (HC), óxidos de nitrogênio (NO_x) e outros poluentes, sejam eles regulamentados ou não pelas atuais normas de homologação quando comparados aos combustíveis fósseis tradicionais [36, 37, 38].

Um ponto importante que deve ser levado em consideração na utilização de combustíveis renováveis, é que os mesmos promovem uma descarbonização rápida, sobretudo quando se trata de combustíveis que podem substituir diretamente a gasolina e o diesel sem que sejam necessárias grandes adaptações na infraestrutura e desenvolvimento de novos motores [39]. Dentre as principais tendências do setor automotivo, é possível destacar veículos híbridos elétricos que utilizam MCI com combustíveis renováveis. Essa utilização de forma híbrida permite melhorias significativas no consumo de combustível [40]. Em [41], os autores estudaram o ciclo de vida de veículos elétricos e veículo híbridos que utilizam combustíveis renováveis, e observaram que a combinação de combustíveis renováveis em um *powertrain* híbrido pode proporcionar reduções nas emissões de CO_2 maiores que os veículos puramente elétricos, mesmo com uma participação alta das energias renováveis na rede de energia elétrica local.

A utilização de combustíveis renováveis em MCI ocorre de várias maneiras, desde motores que são alimentados exclusivamente pelo combustível renovável até motores que operam com dois ou mais combustíveis. Desta forma, o presente capítulo visa a introduzir as três principais tecnologias utilizadas atualmente em MCI que utilizem dois ou mais combustíveis: motores *flex-fuel*, *bi-fuel* e *dual-fuel*.

2.2 MOTORES *FLEX-FUEL*

Motores *flex-fuel* ou *flexible-fuel* são projetados para utilizar dois ou mais combustíveis distintos, em qualquer proporção entre eles, utilizando um único sistema de alimentação. A aplicação mais comum de motores *flex-fuel* é por meio da combinação de etanol e gasolina como combustíveis em motores de ignição por faísca, mas outros combustíveis e motores também podem ser empregados.

Desde o início dos anos 90, já era possível encontrar nos Estados Unidos da América (EUA) veículos que utilizassem uma mistura de 85,00% de etanol e 15,00% de gasolina. Entretanto, essa tecnologia não permitia o uso exclusivo de etanol nos motores, além de ser considerada mais cara do que a tecnologia convencional dos motores alimentados exclusivamente com gasolina. A tecnologia *flex-fuel* nos EUA teve início após a criação de leis que obrigaram a adaptação da frota veicular a utilizarem combustíveis alternativos. Entretanto, a mistura de etanol à gasolina ficou limitada à 85,00% visando a evitar problemas com a partida a frio [42]. O etanol possui uma temperatura de evaporação maior que a da gasolina, assim, em dias frios o etanol se condensa e conseqüentemente apresenta uma menor taxa de evaporação que a gasolina. Com isso, o etanol tende a se manter no estado líquido na partida do motor em dias mais frios, podendo inclusive encharcar as velas de ignição e conseqüentemente o motor não liga.

Somente em 2003 que a tecnologia *flex-fuel* propriamente dita se tornou comercial com o lançamento do Volkswagen Gol total flex (Figura 2), veículo lançado no aniversário de 50 anos das operações da montadora no Brasil [43]. Esse veículo lançado no Brasil tinha como característica principal a possibilidade de utilizar gasolina e etanol hidratado em qualquer proporção entre esses combustíveis, algo que não era comum até então. Diferentemente dos modelos vendidos nos EUA, a Volkswagen tornou possível o lançamento de modelos *flex-fuel* a partir da tecnologia criada pela Magneti Marelli[®], onde os sinais emitidos pela sonda lambda eram processados na central eletrônica, a fim de identificar a correta proporção entre etanol e gasolina utilizada [43].

Na época de lançamento, o modelo *flex-fuel* do Gol era R\$ 1.500,00 mais caro do que seu equivalente à gasolina [44]. Com o sucesso alcançado pela Volkswagen no mercado nacional, outras montadoras logo seguiram a tendência dos veículos *flex-fuel* com o lançamento do Corsa pela General Motors e do Palio pela Fiat ainda no ano de 2003. Em seu primeiro ano, os veículos *flex-fuel* venderam 48,00 mil unidades e em 2004 os números saltaram para 330.000. Isso fez com que outras montadoras que atuavam no mercado brasileiro incluíssem modelos *flex-fuel* em seus portfólios [44]. O sucesso dos veículos *flex-fuel* no Brasil foi tanto que já em 2005 eles representavam cerca de metade dos veículos comercializados no país e em 2006 já superaram as vendas de veículos à gasolina ou diesel [42].

Como o motor *flex-fuel* utiliza combustíveis diferentes, com características diferentes,

é normal que o sistema de injeção sofra algumas alterações para operar corretamente com qualquer mistura. A Figura 3 ilustra algumas das modificações necessárias em um motor de IC para utilizar a tecnologia *flex-fuel* com etanol.



Figura 2 – Primeiro veículo *flex-fuel* do Brasil.

Fonte: [43].

Componentes do motor/ Teor de etanol	Carburador	Injeção de combustível	Bomba	Dispositivo de pressão	Filtro	Sistema de ignição	Tanque	Catalisador	Design básico	Óleo	Admissão	Escape	Partida a frio
E5													
E5 - E10													
E10 - E25													
E25 - E85													
E85 - E100													

- Para veículos flex brasileiros
 - Para veículos de 15 -20 anos
 - Para todos os veículos

Figura 3 – Modificações necessárias em motores de ignição por centelha para diferentes misturas de etanol.

Fonte: Adaptado de [45].

Converter um motor de IC originalmente alimentado com gasolina para um motor *flex-fuel* que utilize etanol pode ser considerado rápido e fácil [45]. Entretanto, deve-se destacar que todas as peças que entram em contato com o combustível devem receber tratamento superficial para se adequarem ao etanol, além da necessidade de trocar as

borrachas. Visando a operar com uma faixa ampla de misturas entre os dois combustíveis, são necessárias algumas alterações no motor, como no sistema de abastecimento, central eletrônica, dutos de admissão, sistema de escapamento, sistema de lubrificação do motor etc.

O etanol possui características químicas diferentes, octanagem mais alta e poder calorífico inferior ao da gasolina [46]. O etanol hidratado, tipicamente utilizado e conhecido como E100, possui água em sua composição, podendo acelerar a corrosão dos materiais do motor [47]. Por esse motivo, são utilizados materiais compatíveis com o etanol no sistema de injeção, tanque de combustível e em outros componentes no motor. Ligas especiais são empregadas no cilindro, pistões e anéis de vedação para suportar maiores temperaturas atingidas na câmara de combustão [48]. Também, são utilizados revestimentos anticorrosivos no sistema de alimentação, de forma a ser compatível com as características do etanol [49].

Além disso, devido ao menor poder calorífico do etanol em relação à gasolina, as bombas de combustível e bicos injetores são projetados para operar com vazões maiores que os veículos movidos unicamente à gasolina. A bomba de combustível é projetada para operar com vazões maiores e os bicos injetores podem possuir furos maiores visando a equilibrar o menor poder calorífico do etanol em relação à gasolina [50]. Também, deve ser destacado que a central eletrônica deve ser calibrada com o mapa do motor para a mistura utilizada. Valores como avanço de ignição e duração da injeção são ajustados automaticamente, a partir da detecção da concentração de etanol no combustível [51].

Outros aspectos das misturas de alto teor de etanol estão relacionados a problemas de partida a frio que em veículos *flex-fuel* modernos são resolvidos por estratégias avançadas de injeção [45]. Os principais cuidados no projeto de motores *flex-fuel* com gasolina e etanol estão resumidos na Figura 4, na qual o projeto adequado permite um aumento na durabilidade do motor, além de possibilitar melhores características de desempenho, como torque e potência.

O etanol possui uma octanagem maior que a gasolina, dispondo de uma maior resistência à detonação, tornando possível aumentar a razão de compressão do motor. Como em MCI a eficiência térmica está diretamente relacionada com a razão de compressão, o aumento na razão de compressão viabilizado pelo uso do etanol proporciona maiores eficiências térmicas que em motores alimentados à gasolina, que utilizam razões de compressão menores. Entretanto, é importante destacar que em veículos *flex-fuel*, a razão de compressão deve levar em consideração as características de detonação da gasolina. Assim, a razão de compressão real do motor não é otimizada para o etanol, ficando limitada pela gasolina [45].

Lubrificantes e aditivos também são otimizados para motores *flex-fuel* visando a evitar problemas com a diluição do etanol no óleo lubrificante e depósitos nas paredes da

câmara de combustão [52]. Além disso, modificações no catalisador também são necessárias visando a lidar com as novas misturas de combustível utilizados [45].



Figura 4 – Cuidados no projeto de motores *flex-fuel* com etanol e gasolina.

Fonte: Adaptado de [45].

Como citado anteriormente para o caso de veículos *flex-fuel* dos EUA, o etanol lida com problemas relacionados à partida a frio. No Brasil, por se tratar de um país tropical, não são encontradas temperaturas tão baixas quanto as do hemisfério norte. Entretanto, um dos principais problemas dos primeiros veículos movidos à etanol no país era exatamente a partida do motor em dias mais frios. Uma das primeiras alternativas para lidar com esse problema nos veículos *flex-fuel*, foi adicionar um tanque de partida a frio que era abastecido com gasolina. Outra alternativa que surgiu posteriormente era um sistema de pré-aquecimento da linha de combustível. Hoje, o problema com a partida a frio já é solucionado com estratégias relacionadas com o avanço de ignição, eliminando a necessidade do tanque auxiliar e do pré-aquecimento do combustível [45].

Assim como o sistema de ignição sofreu ajustes ao longo dos anos para lidar com o problema da partida a frio, os motores *flex-fuel* sofreram melhorias ao longo dos últimos anos. Melhorias na razão de compressão, avanço de ignição e calibrações do motor possibilitaram um aumento na eficiência e redução nas emissões dos motores *flex-fuel*. Fazendo uma classificação das gerações ao longo dos últimos 20 anos de veículos *flex-fuel* no Brasil, é possível distinguir seis diferentes gerações (Figura 5). Tecnologias avançadas como

injeção direta e turbo-compressores também contribuíram para o aumento da eficiência e redução das emissões dos motores *flex-fuel* ao longo dos últimos anos [53].

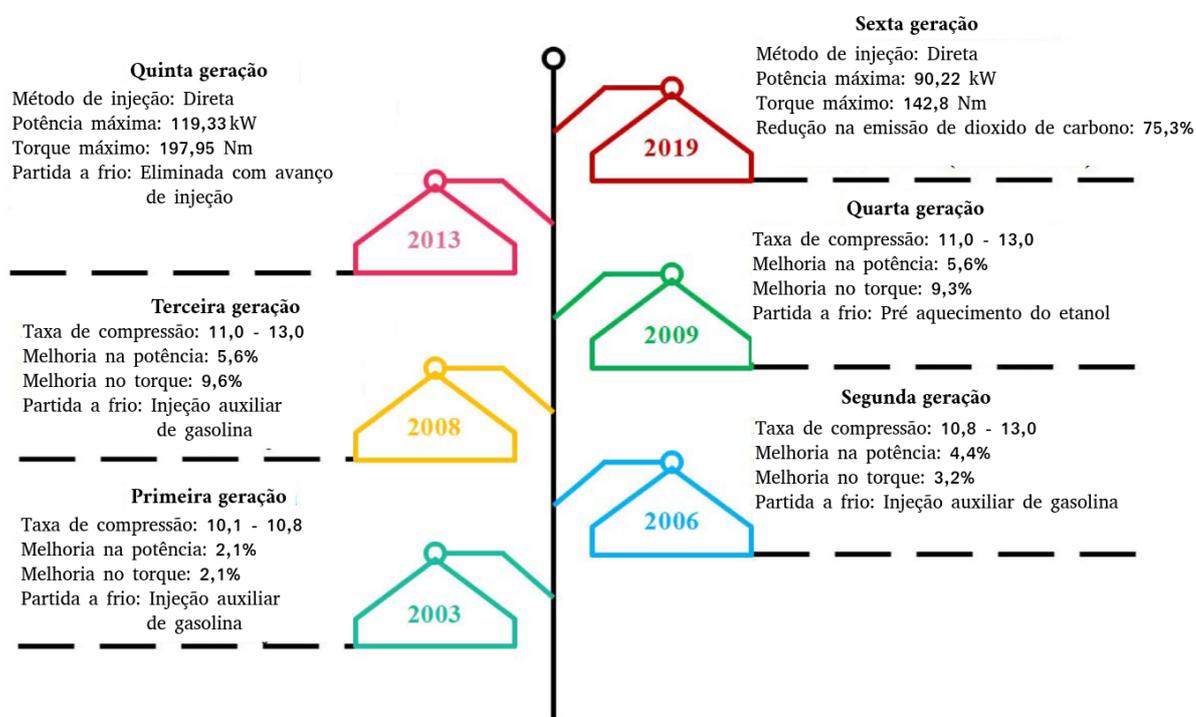


Figura 5 – Evolução das gerações dos veículos *flex-fuel*.

Fonte: Adaptado de [45].

O uso de etanol em um motor de IC tende a reduzir as variações na pressão interna do cilindro de ciclo para ciclo devido à composição química do etanol [54]. Maiores concentrações de etanol na mistura com gasolina também tendem a aumentar a taxa de liberação de calor e o consumo mássico de combustível. Além disso, maiores concentrações de etanol permitem avançar a ignição em razão da maior velocidade de queima do etanol [55, 56], o que reduz a sensibilidade à detonação.

O atraso de ignição e a duração da combustão para misturas com maior concentração de etanol são reduzidos, pois o etanol possui maior velocidade de chama que a gasolina [57]. A eficiência de combustão do etanol é ligeiramente maior do que da gasolina em motores *flex-fuel*, devido às otimizações e uma combustão mais eficiente do etanol [58]. Cabe ainda ressaltar que o consumo específico se torna maior à medida que a proporção de etanol é maior, devido ao poder calorífico menor que o da gasolina [59].

2.3 MOTORES *DUAL-FUEL*

Os MCI podem ser classificados de diversas formas. Uma das formas de classificação mais comuns é quanto à forma com que a ignição do combustível ocorre: motores de ignição por centelha e motores de ignição por compressão. Os motores de ignição por

centelha seguem o ciclo ideal proposto por Nikolaus August Otto, em que a mistura de ar e combustível é comprimida e posteriormente é inflamada pela faísca de uma vela de ignição. Já nos motores de ignição por compressão, o ar é comprimido e tem sua temperatura elevada. O combustível é então injetado na câmara de combustão e entra em auto-ignição devido às altas temperaturas alcançadas no interior do cilindro durante a fase de compressão. Dentre as vantagens dos motores de ignição por compressão está o fato de possibilitarem maiores razões de compressão, o que aumenta a eficiência térmica do ciclo.

Os motores *dual-fuel* possuem características similares aos dois tipos de motores citados. A Figura 6 ilustra o princípio básico de um motor *dual-fuel*, no qual o combustível primário é injetado na admissão do motor e posteriormente, a mistura ar e combustível é comprimida. A injeção do diesel, conhecido como combustível piloto, ocorre após a compressão. Essa injeção de combustível piloto entra em auto-ignição, fornecendo energia para inflamar a mistura ar-combustível formada pelo combustível primário. Como a ignição ocorre por compressão, os motores *dual-fuel* tendem a manter características como alta eficiência dos motores de ignição por compressão [60].

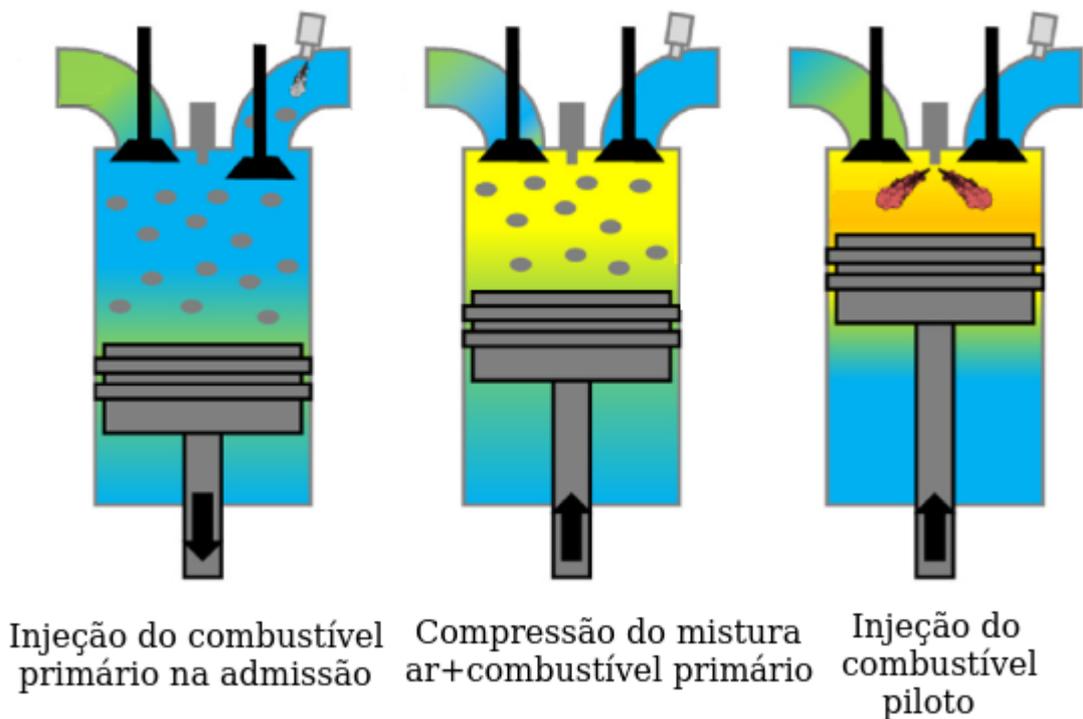


Figura 6 – Injeção de combustível em um motor *dual-fuel*.

Fonte: Adaptado de [61].

Em razão da introdução do combustível primário, a quantidade de combustível piloto utilizada no modo *dual-fuel* é de 10,00% a 20,00% do combustível piloto total utilizado na operação normal do motor [62]. A redução depende do combustível utilizado e também das alterações efetuadas no motor.

As pesquisas envolvendo motores *dual-fuel* vêm desde a criação do ciclo de ignição por compressão patentado por Rudolph Diesel. Em particular, as buscas por novos combustíveis e melhorias na eficiência dos motores de ignição por compressão fizeram com que diversos pesquisadores estudassem a utilização dessa tecnologia.

Um dos primeiros estudos envolvendo a utilização de *dual-fuel* em motores de ignição por compressão foram conduzidos por Cave-Browne-Cave e Helmore e Sakes, investigando o uso de hidrogênio como combustível primário em motores diesel de veículos aéreos [63]. Constatou-se então, que uma redução no consumo de diesel poderia ser obtida com a utilização do hidrogênio em modo *dual-fuel*. Entretanto, devido à complexidade e problemas encontrados em baixas razões de compressão utilizadas na época, os motores *dual-fuel* não eram comercializados.

Em 1939 o primeiro motor comercial *dual-fuel* foi produzido no Reino Unido, utilizando gás de esgoto, e era destinado sobretudo, para geração estacionária de energia em locais onde a energia elétrica era escassa [63]. Após a segunda guerra mundial, algumas empresas começaram a converter motores originalmente desenvolvidos para operar com diesel em motores *dual-fuel*. Diversos gases eram utilizados como combustível primário, como gás de síntese e gás natural, e as aplicações iam desde a geração de energia estacionária até utilização em veículos e navios [63].

Uma das primeiras formas de adaptar motores para o modo *dual-fuel* foi a utilização de injetores de combustível primário no duto de admissão do motor [63]. Também foi desenvolvida a injeção direta do combustível primário, na qual o gás natural comprimido era injetado diretamente na câmara de combustão juntamente com o combustível piloto (diesel) [64]. Uma das vantagens do uso de injeção direta é a possibilidade de redução das emissões [63]. Com os avanços desenvolvidos nos motores de combustão interna, motores *dual-fuel* podem se tornar mais eficientes que os que utilizam diesel, além de produzirem emissões reduzidas de NO_x e material particulado [65].

A combustão em motores diesel convencionais pode ser dividida em quatro etapas principais (Figura 7): A-B: período de atraso de ignição; B-C: combustão pré-misturada, na qual ocorre aumento súbito da pressão interna; C-D: combustão controlada ou normal; D-E: combustão tardia. Já nos motores *dual-fuel*, o processo de combustão pode ser dividido em cinco etapas principais (Figura 8): A-B: atraso de ignição do combustível piloto; B-C: combustão do combustível piloto; C-D: atraso de ignição do combustível primário; D-E: combustão rápida do combustível primário; E-F: combustão tardia do combustível primário.

O atraso de ignição do combustível piloto no modo *dual-fuel* é maior do que na operação apenas com diesel, pois ocorre uma redução na concentração de O_2 presente na câmara de combustão devido a injeção de combustível primário. A fase de combustão pré-misturada do diesel é menor no modo *dual-fuel* em razão da menor quantidade desse

combustível injetada. O ponto C e o ponto E são separados por um intervalo de tempo finito devido ao atraso de ignição do combustível primário. A combustão rápida do combustível primário (D-E) pode apresentar instabilidades, pois a ignição começou a partir da auto-ignição do combustível piloto.

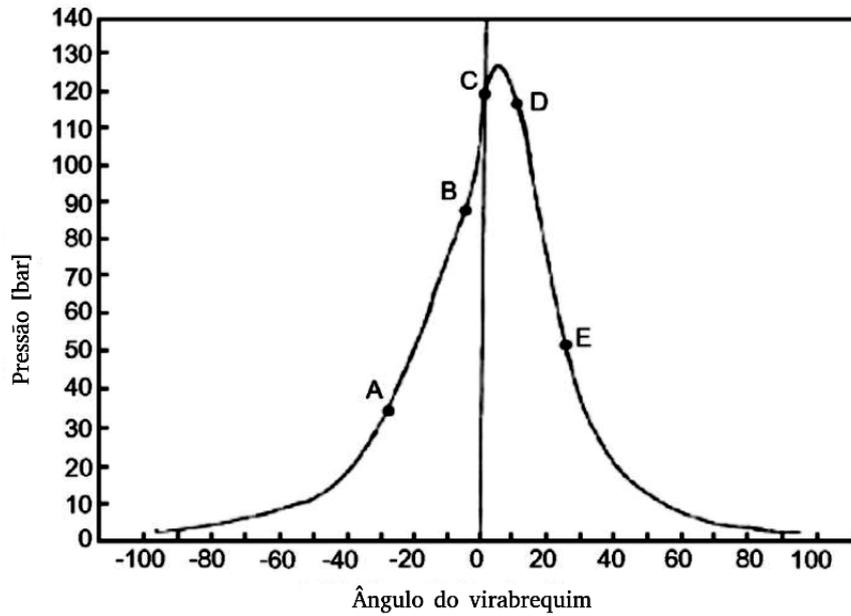


Figura 7 – Perfil de pressão interna na combustão típica em um motor diesel.

Fonte: Adaptado de [62].

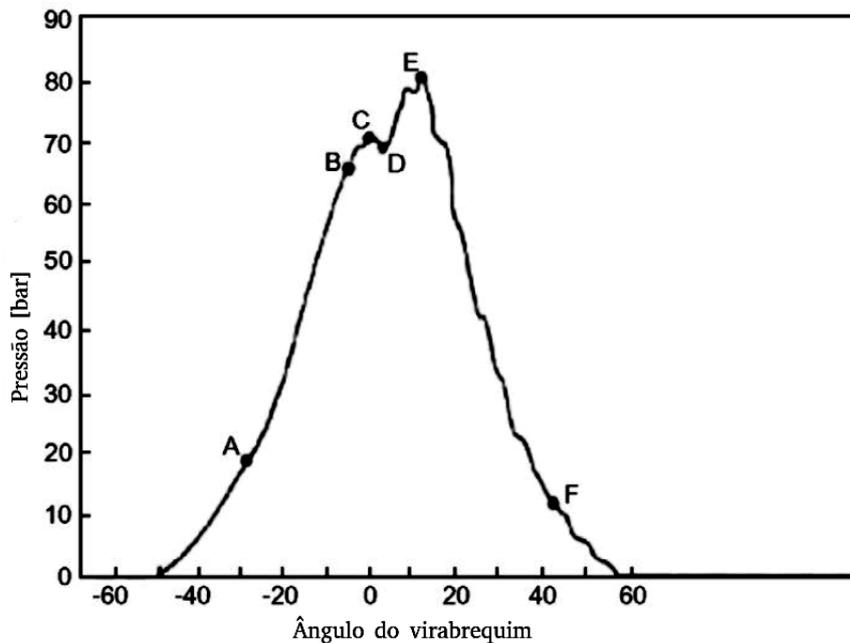


Figura 8 – Perfil de pressão interna na combustão típica em um motor *dual-fuel*.

Fonte: Adaptado de [62].

Nos motores diesel, é possível notar uma liberação de calor aparente negativa antes do início da combustão principal (Figura 9). Esse comportamento é provocado pela evaporação do combustível líquido injetado, promovendo uma redução da temperatura. Já nos motores *dual-fuel* (Figura 10), esse comportamento não ocorre, pois o combustível primário gasoso é pré-misturado antes de injeção de combustível piloto [62].

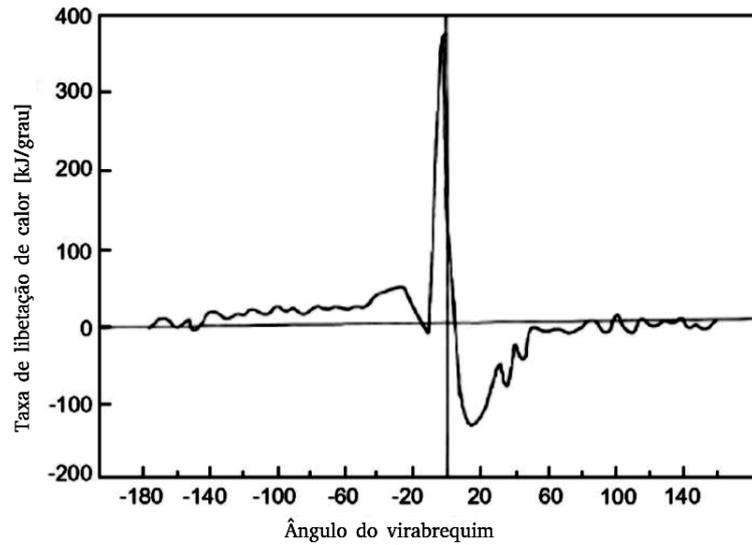


Figura 9 – Taxa de liberação de calor típica em um motor diesel.

Fonte: Adaptado de [62].

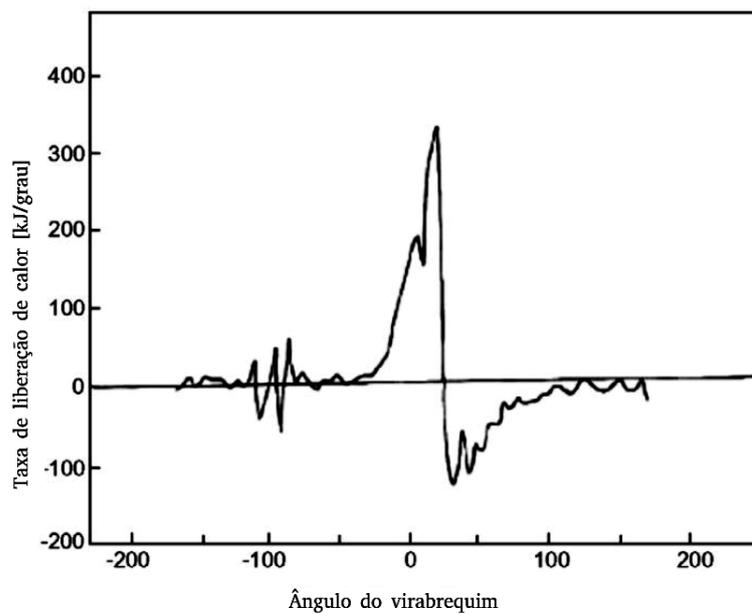


Figura 10 – Taxa de liberação de calor típica em um motor *dual-fuel*.

Fonte: Adaptado de [62].

2.3.1 Estado da arte de motores *dual-fuel*: Experiência UNIFEI

O Grupo de Estudos em Tecnologias de Conversão de Energia (GETEC) da Universidade Federal de Itajubá (UNIFEI) possui experiência em motores *dual-fuel* associados com biocombustíveis. Publicou-se diversos artigos nos últimos anos em revistas científicas de alto impacto, com estudos inovadores e promissores. Os estudos foram impulsionados com o projeto ROTA 2030 intitulado: Estudo Experimental da Tecnologia *dual-fuel* em Motores de Ignição por Compressão Utilizando Diesel Renovável (HVO/FARNESANO) com Etanol, Hidrogênio ou Biogás, realizado entre os anos de 2021 e 2023. Atualmente o GETEC foi agraciado com um segundo projeto ROTA 2030, no qual estudos com motores *dual-fuel* são realizados.

Os trabalhos apresentados nessa seção foram realizados por membros do GETEC, sendo possível constatar a experiência obtida pelo grupo ao longo dos últimos anos. Um dos biocombustíveis avaliados foi o óleo vegetal hidrotratado (HVO - do inglês *Hydrotreated Vegetable Oil*), que se trata de um óleo parafínico produzido a partir de óleos vegetais e gorduras animais, podendo ser usado como substituto direto ou misturado com diesel fóssil em motores a diesel convencionais [66].

Em [66], realizaram uma avaliação detalhada do ciclo de vida no uso de diesel, HVO (de óleo de palma e de soja) e bioetanol em um motor de ignição por compressão para geração de eletricidade em pequena escala. O modo *dual-fuel* envolveu a injeção de bioetanol na porta de combustível próxima à válvula de admissão. A fração energética do bioetanol testada variou de 0,00% a 44,00%. O HVO mostrou reduções nas emissões de NO_x , hidrocarbonetos não queimados, CO e material particulado de 30,00%, 75,00%, 81,00% e 55,30%, respectivamente, em comparação com o diesel. Ele também exibiu uma eficiência 4,36% maior do que o diesel. A aplicação *dual-fuel* de HVO e bioetanol resultou em uma redução significativa nas emissões de CO_2 , NO_x e material particulado. No entanto, diminuiu a eficiência do motor em até 9,40%. A avaliação do ciclo de vida mostrou que o HVO de óleo de palma tem desempenho ambiental superior em comparação ao HVO de soja, reduzindo o potencial de aquecimento global em até 75,00%.

Outro possível substituto direto ao diesel é o farnesano, produzido a partir de biomassa da cana-de-açúcar. Ele oferece vantagens como redução de emissões de gases de efeito estufa, menores emissões de NO_x , material particulado e CO . No entanto, possui custo de produção elevado [67].

Os autores de [68] conduziram análises de combustão, desempenho e emissões em um motor de ignição por compressão operando com combustíveis renováveis (HVO e farnesano) em modo *dual-fuel* com hidrogênio. Foram estudados diferentes cenários, incluindo operação de combustível único com diesel comercial, farnesano e HVO, bem como *dual-fuel* com hidrogênio. O modo *dual-fuel* com hidrogênio diminuiu as emissões de material particulado, CO e CO_2 , mas aumentou as emissões de NO_x por conta da

maior temperatura de chama do hidrogênio. Apesar do aumento nas emissões de NO_x , a operação *dual-fuel* de HVO e farnesano ainda apresentou emissões menores do que a operação *dual-fuel* com diesel. Os combustíveis HVO e farnesano no modo *dual-fuel* melhoraram o desempenho e reduziram as emissões em comparação com o *dual-fuel* com diesel e hidrogênio.

Avaliou-se a combinação de HVO e farnesano com GNV e biogás em modo *dual-fuel* em [67]. A operação *dual-fuel* aumentou ligeiramente o atraso de ignição, mas diminuiu a duração da combustão e a pressão no cilindro. O uso de biogás em modo *dual-fuel*, reduziu as emissões de NO_x em até 21,70% e material particulado em até 76,80%, mas aumentou o CO (até 205,80%) e o HC (até 7,66 g/kWh). O GNV apresentou reduções de até 18,30% no NO_x , 83,10% do material particulado e 13,00% no CO_2 , mas produziu mais CO (até 359,30%) e HC (até 14,51 g/kWh). A operação *dual-fuel* com GNV apresentou maior eficiência térmica do que o biogás devido às diferenças em sua composição e à presença de uma grande quantidade de CO_2 na composição do biogás.

Em [69], os autores usaram três combustíveis piloto diferentes (diesel, HVO e farnesano) em associação com o bioetanol em modo *dual-fuel*. O uso do HVO e do farnesano no modo *dual-fuel* com bioetanol mostrou várias vantagens em comparação com o motor operando exclusivamente com diesel, como redução das emissões de NO_x , CO , CO_2 , hidrocarbonetos não queimados e material particulado. O bioetanol em modo *dual-fuel* apresentou estabilidade de combustão aceitável quando utilizado em até 40,00% da fração energética total, enquanto diminuiu NO_x , material particulado e CO_2 . A operação *dual-fuel* HVO-bioetanol reduziu o NO_x em até 43,00% e o material particulado em até 82,00% em comparação com a operação com diesel.

Em motores de IC, também é possível utilizar a tecnologia *dual-fuel*. Em [70] conduziram testes experimentais em um motor monocilíndrico de ignição por centelha utilizando a tecnologia *dual-fuel* com biogás e etanol. O modo *dual-fuel* no motor de ignição por faísca melhorou a eficiência de combustão e reduziu as emissões de poluentes em comparação com a operação com um único combustível. Foram alcançadas reduções de NO_x de até 30,00% em comparação com a operação com etanol puro.

Avaliou-se o modo *dual-fuel* combinado com a recirculação dos gases de escape em [71], em que realizou-se experimentos em um motor com uma estratégia avançada de abertura da válvula de admissão para promover a recirculação interna dos gases de escape. Utilizou-se tanto o GNV quanto o etanol hidratado como combustíveis, com diferentes taxas de substituição do combustível líquido por GNV. O modo *dual-fuel* melhorou a eficiência de conversão de combustível, devido às menores emissões de CO e hidrocarbonetos não queimados. O uso da recirculação interna dos gases de escape melhorou a eficiência ao diminuir as perdas por bombeamento e a transferência de calor nas paredes, além de reduzir as emissões de poluentes. Com a implementação da recirculação interna dos gases

de escape, as emissões de NO_x sofreram grande redução (até 70,00%) devido às baixas temperaturas de combustão. Além disso, alcançou-se melhorias na eficiência de conversão de combustível de cerca de 2,50% na combinação da recirculação interna dos gases de escape com *dual-fuel*.

2.4 MOTORES *BI-FUEL*

Motores *bi-fuel* são definidos como aqueles em que há dois sistemas de combustível separados e independentes, o motorista pode escolher qual dos combustíveis utilizar, mas só pode utilizar um combustível de cada vez [72]. Diferentemente dos motores *dual-fuel* e *flex-fuel* que utilizam os dois combustíveis simultaneamente, os *bi-fuel* utilizam somente um combustível por vez. Comumente utiliza-se um combustível líquido e outro gasoso. Existem veículos comerciais leves em que o motor é projetado para utilizar GNV ou gás liquefeito de petróleo, mas possuem a capacidade de utilizar gasolina somente em situações de emergência, como quando o combustível primário acaba. Entretanto, esses veículos não proporcionam ao motorista a capacidade de escolha do combustível, não sendo considerados *bi-fuel* [72]. Cabe ainda destacar que motores *bi-fuel* não devem ser confundidos com os *dual-fuel*, pois os *dual* podem utilizar misturas entre os dois combustíveis simultaneamente.

Uma das aplicações práticas de motores *bi-fuel* mais comuns é a adaptação de motores de ignição por centelha para operarem com GNV e gasolina. Essa adaptação geralmente é realizada a partir da instalação de um sistema de alimentação e injeção de GNV, popularmente conhecido como kit-gás [73]. Desta forma, o veículo adaptado possuirá dois sistemas independentes de combustível, um para a gasolina e outro para o GNV. A principal aplicação desta tecnologia ocorre em carros particulares e táxis, como ilustra a Figura 11.

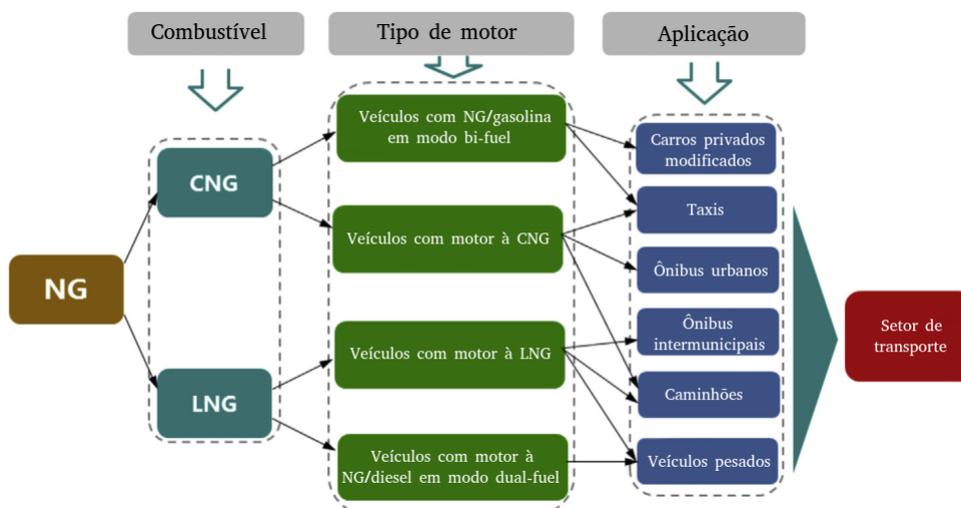


Figura 11 – Principais aplicações de motores *bi-fuel* com GNV.

Fonte: Adaptado de [73].

A resolução ANP Nº 16, de 2008 estabelece os critérios para o GNV no Brasil. A Tabela 1 ilustra as exigências da agência brasileira. Já para o GLP, a ANP [74] estabelece que o mesmo pode ser classificado como propano especial (maior proporção de propano), butano comercial (maior proporção de butano), propano/butano (mistura com maior proporção de propano e butano) ou ainda propano especial (contendo no mínimo 90,00% de propano em volume e no máximo 5,00% de propeno em volume). A Tabela 2 contém a regulamentação do GLP no Brasil.

Tabela 1 – Norma para GNV no Brasil.

Característica	Unidade	Limite
Poder calorífico superior	kJ/ m ³	35.000,00 a 43.000,00
Índice de Wobbe	kJ/m ³	46.500,00 a 53.500,00
Metano, min.	Metano, min.	85,00
Etano, máx.	% mol.	12,00
Propano, máx.	% mol.	6,00
Butanos e mais pesados, máx.	% mol.	3,00
Oxigênio, máx.	% mol.	0,50
Inertes ($N_2 + CO_2$), máx.	% mol.	8,00
CO_2 , máx.	% mol.	3,00
Enxofre Total, máx.	mg/m ³	70,00
Gás Sulfídrico (H_2S), máx.	mg/m ³	13,00

Fonte: [75].

Tabela 2 – Norma para GLP no Brasil.

Característica	Unidade	Propano comercial	Butano comercial	Mistura propano/butano	Propano especial
Pressão máxima de vapor a 37,80°C	kPa	1430,00	480,00	1430,00	1430,00
Butanos e mais pesados máx.	% vol.	2,50	-	-	-
Pentanos e mais pesados más.	% vol.	-	2,00	2,00	-
Propano mín.	% vol.	-	-	-	90,00
Propeno máx.	% vol.	-	-	-	5,00
Enxofre total	mg/kg	185,00	140,00	140,00	123,00

Fonte: [74].

2.4.1 Estado da arte de motores *bi-fuel*

Ao longo dos últimos anos, diversos estudos foram realizados visando a avaliar o desempenho e emissões de motores *bi-fuel* em relação à combustíveis e condições diferentes. Em [25], os autores analisaram o desempenho e as emissões de um motor IC, originalmente à gasolina, que foi adaptado para operar com gasolina e GNV em modo *bi-fuel*. O motor possuía razão de compressão de 9,20 e, dentre as alterações realizadas, os autores otimizaram o avanço de ignição para o GNV de forma que o pico de pressão no interior do cilindro ocorresse entre 10,00° e 10,50° após o ponto morto superior. Observou-se que a operação com GNV reduziu o consumo específico de combustível entre 15,00% e 18,00% e também houve redução de 15,00% na potência quando comparado com o motor utilizando apenas gasolina em plena carga. Quanto às emissões, houve redução de CO e HC , enquanto as emissões de NO_x aumentaram.

Os autores de [26] adaptaram um motor originalmente à gasolina (com 1,60 L, 4 cilindros e razão de compressão de 9,50) para utilizar gasolina e GNV em modo *bi-fuel*, através da instalação do sistema de alimentação de GNV, comunicação com a central eletrônica para identificação do combustível, controlador eletrônico para seleção do combustível, além do controle de segurança da central eletrônica em alterar automaticamente para gasolina em caso de falha do sistema de GNV. Com a borboleta posicionada em 50,00%, a operação com GNV resultou em uma redução de 19,50% na potência e uma redução de 15,96% no consumo específico de combustível quando comparado com o motor utilizando gasolina. Já com a borboleta posicionada em 80,00%, as reduções foram de 10,86% e 14,68% na potência e consumo específico de combustível, respectivamente. Com a rotação do motor entre 1500,00 rpm e 5500,00 rpm e a borboleta em 80,00%, os autores observaram que a utilização do GNV aumentou a eficiência térmica (1,60%), aumentou a temperatura dos gases de escape (24,21%) e aumentou as emissões de NO_x (40,84%) quando comparado com o motor alimentado por gasolina. Para os outros gases de exaustão analisados (CO , CO_2 e HC) houve uma redução nas emissões do motor alimentado com GNV quando comparado com a operação com gasolina. Em [27] obtiveram resultados similares.

No trabalho [28], os autores conduziram ensaios em um motor adaptado para utilizar GNV e gasolina em modo *bi-fuel* a partir da instalação de um kit de conversão de GNV, que conta com o sistema de alimentação para o combustível gasoso, sistema de armazenamento e a presença de um válvula solenoide para seleção dos combustíveis. Selecionou-se o mapa do motor para o GNV por uma unidade de controle externa. Utilizando a relação ar-combustível estequiométrica e a borboleta em 100,00%, os autores observaram que a utilização do GNV, quando comparado com a gasolina, apresentou uma redução na pressão média efetiva, no consumo específico de combustível e nas emissões de CO_2 (20,00%), CO (80,00%) e HC (50,00%). Enquanto isso, houve um aumento nas emissões de NO_x

(33,00%) e na eficiência térmica. Encontrou-se o mesmo comportamento em [29].

Enquanto a mistura GNV+ar possui 3,36 MJ/Nm³ em condições estequiométricas, a mistura gasolina+ar possui 3,82 MJ/Nm³ [73]. Assim, mesmo que o metano possua um poder calorífico inferior maior que o da gasolina, sua capacidade volumétrica de gerar calor a partir da combustão de uma mistura estequiométrica com ar é menor que a da gasolina. Desta forma, mantendo a mesma razão de compressão no motor, é esperado que a potência do motor utilizando GNV seja menor que a do motor alimentado com gasolina.

Por se tratar de um combustível gasoso, o GNV tende a formar misturas mais homogêneas com o ar quando comparado com a gasolina. Isso auxilia na produção de uma combustão mais completa e conseqüentemente uma maior eficiência do motor e menores emissões de hidrocarbonetos não queimados. Em relação às emissões, o GNV possui uma menor razão entre carbono e hidrogênio (C/H), contribuindo para a redução nas emissões de CO_2 e CO .

As emissões de NO_x são diretamente influenciadas pela temperatura alcançada na combustão. Os autores de [30] ensaiaram um motor *bi-fuel* com GNV e gasolina e observaram que a utilização de GNV aumentou a temperatura do cabeçote em cerca de 9,00%. Os principais motivos para o aumento na temperatura ao utilizar o GNV em comparação com a gasolina são a variação do avanço de ignição, maior eficiência do motor com GNV, efeito da evaporação da gasolina que é ausente no GNV e no maior pico de pressão com GNV [30]. Assim, uma maior temperatura gerada na operação com GNV indica maiores emissões de NO_x quando comparado com o motor alimentado com gasolina.

O biogás é uma alternativa renovável para o GNV, pois possui características similares quando purificado [76]. Em [77], os autores utilizaram gasolina misturada com etanol, metanol e metil acetato em duas proporções para cada álcool: 10,00% e 20,00% em volume. Além disso, testou-se o motor operando apenas com biogás comprimido, purificado até alcançar a concentração de 96,60% de metano, 3,00% de CO_2 e 0,40% de O_2 em volume. O motor testado era originalmente alimentado à gasolina e tinha 4 cilindros, 1,00 L de volume deslocado e potência máxima de 470,00 kW à 6200,00 rpm. Os autores relatam ainda que para a condução dos testes instalou-se um kit gás, de forma a converter o motor em *bi-fuel* para que o mesmo pudesse utilizar o biogás comprimido. O biogás comprimido alcançou a maior eficiência térmica (23,33%) dentre todos os combustíveis em todas as condições testadas. Os autores destacaram que a utilização do biogás comprimido resultou em menores perdas por fricção em rotações mais baixas. Com isso, a eficiência mecânica (75,04%) foi a maior entre os combustíveis ensaiados. Em rotações mais altas esse comportamento se inverte. O biogás comprimido apresentou o menor consumo específico (0,32 kg/kWh), contra 0,38 kg/kWh da gasolina e 0,51 kg/kWh da mistura contendo 20,00% de etanol em volume. Em rotações mais elevadas do motor observou-se o mesmo comportamento, com o biogás comprimido apresentando os menores valores. O biogás

comprimido apresentou emissões de CO_2 de 10,00% a 15,00% menores que a gasolina e outras misturas com álcool testadas. Para as emissões de CO , o biogás comprimido foi o que obteve os melhores resultados no geral, enquanto a gasolina foi a que apresentou os maiores valores dentre todos os combustíveis testados. Nas emissões de NO_x e HC , o biogás comprimido apresentou os menores valores.

No trabalho [72], os autores conduziram ensaios em 8 veículos diferentes, onde visaram avaliar as emissões seguindo o ciclo de testes mundial para veículos leves WLTC. Dentre os veículos ensaiados, existiam aqueles *bi-fuel* e aqueles em que a gasolina é utilizada apenas em situações de emergência. Os resultados mostram que utilizar o GNV ou o Gás Liquefeito de Petróleo (GLP) emite em média de 8,00% a 23,00% menos CO_2 do que utilizando gasolina. Encontrou-se as maiores diferenças nos veículos que utilizam gasolina apenas em situações de emergência e as menores nos veículos *bi-fuel*, pois estes são otimizados para utilizar os dois combustíveis. Encontrou-se nas emissões de NO_x pequenas diferenças entre os veículos operando com gás ou com gasolina, em que quase todos se enquadram nas diretivas de emissão. A única exceção foi o veículo comercial leve testado que foi homologado com uma diretiva de emissões mais antiga e assim apresentou emissões mais de dez vezes superiores aos outros testados. Para hidrocarbonetos não queimados, observou-se pequenas diferenças entre os combustíveis. Comparando apenas os modelos *bi-fuel* testados, os autores observaram que utilizar gasolina aumentou as emissões de CO_2 e CO sem que houvessem diminuições em NO_x e hidrocarbonetos não queimados. Já o modelo comercial leve testado, que utiliza gasolina apenas em situações de emergência, apresentou emissões muito maiores de CO e HC .

Os autores de [78] conduziram ensaios em dois veículos adaptados para *bi-fuel*, utilizando gasolina e GLP como combustíveis. Os autores conduziram os ensaios tanto nas norma europeia NEDC quanto na norma do estadunidense (FTP-75). Os autores destacam que os veículos em questão estavam equipados com a quinta geração de sistema de combustível, em que o GLP é injetado na fase líquida na válvula de admissão. Os valores encontrados para a potência e o torque de ambos os veículos apresentaram valores similares utilizando os dois combustíveis, com ligeira vantagem para a operação com gasolina. Já nas emissões, o GLP apresentou valores maiores para HC e NO_x , e menores para CO_2 e CO quando comparados com os veículos alimentados com gasolina. Cabe ainda ressaltar que as emissões de NO_x para os veículos alimentados com GLP apresentaram um aumento significativo quando comparados com a gasolina.

Já em [79], os autores realizaram testes de ciclos de homologação NEDC (Euro 5) e Artemis CADC. Eles constataram maiores emissões de NO_x para o veículo alimentado com gasolina quando comparado com a operação com GNV. Os autores ainda relatam que as emissões de CO e HC foram maiores para o GNV, muito por conta da partida a frio do motor. Já em condições de ciclos mais dinâmicas, a gasolina que apresentou maiores emissões de CO . Eles ainda destacam que a otimização da ignição pode melhorar

o desempenho da operação com GNV.

As pesquisas sobre conversão e utilização de motores *bi-fuel* não se resumem apenas aos carros. Em [80] realizaram análises numéricas utilizando o *software* GT-Power visando adaptar um motor de motocicleta, originalmente à gasolina, para operar em modo *bi-fuel* com GLP. Após a otimização da ignição para o GLP, os autores conduziram ensaios experimentais na motocicleta adaptada em condições de regime constante. Os autores obtiveram menores emissões de NO_x , CO e HC para a operação com GLP. A potência reduziu 8,00% nas simulações e 11,00% nos testes quando comparada a operação de GLP com gasolina. Já em relação ao consumo específico, os autores encontraram uma redução ao utilizar GLP de 10,50% nas simulações e 11,00% nos ensaios experimentais.

No trabalho [81] também realizaram a conversão de uma moto para *bi-fuel* com GLP. Os autores utilizaram um controlador elétrico, além de instalarem o tanque e bicos injetores para o GLP na admissão. Conduziu-se testes em uma moto sob o ciclo de teste ECE R40. Observou-se uma redução nas emissões de HC (69,94%), CO (47,84%) e NO_x (46,48%) ao utilizar GLP no lugar de gasolina. Além disso, houve redução da potência em 19,42% e o consumo médio de combustível em L/km aumentou em 11,10%. Quando o consumo foi avaliado em MJ/km, detectou-se uma redução de 12,84% da motocicleta utilizando GLP em relação à utilização da gasolina. Encontrou-se resultados similares em [82]. Em [83] os autores optaram por utilizar uma relação ar-combustível ligeiramente rica (0,85 – 0,90) visando obter melhores valores de potência. Os valores de potência foram similares, entretanto houve uma redução ao utilizar GLP. Também observou-se uma redução nas emissões de CO e HC .

Em [84] avaliaram as emissões de 20 táxis adaptados para utilizar GNV e gasolina em modo *bi-fuel*. Os autores observaram que as emissões em ciclo urbano de CO_2 , CO e HC são consideravelmente maiores do que em estrada, enquanto as emissões de NO_x são muito próximas. Além disso, os autores observaram uma evolução entre os veículos Euro 3 para os Euro 2, em que reduziu-se as emissões de CO , HC e NO_x em 40,00%, 55,00% e 44,00% respectivamente ao utilizar GNV. Os autores ainda destacaram que sob condições do ciclo NEDC e utilizando GNV, as emissões de CO foram menores que as legislações vigentes, ao passo que as emissões de HC e NO_x excederam os padrões.

O autor de [85] investigou o efeito de alterações no sistema de arrefecimento de um motor *bi-fuel*, com 1,60 L e razão de compressão 8,80 que utiliza gasolina e GNV como combustíveis. Com o sistema de controle de arrefecimento ativo desenvolvido pelo autor, houve melhoria no consumo específico de combustível com ambos combustíveis entre 3,53% e 5,82%. Também melhorou-se a eficiência térmica entre 5,70% e 7,80% quando comparado com o motor utilizando seu sistema convencional de arrefecimento. O sistema de arrefecimento proposto ainda reduziu significativamente as emissões de HC , CO e CO_2 . Já para emissões de NO_x , o sistema proposto aumentou as emissões utilizando gasolina,

enquanto para o GNV em cargas inferiores à 60,00% também houve aumento. Já em cargas superiores a 60,00% e utilizando GNV, reduziu-se as emissões de NO_x ao se utilizar o sistema de arrefecimento proposto.

Os motores *bi-fuel* tipicamente são motores desenvolvidos para utilizar gasolina e diesel que são então adaptados para utilizar combustíveis gasosos como GNV e GLP. Como o projeto original do motor não foi feito para utilizar tais combustíveis gasosos, as adaptações realizadas geralmente não conseguem extrair o máximo do desempenho e eficiência disponíveis. Além disso, características distintas dos combustíveis utilizados, como resistência à detonação, fazem com que o motor não opere de forma otimizada com os dois combustíveis.

Um motor à gasolina adaptado para *bi-fuel* com GNV tipicamente apresenta uma perda de potência de 8,00% a 15,00%. Dentre os fatores que justificam essa perda de potência é possível citar que o GNV ocupa cerca de 10,00% do volume na admissão, reduzindo assim a eficiência volumétrica. Além disso, parâmetros como o avanço de ignição, coletores de admissão e a câmara de combustão não foram desenvolvidos para a utilização do GNV como combustível do motor [86]. A Tabela 3 ilustra os principais efeitos da conversão de um motor para *bi-fuel*.

Tabela 3 – Efeitos da conversão para *bi-fuel* com GNV.

Conversão de gasolina para GNV	Efeito	Quantidade
Desempenho	Perda de potência	8,00 - 15,00%
Espaço interno	Redução do espaço interno do veículo	Alto
Emissões	Melhoria nas emissões	Alto
Preço do combustível	Redução do custo	30,00% ou mais

Fonte: Adaptado de [86].

Visando a avaliar a influência da razão de compressão e conseqüentemente definir uma razão de compressão que otimizasse o desempenho do motor *bi-fuel*, em [86] conduziu-se simulações computacionais baseadas em um motor originalmente desenvolvido para utilizar gasolina, com razão de compressão 11,05 e 1,65 L de deslocamento volumétrico. Utilizando a estratégia de razão de compressão variável, o autor observou que aumentar a razão de compressão para 11,80 ao utilizar GNV enriquecido com hidrogênio possibilitou um aumento na potência (13,00%) e uma redução nas emissões de CO (7,00%). Além disso, reduzir a razão de compressão para 10,50 ao utilizar gasolina aumentou as emissões de NO_x e CO .

Nas adaptações de motores para utilização de GNV e gasolina em modo *bi-fuel*, geralmente o bico injetor de GNV é posicionado no duto de admissão, tornando a adaptação rápida e barata de ser feita. O processo de admissão de GNV no coletor de admissão promove a redução na eficiência volumétrica. Uma alternativa para balancear a perda

na eficiência volumétrica é alterar o perfil e o movimento das válvulas de admissão, promovendo assim um aumento da turbulência. O aumento na turbulência da mistura tem potencial de melhorar o desempenho e reduzir as emissões em motores alimentados com GNV [87], pois aumenta a taxa de queima, a homogeneidade da mistura e também a velocidade de propagação da chama [88]. Em [89], investigou-se numericamente o efeito do movimento da válvulas de admissão no desempenho de um motor *bi-fuel* alimentado com GNV. Através da variação da abertura da válvula, o autores conseguiram aumentar a velocidade de propagação da chama do GNV, aumentando assim a eficiência térmica e reduzindo o consumo específico de combustível.

Devido às diferentes características do GNV e da gasolina, alguns efeitos colaterais da conversão do motor em *bi-fuel* podem ser observados como perda de desempenho, aumento de perdas térmicas, aumento de emissões e redução na vida útil dos componentes [90]. Em particular, quando a vida útil dos componentes do motor é analisada, o pistão é uma das peças que mais sofre com a conversão do motor em *bi-fuel* devido à alteração de cargas térmicas e mecânicas que ocorrem com a mudança de combustível [91]. Os autores de [90] investigaram computacionalmente as influências provocadas no pistão com a adaptação do motor para operar em modo *bi-fuel* com GNV. Através de diferentes modelos de fadiga, os autores observaram que reduziu-se a vida útil do pistão consideravelmente ao utilizar GNV no lugar de gasolina no motor.

As pesquisas na conversão de motores à gasolina para operarem em modo *bi-fuel* não se limitam à veículos e combustíveis como GNV e GLP. Em [92], os autores conduziram modificações em um gerador originalmente à gasolina para utilizar hidrogênio em modo *bi-fuel*. Os autores conduziram modificações na admissão e posição de bicos injetores. Como resultado, identificou-se uma maior eficiência térmica e menor consumo específico de combustível com o hidrogênio, além de menores emissões de CO e NO_x quando comparado com o motor alimentado com gasolina.

Em [93] converteram um motor originalmente à gasolina para utilizar hidrogênio em modo *bi-fuel*. O motor original possuía razão de compressão de 10,30, volume deslocado de 1783,00 centímetros cúbicos. Dentre as modificações realizadas é possível destacar a alteração do duto de admissão, visando evitar o retorno de chama quando o hidrogênio é utilizado, instalação de bicos injetores e sistema de alimentação para o hidrogênio. Os autores destacaram que em cargas mais baixas, observou-se um aumento na eficiência térmica do motor de até 60,00% na comparação entre hidrogênio e gasolina.

Em [94] os autores converteram um automóvel para modo *bi-fuel* com gasolina e hidrogênio. Além da instalação do sistema de combustível para o hidrogênio, os autores alteraram a central eletrônica para controlar a operação com hidrogênio de forma mais assertiva. Os autores destacam que a adaptação é barata e fácil de ser realizada, com um custo médio de 6.000,00 euros e em cerca de 200,00 horas.

Os autores de [95] focaram suas atenções na razão de compressão em um motor *bi-fuel* com gasolina e GNV. Para a utilização da gasolina com combustível, a razão de compressão do motor ficou limitada à 12,00 por conta da presença de detonação. Já com o GNV, os autores conseguiram com sucesso utilizar o motor com uma razão de compressão de 16,00 sem que fosse notada a presença de detonação. Como resultado, o GNV apresentou uma melhor eficiência térmica que a gasolina, mesmo sob a mesma razão de compressão máxima da gasolina. Como a operação com GNV possibilitou maior razão de compressão, os ganhos em eficiência se tornaram ainda melhores. Além disso, com GNV obteve-se menor consumo específico, menor emissão de CO em rotações mais elevadas, menor emissão de CO_2 e HC em todas as condições testadas.

2.5 O FUTURO DOS MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Nos últimos anos, muitos países e empresas tem lançado metas no sentido de reduzir ou eliminar a produção de veículos movidos à combustíveis fósseis, como a gasolina e o diesel. Das metas lançadas, muitas já indicam datas no futuro próximo para a proibição da comercialização de novos veículos movidos à combustíveis fósseis por parte dos países e o fim da produção de tais veículos por parte da indústria automobilística.

Além disso, cidades também estão criando zonas de baixa emissão visando a restringir o uso de veículos movidos à combustíveis fósseis em horários e regiões específicas no intuito de reduzir a poluição atmosférica. Cidades da Alemanha, França, Reino Unido, Itália e Espanha possuem zonas de baixa emissão ou até mesmo de emissão zero [96]. A ideia por trás dessas zonas é, além de reduzir a circulação de veículos alimentados com combustíveis fósseis, reduzir a venda destes veículos pois os mesmos possuem circulação restrita e reduzem sua utilização por parte dos proprietários.

Na União Europeia, as discussões sobre o fim da comercialização de veículos movidos à combustíveis fósseis se iniciou em 2018 com a proposta da Dinamarca de proibição de tais veículos. No entanto, tal proposta foi recusada e refeita no ano seguinte, em que a Dinamarca propôs a eliminação gradual dos veículos alimentados com combustíveis fósseis [97]. Em 2021, a França recuou a respeito da proibição total, visando a favorecer veículos híbridos que possibilitam a diminuição das emissões enquanto é feita a transição para veículos totalmente elétricos [98]. Entretanto, em 2022 foi aprovada pelos membros da União Europeia o pacote Fit for 55 que prevê a redução de 55,00% nas emissões de gases de efeito estufa até 2030 quando comparados ao níveis de 1990 [99]. No pacote Fit for 55, espera-se que até 2035 as emissões sejam reduzidas em 100,00%, ou seja, todos os carros e vans vendidos a partir de 2035 devem ter zero emissões [100]. Este pacote não explicita que todos os veículos devem ser puramente elétricos, o que deixa em aberto a possibilidade de veículos com motores à combustão que sejam alimentados por combustíveis limpos, como os *e-fuels*. Os *e-fuels* são combustíveis sintéticos, que podem ser feitos a partir de

processos que envolvam a captura de CO_2 ou CO , como o processo Fischer Tropsh, ou por meio da co-eletrólise do H_2 com CO . Eles se tornam neutros em carbono quando utilizam formas de eletricidade limpa, como energia eólica ou solar. Algumas questões como o uso de veículos híbridos ou movidos à combustíveis sintéticos (*e-fuels*) foram abordados pela Alemanha para alcançar as metas propostas de não comercialização de veículos movidos à combustíveis fósseis até 2035 [101].

Diferentes países possuem diferentes metas para emissão zero ou o fim dos motores de combustão interna. Enquanto alguns são categóricos em dizer que não utilizarão veículos com motores de combustão interna e os substituirão por veículos totalmente elétricos, outros possibilitam o uso de veículos híbridos e combustíveis limpos, como os *e-fuels* e biocombustíveis [102]. A Figura 12 ilustra as regiões em que somente a venda de veículos elétricos será permitida a partir da data especificada. Países em que veículos híbridos, ou movidos a combustíveis como GNV estão englobados em suas metas não estão destacados na Figura 12.

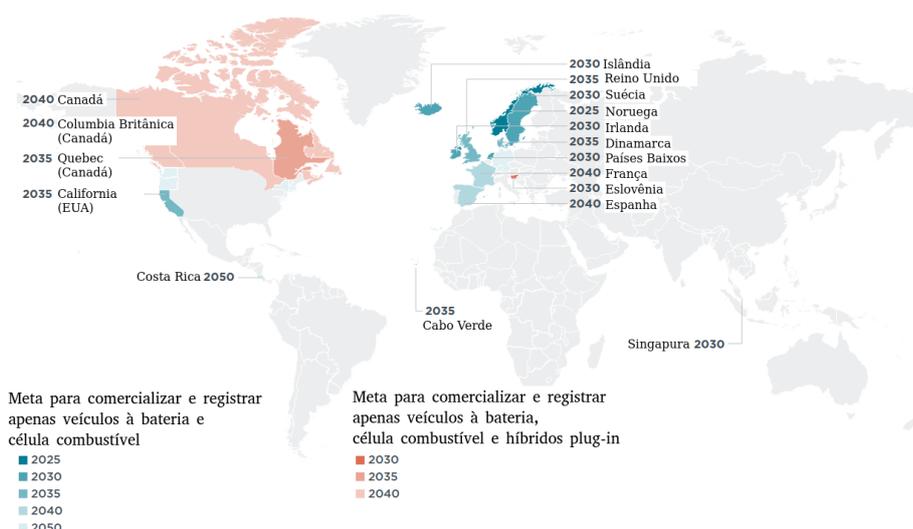


Figura 12 – Regiões em que há legislações para o fim dos motores de combustão interna.

Fonte: Adaptado de [102].

Dentre as fabricantes de automóveis, a Volvo, em 2019, foi a primeira a anunciar planos para eliminar de seu portfólio todos os veículos movidos por motores de combustão interna, os substituindo por veículos elétricos ou híbridos [103]. Em 2020, sete produtoras de veículos pesados (Daf, Daimler, Ford, Iveco, Man, Scania e Volvo) se uniram com o intuito de substituir o uso do diesel por alternativas menos poluentes, como combustíveis limpos e tecnologias elétricas [104].

Nos anos que se seguiram, outras marcas anunciaram medidas similares:

→ General Motors: em 2021 anunciou planos de se tornar totalmente elétrica até 2035 [105];

→ Jaguar Land Rover: em 2021 anunciou planos de se tornar totalmente elétrica até 2025 [106];

→ Volvo: Em 2021 anunciou que até 2030 se tornará totalmente elétrica, eliminando inclusive os híbridos [107];

→ Honda: Em 2021 anunciou que fabricará veículos movidos à gasolina até 2040 [108];

→ Rolls-Royce: Em 2021 anunciou que a partir de 2030 venderá apenas veículos elétricos [109];

→ Maserati: Em 2022 anunciou que pretende eliminar o motor à combustão até 2030 [110];

→ Ford: Em 2022 anunciou que todos os veículos vendidos na Europa serão elétricos a partir de 2030 [111].

Na contramão de muitas montadoras, em 2021 a Toyota anunciou planos de lançar um motor de combustão interna alimentado por hidrogênio como forma de alcançar redução nas emissões [101]. Outra iniciativa foi feita pela Cummins Inc., que introduziu um motor à GNV para veículos pesados, visando a reduzir as emissões produzidas por veículos pesados alimentados com diesel [101].

Até o presente momento, não se encontrou metas específicas em relação ao Brasil. O autor destaca que, as metas traçadas pelos países e montadoras são ambiciosos e não levam em conta a necessidade de infraestrutura para assimilar os veículos elétricos em massa. Por exemplo, são necessários postos de recarga espalhados por mais lugares visando a suprir a demanda dos veículos. No Brasil, estes postos são escassos, ficando limitado a algumas capitais e regiões metropolitanas. Caso uma pessoa resolva realizar uma viagem longa em um veículo elétrico, ela deve avaliar a rota de maneira que coincida com postos de recarga. Este problema não é comum em veículos com motores de combustão interna, pois a infraestrutura já está bem estabelecida.

Além dessa questão, deve-se levar em consideração o impacto na matriz energética de cada país. Os autores de [112] destacaram que Austrália e Canadá a demanda de energia elétrica superará a produção em 2029 e 2031 caso os níveis de crescimento da produção de energia elétrica se mantenham. O Brasil sofrerá com uma demanda maior que a produção em 2038 [112], gerando uma atenção especial para uma necessidade no aumento da produção de energia elétrica para suprir a demanda adicional gerada pelos veículos elétricos. Logo, países terão um aumento na demanda por energia elétrica, que pode eventualmente sobrecarregar a rede e provocar falta de abastecimento.

3 MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Motores de combustão interna são dispositivos mecânicos responsáveis por produzir energia mecânica a partir da energia química do combustível [113]. Neles, a energia é liberada a partir da reação química de combustão que ocorre no interior dos motores. Assim, a energia liberada na reação química é transformada em trabalho útil a partir da interação entre o fluido de trabalho (mistura ar-combustível e produtos da combustão) e os componentes mecânicos do motor [113, 114]. Este capítulo tem como intuito apresentar informações acerca dos motores de combustão interna que são relevantes para o desenvolvimento do trabalho.

3.1 INTRODUÇÃO

Os primeiros motores de combustão interna desenvolvidos para fins comerciais utilizavam misturas de gás de carvão (*coal-gas*) e ar à pressão atmosférica, sem que houvesse compressão da mistura antes da combustão. J. J. E. Lenoir foi o primeiro a desenvolver motores comerciais deste tipo. Comercializou-se cerca de 5.000 unidades deste motor entre 1860 e 1865, em potências de até 6,00 hp e eficiências máximas de 5,00% [113].

Visando a aumentar a eficiência e reduzir o tamanho dos motores, Nicolaus A. Otto propôs um ciclo de quatro tempos: admissão, compressão, expansão e exaustão. Assim, em 1876 ele desenvolveu um protótipo pela primeira vez. O sucesso de tais motores na época foram notáveis, possibilitando melhoria da eficiência (até 14,00%) e redução do tamanho e peso dos motores. Assim, vendeu-se até 1890 cerca de 50,00 mil unidades nos Estados Unidos e Europa [113].

Cabe ressaltar que houve uma controvérsia em relação à descoberta de Otto: em 1884 encontrou-se uma patente não publicada datada de 1862 de Alphonse Beau de Rochas descrevendo o princípio de funcionamento do motor de quatro tempos, igual ao princípio proposto por Otto. Além disso, Beau de Rochas ainda descrevia condições para máximo desempenho do motor [113]:

- Maior volume do cilindro, com a menor superfície possível;
- Maior rotação possível;
- Maior taxa de expansão possível;
- Maior pressão possível no início da expansão.

Por mais que Beau de Rochas tivesse escrito tal patente, ele nunca conseguiu desenvolver um motor de quatro tempos funcional. Por este motivo, Otto é considerado por muitos inventor do motor de ignição por centelha como conhecemos hoje. Na década de 1880, outros inventores desenvolveram motores de dois tempos, impulsionados pelas descobertas de Otto anos antes.

James Atkinson desenvolveu um motor em que o tempo expansão era maior que o tempo de compressão. Tal motor possuía grande eficiência para a época, mas era limitado em razão de problemas com detonação. O ciclo motor que possui uma expansão maior que a compressão leva o nome de Atkinson até hoje.

Em 1892, Rudolf Diesel desenvolveu um ciclo em que a combustão não mais ocorria pela ignição de uma faísca, mas pela auto-ignição do combustível em contato com o ar quente e comprimido [113]. Desenvolveu-se assim, o motor de ignição por compressão. Tal patente foi um divisor de águas, pois permitiu duplicar a eficiência e aumentar a razão de compressão sem que houvesse detonação. O primeiro motor prático com esse princípio de funcionamento só foi comercializado cerca de cinco anos após a publicação da patente.

No desenvolvimento de motores de combustão interna, sempre houve o interesse em geometrias, arranjos e características diferentes. Nesse sentido, o motor rotativo, ao invés do motor alternativo, sempre despertou interesse. O motor Wankel, baseado no projeto do alemão Felix Wankel, se destacou neste sentido. Primeiro motor rotativo Wankel testado com sucesso só foi possível em 1957 [113]. Entretanto, mesmo sendo compacto e possuindo operação mais suave que os motores alternativos, o custo de produção tornou esse tipo de motor menos utilizado que os alternativos.

Ao longo dos anos, diversas melhorias e tecnologias surgiram até chegarmos nos modernos motores de combustão interna como conhecemos atualmente. Implementou-se novos materiais, estratégias de injeção, controle de válvulas, turbocompressores, catalisadores e combustíveis. À medida que a tecnologia avança, é possível encontrar melhorias em termos de eficiência, potência e controle de emissões, tanto nos motores de ignição por centelha quanto nos motores de ignição por compressão.

O presente trabalho irá abordar um motor de ignição por centelha, alternativo, multicilíndrico, com turbocompressor e de quatro tempos. Desta forma, serão abordados temas pertinentes ao desenvolvimento e compreensão do trabalho desenvolvido.

3.2 CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS E PARÂMETROS OPERACIONAIS

Motores alternativos são aqueles em que o pistão se move entre o ponto morto superior e o ponto morto inferior (movimento alternativo), transmitindo assim, a potência proveniente da combustão para o eixo do motor. A Figura 13 ilustra a geometria típica em motores alternativos. A rotação do eixo produz um movimento cíclico do pistão, no qual ele varia do Ponto Morto Superior (PMS) ao Ponto Morto Inferior (PMI). Quando o pistão se encontra no PMS, o interior do cilindro apresenta seu menor volume ao longo do ciclo que é conhecido como volume morto (V_c). Já quando o pistão se encontra no PMI, o interior do cilindro apresenta seu volume máximo (V_i). Cabe ainda destacar que o volume total é composto por duas parcelas: o volume morto e o volume deslocado. O volume deslocado (V_d) nada mais é que o volume que o pistão desloca ao longo do curso (*stroke*)

para ir do PMI ao PMS [113].

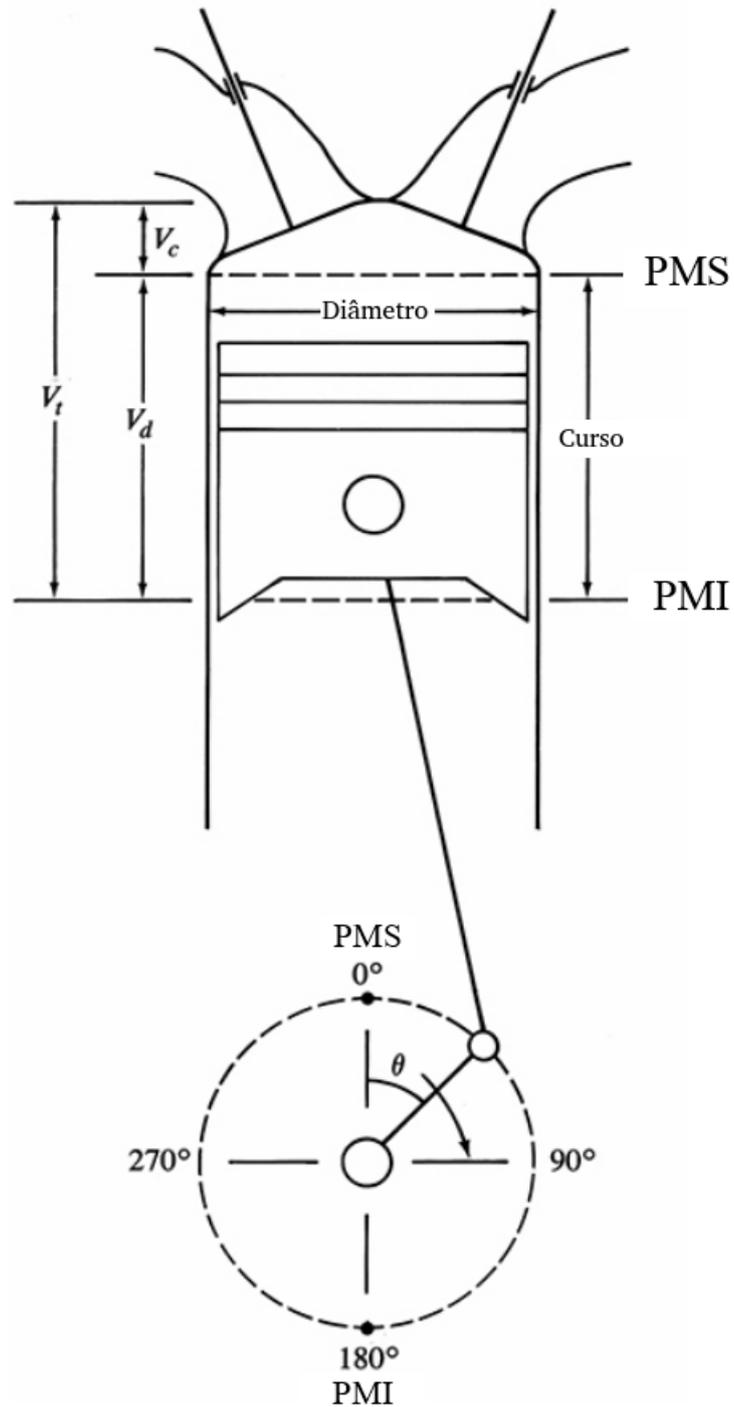


Figura 13 – Geometria do conjunto cilindro e pistão de um motor alternativo.

Fonte: Adaptado de [113].

A definição do volume morto e do volume total é importante, pois a razão entre eles define a razão de compressão (r_c) de acordo com a Equação (3.1). Em motores IC modernos, a razão de compressão típica está compreendida entre 8,00 e 12,00, enquanto em motores ignição por compressão a razão de compressão vai de 14,00 a 22,00 [113].

$$r_c = V_t/V_c \quad (3.1)$$

onde:

r_c = Razão de compressão;

V_t = Volume total [m³];

V_c = Volume morto [m³].

Em um motor de quatro tempos, duas voltas completas do eixo são necessárias para completar um ciclo de potência. Desta forma, quatro tempos distintos são realizados, a saber: admissão, compressão, expansão e exaustão como ilustrado pela Figura 14.

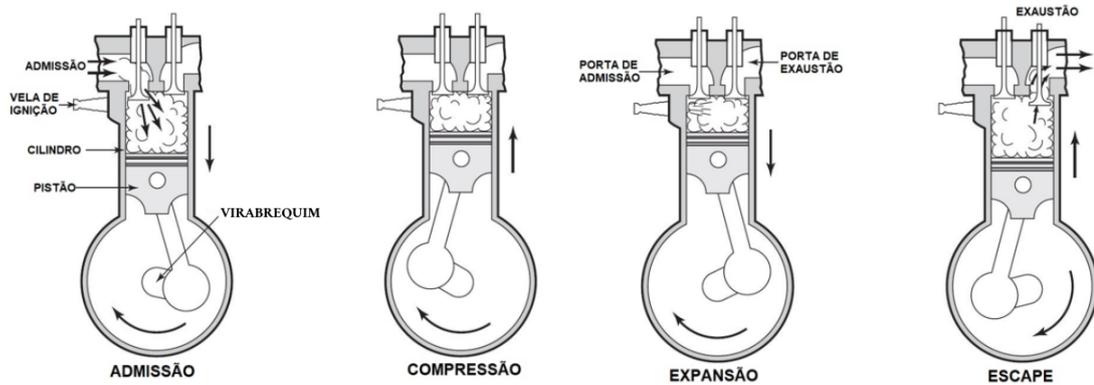


Figura 14 – Fases do ciclo de um motor de quatro tempos.

Fonte: Adaptado de [114].

A admissão é iniciada com o pistão no PMS e a válvula de admissão aberta. O movimento do pistão em direção ao PMI induz uma mistura fresca de ar e combustível no cilindro. Visando aumentar a massa induzida, a válvula de admissão abre instantes antes do pistão alcançar o PMS e é fechada após o término do tempo de admissão, que ocorre ao chegar no PMI [113, 114].

Após a mistura nova ser admitida e o pistão chegar ao PMI, é iniciado o tempo de compressão. Com as válvulas de admissão e exaustão fechadas, o pistão se desloca do PMI em direção ao PMS, comprimindo a mistura presente no interior do cilindro. Quando o pistão está se aproximando do PMS, ocorre a liberação da faísca nos motores IC, dando início à combustão que é responsável por aumentar rapidamente a pressão no interior do cilindro [113, 114].

Quando o pistão se encontra no PMS, o fim da compressão dá início à expansão. Com o aumento de pressão provocado pela combustão, o pistão é forçado em direção ao PMI. É no tempo de expansão onde ocorre a produção de trabalho útil, em que o trabalho produzido corresponde a cerca de cinco vezes o trabalho gasto para comprimir a mistura ar-combustível no tempo de compressão [113].

Quando o pistão está se aproximando do PMI, a válvula de exaustão é aberta, iniciando assim o processo de exaustão, em que os produtos da combustão são expelidos do interior do cilindro. Como a pressão interna é maior que a pressão atmosférica, a exaustão é iniciada automaticamente no momento em que a válvula é aberta. Entretanto, o movimento ascendente do pistão, do PMI em direção ao PMS, finaliza o processo de exaustão [113, 114].

A sequência composta pelos quatro tempos descritos anteriormente compõe o modelo proposto por Otto. Assim, um ciclo é finalizado após o eixo do virabrequim completar $720,00^\circ$, pois cada um dos tempos compreende uma rotação de $180,00^\circ$ do virabrequim.

Nos motores IC, o combustível deve ser misturado de forma que se obtenha uma mistura mais homogênea possível com o ar admitido. Historicamente, a primeira forma de injetar o combustível era através do carburador, em que o combustível era dosado de acordo com a vazão de ar. Outra forma de alimentação de combustível é através da injeção *single-point*, localizada antes da borboleta, que controla a vazão de ar.

Com os avanços promovidos ao longo dos anos, substituiu-se estas formas de injeção de combustível em motores modernos pelo *intake-port fuel injection*, em que o *spray* de combustível líquido é diretamente injetado na porta de admissão. Outra forma que vem sendo muito utilizada em motores modernos é a injeção direta, na qual o combustível é injetado diretamente no interior da câmara de combustão. A Figura 15 ilustra três tipos de injeção: a) *single-point*, b) multiponto e c) injeção direta, em que (1) Combustível, (2) Ar atmosférico, (3) Válvula borboleta, (4) Duto de admissão, (5) Injetores e (6) Motor [113].

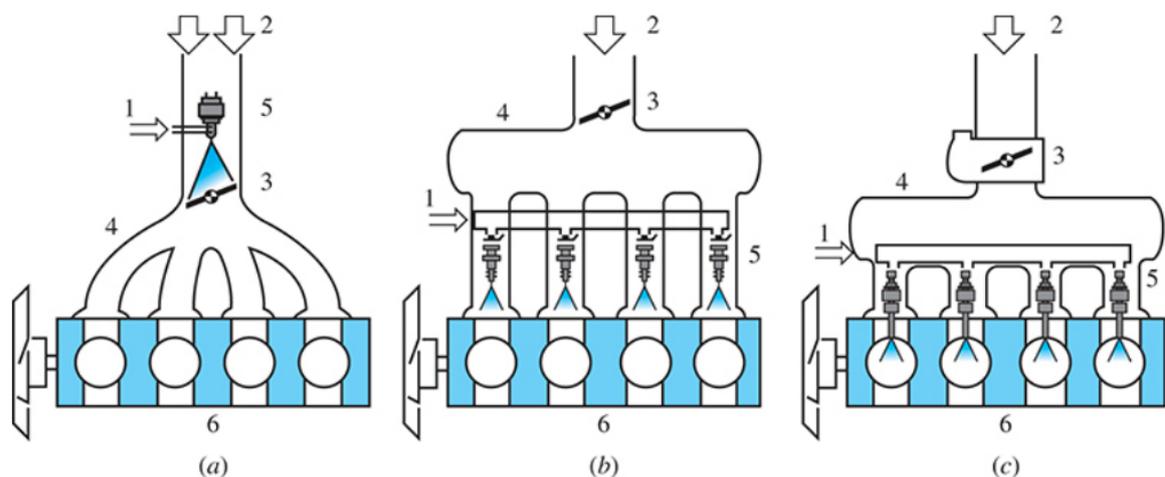


Figura 15 – Diferentes tipos de injeção: a) *Single-point*; b) Multiponto; c) Injeção direta.

Fonte: Adaptado de [113].

Os eventos que ocorrem no interior da câmara de combustão podem ser ilustrados,

de forma simplificada, pela Figura 16 na qual são apresentadas a pressão e o volume em relação ao ângulo do virabrequim. Como vários processos ocorrem praticamente em intervalos de ângulo do virabrequim constantes, é comum utilizar o ângulo do virabrequim como variável independente para plotar resultados [113].

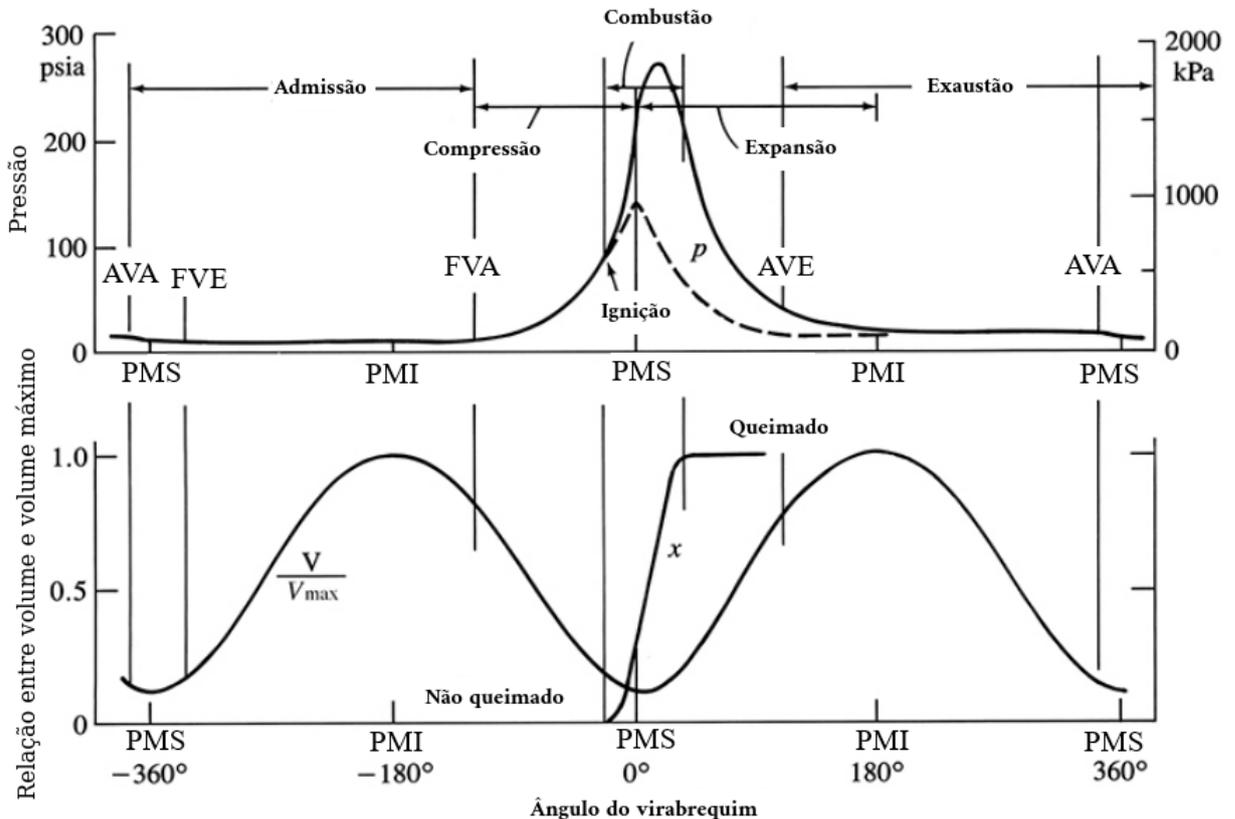


Figura 16 – Eventos que ocorrem em um motor de quatro tempos IC em relação ao ângulo do virabrequim.

Fonte: Adaptado de [113].

Os pontos FVA (Fechamento da Válvula de Admissão) e AVA (Abertura da Válvula de Admissão) indicam o fechamento e a abertura da válvula de admissão, respectivamente. Como explicitado anteriormente, é comum que a válvula de admissão abra antes que o pistão esteja no ponto morto superior. Visando a manter altos fluxos da mistura ar-combustível, a válvula de admissão é fechada após o pistão atingir o ponto morto inferior.

Na fase de compressão, como há um aumento da temperatura e pressão no interior do cilindro devido à redução do volume interno, ocorrem transferências de calor entre os gases presentes no interior do cilindro e o pistão, cabeça do cilindro e paredes do cilindro. Entretanto, tais efeitos são reduzidos em comparação com outras fases do ciclo.

Entre 10,00° e 40,00° antes do ponto morto superior, é dada a ignição a partir da centelha da vela em motores IC. Assim, a frente de chama é propagada na mistura

ar-combustível até se extinguir nas paredes do cilindro. O processo de combustão varia de acordo com o motor e combustível utilizados, mas em geral está em torno de 40,00° e 60,00°. A combustão provoca um aumento de pressão significativo quando comparado apenas com a compressão sem ignição (linha pontilhada) na Figura 16. Cabe destacar que, devido a diferenças de fluxo e composição da mistura, o desenvolvimento da combustão varia de cilindro para cilindro e de ciclo para ciclo.

Existe um instante ótimo para a liberação da centelha, em que os efeitos negativos gerados pelo início da combustão ainda na compressão são minimizados pelo aumento do pico de pressão no tempo de expansão. Desta forma, há um melhor aproveitamento do trabalho gerado quando há a otimização da ignição. Ao avançar ou atrasar a faísca, pode haver uma perda no torque gerado.

No último terço do tempo de expansão, a válvula de exaustão é aberta (AVE - Abertura da Válvula de Exaustão), iniciando assim o processo de *blowdown* em que os gases queimados presentes no interior do cilindro são expelidos para a atmosfera a partir da porta de escape. Essa abertura de válvula antecipada ocorre principalmente para evitar que, quando o pistão se desloca em direção ao ponto morto superior, a pressão interna já esteja equilibrada com a pressão atmosférica, evitando assim que seja necessário realizar trabalho extra no tempo de exaustão.

Uma relação importante na análise e calibração de motores de combustão interna é a relação entre ar e combustível. Em uma mistura estequiométrica, a quantidade de oxigênio presente na reação é exatamente aquela necessária para reagir com o combustível, sem que haja nos produtos qualquer excesso de oxigênio ou combustível. Quando há um excesso de combustível e, conseqüentemente, uma falta de oxigênio, dizemos que a mistura está rica pois fatalmente haverá combustível que não reagirá. Já quando há mais oxigênio que o necessário para reagir com o combustível disponível, dizemos que a mistura está pobre. Em situações reais, uma mistura estequiométrica não é garantia que o combustível irá reagir completamente com o oxigênio disponível pois diversos fatores influenciam na eficiência da combustão, que será geralmente menor que 100,00%.

A relação ar-combustível estequiométrica é definida como a razão entre a massa de ar e a massa de combustível para uma reação estequiométrica, de acordo com a Equação (3.2) [113].

$$\left(\frac{A}{F}\right)_{esteq} = \frac{m_a}{m_f} \quad (3.2)$$

onde:

$(A/F)_{esteq}$ = Relação ar-combustível estequiométrica;

m_a = Massa de ar [kg];

m_f = Massa de combustível [kg].

Com a definição da relação estequiométrica e , sabendo que o motor opera sempre em regimes diferentes do estequiométrico, utiliza-se a razão de equivalência (Φ), dada pela Equação (3.3), para quantificar o quanto a reação está rica ou pobre [113].

$$\Phi = \frac{(A/F)_{esteq}}{(A/F)_{real}} \quad (3.3)$$

onde:

Φ = Razão de equivalência;

$(A/F)_{real}$ = Relação ar-combustível real.

É comum também utilizar a relação combustível-ar, pois em motores de injeção direta é fácil realizar o controle da quantidade de combustível injetada. Assim, pode-se usar o coeficiente Lambda (λ), que é relacionada com Φ pela Equação (3.4) [113].

$$\lambda = \frac{1}{\Phi} \quad (3.4)$$

onde:

λ = Razão de equivalência combustível-ar.

3.3 TURBOCOMPRESSORES

Conforme observado por Rochas, o aumento da pressão no início do tempo de expansão promove um aumento na eficiência e conseqüentemente no desempenho do MCI. Uma forma muito usual de realizar o aumento da eficiência e do desempenho é por meio do uso de turbocompressores. Eles são responsáveis por aumentar a pressão e a massa específica do ar de admissão, permitindo que uma quantidade extra de combustível seja injetada no cilindro e conseqüentemente aumentando a potência gerada no motor.

Os turbocompressor foi desenvolvido por Büchi em 1905 [114], e sua utilização difundiu para motores diesel empregados na indústria naval. A utilização dos turbocompressores em motores de IC para automóveis começou nos anos 1960.

A Figura 17 ilustra de maneira simplificada o esboço de um turbo compressor ligado a um MCI. Como é possível observar pela figura, o ar de admissão é comprimido por meio de um compressor antes de entrar no MCI. Isso promove, além do incremento da massa de ar admitida, um aumento na eficiência volumétrica do motor justificando a melhoria na eficiência global do motor.

É importante destacar que nos turbocompressores, os gases de escapamento entram na turbina e, por meio de sua expansão, geram energia para a compressão realizada no compressor. Como a turbina e compressor são ligados por meio de um eixo, não é necessário usar trabalho útil do motor para gerar a compressão.

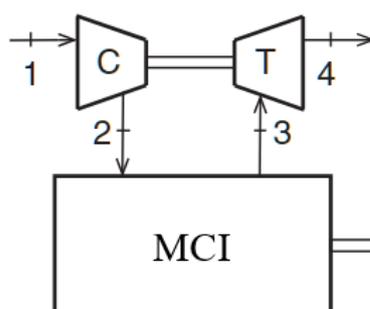


Figura 17 – Esboço de um turbocompressor ligado a um MCI.

Fonte: Adaptado de [114].

Por características construtivas, o aumento de pressão gerada por um turbocompressor é proporcional à rotação do motor, visto que os gases de escape são responsáveis por girar a turbina, que por sua vez gira o compressor. Desta forma, em baixas rotações do motor, não há energia suficiente nos gases de escapamento para comprimir significativamente o ar de admissão. Alternativas para este inconveniente pode ser contornado pelo uso de turbocompressores duplos, nos quais um é menor e desenvolvido para baixas rotações, enquanto o segundo conjunto turbocompressor é maior e opera em rotações mais elevadas.

O uso dos turbocompressores em motores IC vem sendo adotada pela indústria automotiva desde os anos 2010 visando atender as normas de economia de combustível e redução das emissões de GEE. Esse conceito é popularmente conhecido como *downsizing*, no qual os motores se tornam cada vez menores (menor volume deslocado) e, com o advento dos turbocompressores, são capazes de entregar o mesmo desempenho de motores naturalmente aspirados.

3.4 CICLO PADRÃO DE MOTORES IC

Os processos que ocorrem no interior de um motor de combustão interna são complexos e dependem de diversas variáveis que possuem sua relevância para o desempenho e as emissões finais. No entanto, modelos simplificados possuem sua importância pois permitem reduzir o tempo de simulação enquanto geram resultados aproximados que podem ser úteis ao desenvolvimento e calibração do motor.

Os principais modelos simplificados que existem para um motor de combustão interna são: ciclo à volume constante, ciclo à pressão constante e ciclo à pressão limitada. Cada um deles se refere ao processo de combustão, que ocorre a volume constante, pressão constante ou em parte sob volume e parte sob pressão constante respectivamente. Estes três modelos são bastante indicados em simulações iniciais do motor, podendo produzir resultados interessantes. Neles, detalhes como dinâmica dos fluidos e a cinética química não

são considerados, reduzindo expressivamente o tempo de simulação. Para lidar com as fases de um ciclo motor é possível utilizar o modelo de gás ideal, que funciona razoavelmente bem para motores de combustão interna.

É importante salientar que um motor de combustão interna não é um sistema fechado, pois há fluido escoando na admissão e na exaustão. Além disso, o fluido de trabalho no interior do motor não completa um ciclo termodinâmico, pois a admissão e a exaustão possuem propriedades e composições químicas distintas. No entanto, a combinação de um modelo para a combustão, como à volume constante, juntamente com o modelo de gases ideais tipicamente é conhecido como ciclo padrão de gás ideal. Mesmo não sendo um ciclo termodinâmico de acordo com a definição, a nomenclatura de ‘ciclo’ é adotada. Um ciclo padrão de gás ideal nada mais é que a sequência de processos termodinâmicos que ocorrem sucessivamente enquanto completam um ciclo mecânico completo do motor. Nos modelos ideais de motores de combustão interna, hipóteses simplificadoras são adotadas visando reduzir a complexidade dos cálculos envolvidos, possibilitando uma redução no tempo para obtenção dos resultados.

A título de comparação entre um ciclo real e um ciclo padrão de gás ideal, a Figura 18 mostra: a) um ciclo real de um motor de ignição por centelha e b) um ciclo padrão de gás ideal à volume constante.

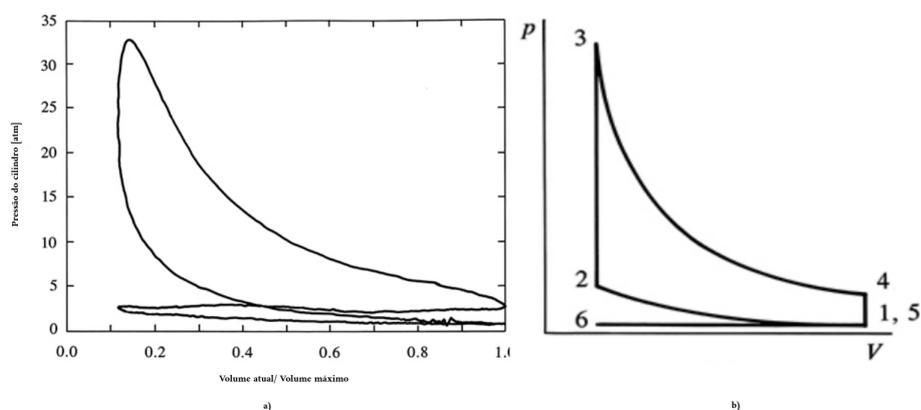


Figura 18 – Diagrama pressão-volume de um motor IC quatro tempos. a) Ciclo real; b) Ciclo padrão.

Fonte: Adaptado de [113].

Levando como padrão a nomenclatura adotada na Figura 18 b) do ciclo padrão, as hipóteses adotadas em cada um dos processos serão explicitadas a seguir:

- A compressão (1-2) é considerada adiabática e reversível, ou seja, isentrópica ($s_1 = s_2$).
- O processo de combustão (2-3) é adiabático, ocorre à volume constante (para o modelo apresentado na Figura 18 b) e é considerado uma combustão completa. No caso do modelo de combustão à volume constante, a combustão ocorre instantaneamente.

Em ciclos reais esse comportamento não ocorre, pois a combustão se desenvolve em um período finito (entre $20,00^\circ$ e $60,00^\circ$ do virabrequim).

- Na expansão (3-4), são adotadas as hipóteses de que o processo ocorre de forma adiabática e reversível. Logo, se trata de um processo isentrópico ($s_3 = s_4$).

- A exaustão (4-1-6) e a admissão (6-1) possuem as mesmas hipóteses básicas: os processos são adiabáticos, a abertura e fechamento das válvulas ocorre de forma instantânea no ponto morto superior e no ponto morto inferior, pressão da admissão e exaustão são constantes e efeitos de velocidade são desprezíveis.

A fase de exaustão compreende o trecho 4-1, em que ocorre uma queda instantânea de pressão quando a válvula de exaustão é aberta. Essa queda instantânea de pressão, denominada *blowdown*, ocorre até que o fluido atinja a pressão de admissão (atmosférica para os motores naturalmente aspirados). Durante o *blowdown* no ciclo padrão, o gás presente no interior do cilindro sofre uma expansão isentrópica. Em motores reais, o *blowdown* ocorre com uma expansão irreversível dos gases.

Como é possível observar pela Figura 19, o ciclo padrão se distancia do ciclo real. Um dos principais pontos de divergência está relacionado com a combustão instantânea adotada no ciclo padrão que não ocorre em um ciclo real. O processo de admissão e exaustão reduzem a potência útil do motor. Além disso, o ciclo de um motor real é composto por processos irreversíveis. A Figura 19 ilustra a diferença em um diagrama pressão-volume para o ciclo padrão e um ciclo real. Mesmo com diferenças, ainda é possível utilizar um ciclo padrão para início dos estudos, possibilitando obter informações úteis no projeto e calibração do motor.

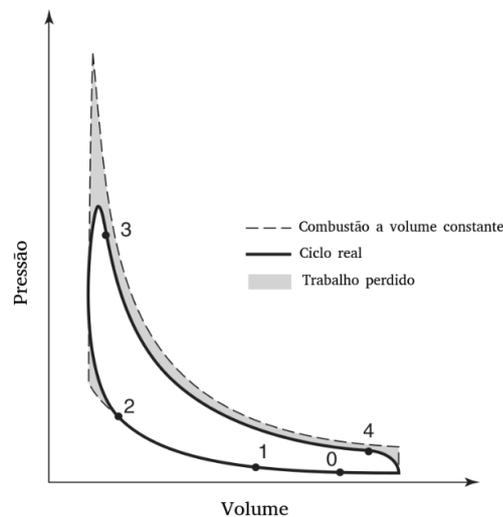


Figura 19 – Comparativo entre um ciclo real e um ciclo padrão.

Fonte: Adaptado de [114].

3.4.1 Equacionamento dos processos envolvidos no ciclo padrão

Visando simplificar o entendimento, será utilizada a seguinte notação nas equações à seguir: v_i para o volume específico do ponto i ; u_i para a energia interna específica do ponto i ; U_i para a energia interna do ponto i ; s_i para a entropia específica do ponto i e h_i para a entalpia específica no ponto i .

Com base nas hipóteses adotadas e aplicando a primeira e segunda leis da termodinâmica, é possível equacionar os processos do ciclo padrão da seguinte maneira:

- **Compressão (1-2):** A razão de compressão (r_c) é dada pela Equação (3.5) [113].

$$r_c = \frac{v_1}{v_2} \quad (3.5)$$

onde:

v_1 = Volume específico em 1 [m³/kg];

v_2 = Volume específico em 2 [m³/kg].

Como o processo é adiabático e reversível, temos que $s_1 = s_2$. Desta forma, o trabalho de compressão (W_C) pode ser escrito em função da massa m pela Equação (3.6) [113].

$$W_C = U_1 - U_2 = m(u_1 - u_2) \quad (3.6)$$

onde:

W_C = Trabalho realizado na fase de compressão [J];

U_1 = Energia interna em 1 [J];

U_2 = Energia interna em 2 [J];

m = Massa do gás [kg];

u_1 = Energia interna específica em 1 [J/kg];

u_2 = Energia interna específica em 2 [J/kg].

- **Combustão (2-3):** Quando a combustão ocorre à volume constante de forma adiabática, temos que $v_3 = v_2$ e $u_3 - u_2 = 0$ [113].

- **Expansão (3-4):** A expansão, assim como a compressão, ocorre de forma isentrópica. Sendo assim, $s_4 = s_3$ e a razão de compressão é definida pela Equação (3.7) [113].

$$r_c = \frac{v_4}{v_3} \quad (3.7)$$

onde:

v_3 = Volume específico em 3 [m^3/kg];

v_4 = Volume específico em 4 [m^3/kg].

Desta forma, o trabalho de expansão (W_E) pode ser calculado pela Equação (3.8) [113].

$$W_E = U_3 - U_4 = m(u_3 - u_4) \quad (3.8)$$

onde:

W_E = Trabalho realizado na fase de expansão [J];

U_3 = Energia interna em 3 [J];

U_4 = Energia interna em 4 [J];

u_3 = Energia interna específica em 3 [J/kg];

u_4 = Energia interna específica em 4 [J/kg].

A eficiência térmica (η_t) do ciclo, pode ser determinada pela Equação (3.9) [113].

$$\eta_t = \frac{W_E + W_C}{m_f Q_{LHV}} \quad (3.9)$$

onde:

η_t = Eficiência térmica da combustão;

Q_{LHV} = Poder calorífico inferior [J/kg].

O trabalho indicado por ciclo (numerador da Equação (3.9)) é a soma algébrica do trabalho de expansão e o trabalho de compressão. Lembrando que, por convenção o trabalho de expansão será positivo (realizado pelo gás) e o de compressão será negativo (realizado no gás).

Desta forma, utilizando a definição do trabalho de expansão e do trabalho de compressão, a eficiência térmica pode ser reescrita em termos da energia interna pela Equação (3.10) [113].

$$\eta_t = \frac{m[(u_3 - u_4) - (u_2 - u_1)]}{m_f Q_{LHV}} \quad (3.10)$$

Como o cilindro possui um volume morto, parte dos produtos da combustão permanecem no interior do cilindro, se misturando com a mistura ar-combustível nova proveniente da admissão. A fração residual mássica (m_r) dos gases que permanecerão no cilindro para o próximo ciclo é determinada a partir das propriedades após o processo de *blowdown* (ponto 5) e em relação ao volume morto. Assim, a fração residual (x_r) pode ser determinada pela Equação (3.11) [113].

$$x_r = \frac{m_r}{m} = \frac{v_4/v_5}{r_c} = \frac{v_2}{v_5} \quad (3.11)$$

onde:

x_r = Fração residual;

m_r = Massa residual [kg];

v_5 = Volume específico em 5 [m³/kg].

O trabalho realizado pelos gases no pistão durante a fase de exaustão (W_{ext}) pode ser definida pela Equação (3.12) [113].

$$W_{ext} = p_e(V_2 - V_1) \quad (3.12)$$

onde:

W_{ext} = Trabalho de exaustão [J];

V_1 = Volume em 1 [m³];

V_2 = Volume em 2 [m³];

p_e = Pressão na exaustão [Pa].

O trabalho realizado durante a fase de admissão (W_{int}) é dado pela Equação (3.13) [113].

$$W_{int} = p_i(V_1 - V_2) \quad (3.13)$$

onde:

W_{int} = Trabalho na admissão [J];

p_i = Pressão na admissão [Pa].

Desta forma, o trabalho de bombeamento (W_p) realizado sobre o pistão durante a admissão e exaustão juntas é calculado pela Equação (3.14) [113].

$$W_p = (p_i - p_e)(V_1 - V_2) \quad (3.14)$$

onde:

W_p = Trabalho de bombeamento [J].

Como é possível observar a partir da Figura 18 b), se $p_i = p_e$ o trabalho de bombeamento que ocorre durante as fases de admissão e exaustão é nulo.

3.4.2 Ciclo padrão de gás ideal com capacidade calorífica constante

A hipótese de gás ideal com a capacidade calorífica a volume constante (c_v) e a capacidade calorífica a pressão constante (c_p) sendo constantes, simplifica as equações desenvolvidas na seção anterior. Zacharias em 1967 confirmou a validade do modelo de gás ideal para motores de combustão interna, no qual para pressões de até 100 atm e temperaturas inferiores à 2500 K o fator de compressibilidade é unitário e a hipótese de gás ideal é válida [115]. Assim, é possível obter equações em função da temperatura (T_i) e do volume nos pontos envolvidos.

O trabalho de compressão, pode ser escrito pela Equação (3.15) [113], enquanto o trabalho de expansão é dado pela Equação (3.16) [113].

$$W_C = mc_v(T_1 - T_2) \quad (3.15)$$

$$W_E = mc_v(T_3 - T_4) \quad (3.16)$$

onde:

c_v = Capacidade calorífica à volume constante [J/kg.K];

c_p = Capacidade calorífica à pressão constante [J/kg.K];

T_1 = Temperatura em 1 [K];

T_2 = Temperatura em 2 [K];

T_3 = Temperatura em 3 [K];

T_4 = Temperatura em 4 [K].

O termo $m_f Q_{LHV}$ presente na Equação (3.9) pode ser simplificado com a hipótese de a capacidade calorífica à volume constante ser uma constante ($c_v = cte$). Esta hipótese é coerente com o modelo de gás ideal e com a hipótese de que a combustão ocorre à volume constante. Desta forma, a Equação (3.17) representa o termo $m_f Q_{LHV}$ [113].

$$m_f Q_{LHV} = mc_v(T_3 - T_2) \quad (3.17)$$

Assim, a eficiência térmica pode ser reescrita pela Equação (3.18) [113].

$$\eta_t = \frac{mc_v[(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)]}{mc_v(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (3.18)$$

Ainda é possível relacionar as temperaturas e volumes dos pontos 1, 2, 3 e 4 pois os processos de compressão (1-2) e expansão (3-4) são assumidos como isentrópicos e ocorrem entre os volumes fixos $V_1 = V_4$ e $V_2 = V_3$ [113]. Logo, para processos isentrópicos

a relação descrita pela Equação (3.19) [113] é válida, na qual $\gamma = c_p/c_v$ é a razão entre as capacidades caloríficas do fluido de trabalho.

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1} = r_c^{\gamma-1} = \left(\frac{V_4}{V_3}\right)^{\gamma-1} = \frac{T_3}{T_4} \quad (3.19)$$

onde:

γ = Razão entre as capacidades caloríficas.

Assim, a eficiência térmica pode ser escrita em função da razão de compressão do motor pela Equação (3.20) [113].

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}} \quad (3.20)$$

Esta última definição da eficiência é útil, pois permite observar graficamente que, quanto maior a razão de compressão do motor, maior será a sua eficiência térmica. A Figura 20 ilustra o exposto. Entretanto, o rendimento térmico calculado a partir do ciclo padrão é superdimensionado, pois não leva em consideração irreversibilidades e perdas por transferência de calor e atrito. Por exemplo, um motor de ignição por centelha tipicamente alcança valores de eficiência de até 40,00% para razões de compressão de cerca de 12,00:1,00 [113], enquanto na Figura 20 é possível notar um rendimento de cerca de 65,00%.

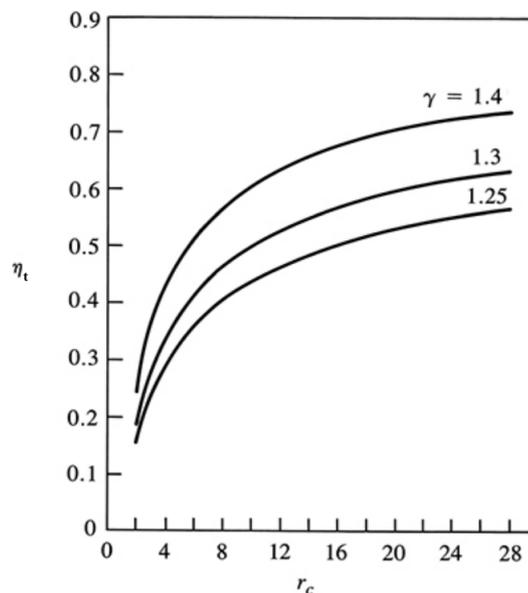


Figura 20 – Variação da eficiência térmica em relação à razão de compressão e a razão entre as capacidades caloríficas do gás para um motor IC.

Fonte: Adaptado [113].

3.5 COMBUSTÃO EM DUAS ZONAS

No GT-SUITE[®], a combustão é tratada como a transferência de uma quantidade de massa na região não queimada para a zona queimada. A energia liberada na combustão bem como o cálculo das espécies é feito nesta etapa. A taxa com que o combustível é queimado pode ser modelado de diferentes formas no GT-SUITE[®] por meio da escolha de um modelo de combustão adequado ao problema modelado. Para o presente trabalho, o modelo de combustão será apresentado no capítulo de metodologia, pois é necessário calibrar o modelo de acordo com informações experimentais.

Os tempos de admissão, compressão, expansão e exaustão são modelados no GT-SUITE[®] conforme descrito nas seções anteriores. Por se tratar de uma modelagem unidimensional, os resultados são coerentes com a abordagem de gás ideal e o modelo padrão de um motor IC. Entretanto, a combustão deve ser modelada separadamente visando proporcionar os detalhes necessários acerca da liberação de calor e reações químicas envolvidas. De maneira global, a fase de combustão no GT-SUITE[®] é modelada em duas zonas. Esta modelagem pode ser descrita pelos passos a seguir:

1) O cilindro é dividido em duas zonas: uma zona com a mistura ar/combustível não queimada e outra com os produtos da combustão. Antes da liberação da faísca, todo o conteúdo do cilindro está na zona não queimada, mesmo nos casos em que há uso de recirculação de gases de escape;

2) A cada intervalo de tempo após a ignição da vela, uma parte da mistura não queimada é ignitada, passando então para a zona queimada. Esta taxa de queima é prescrita pelo modelo de combustão escolhido;

3) Após uma parte da zona não queimada ser transferida para a zona queimada, é realizado o cálculo de equilíbrio químico dos produtos presentes na zona queimada. No GT-SUITE[®], é possível calcular 13 espécies nos produtos: nitrogênio molecular (N_2), oxigênio molecular (O_2), água (H_2O), CO_2 , CO , hidrogênio molecular (H_2), átomo de nitrogênio (N), átomo de oxigênio (O), átomo de hidrogênio (H), monóxido de nitrogênio (NO), hidroxila (OH), dióxido de enxofre (SO_2) e Ar . As concentrações das espécies no equilíbrio são influenciadas pela temperatura e pressão da zona queimada;

4) Após o cálculo do equilíbrio na zona queimada, a energia interna de cada uma das espécies é utilizada para calcular a nova temperatura e pressão das zonas queimada e não queimada no interior do cilindro.

No modelo de combustão de duas zonas, as seguintes equações são resolvidas em cada passo de tempo:

→ Zona não queimada (Equação (3.21)):

$$\frac{d(m_u e_u)}{dt} = -p \frac{dV_u}{dt} - Q_u + \left(\frac{dm_f}{dt} h_f + \frac{dm_a}{dt} h_a \right) + \frac{dm_{f,i}}{dt} h_{f,i} \quad (3.21)$$

→ Zona queimada (Equação (3.22)):

$$\frac{d(m_b e_b)}{dt} = -p \frac{dV_b}{dt} - Q_b + \left(\frac{dm_f}{dt} h_f + \frac{dm_a}{dt} h_a \right) \quad (3.22)$$

onde:

subscrito u denota zona não queimada e o subscrito b denota a zona queimada;

m_i = Massa da zona i (u ou b) prescrita [kg];

m_f = Massa de combustível [kg];

m_a = Massa de ar [kg];

$m_{f,i}$ = Massa de combustível injetada [kg];

e_i = Energia específica da zona i (u ou b) prescrita [J/kg];

p = Pressão no cilindro [Pa];

V_i = Volume da zona i (u ou b) prescrita [m³];

Q_i = Taxa de transferência de calor da zona i (u ou b) prescrita [W];

h_f = Entalpia específica do combustível [J/kg];

h_a = Entalpia específica do ar [J/kg];

$h_{f,i}$ = Entalpia específica do combustível injetado [J/kg].

Destaca-se que, além da seleção de um modelo para representar a taxa com que a combustão acontece, deve-se selecionar um modelo para a transferência de calor entre os gases no interior do cilindro e as vizinhanças do mesmo. Na fase de combustão e expansão a transferência de calor é mais proeminente, entretanto ela acontece também nos outros tempos do motor (admissão, compressão, expansão e exaustão). O modelo escolhido para representar a transferência de calor será descrito na metodologia deste trabalho, pois requer a calibração assim com o modelo de combustão.

3.6 EMISSÕES

Após a combustão, os gases que saem na exaustão do motor são liberados na atmosfera. Mesmo com o tratamento realizado pelos catalisadores, não é possível remover completamente todos esses gases antes de liberar na atmosfera. Dentre os poluentes liberados, alguns são prejudiciais à saúde e ao meio ambiente, como o CO , NO_x e HC .

O monóxido de carbono é um gás incolor, insípido e inodoro que pode causar a morte por asfixia quando presente em concentrações a partir de 0,30% em volume no ar. Ele está presente nos produtos da combustão em razão da combustão incompleta, visto que

somente o CO_2 é um produto natural de uma reação de combustão. Misturas muito ricas, partida a frio e condições transientes no motor podem elevar as emissões deste poluente. Assim como o CO , os hidrocarbonetos não queimados também ocorrem principalmente por conta de misturas ricas em combustível.

O surgimento de NO_x pode acontecer em situações onde a mistura está pobre, pois haverá excesso de O_2 que poderá reagir com o N_2 presente no ar atmosférico. Um dos principais mecanismos que produz NO_x está associado com temperaturas altas. Assim, combustíveis que possuam temperaturas de chama mais elevadas tendem a produzir maior quantidade de NO_x .

Diversos fatores influenciam a emissão destes poluentes, sendo possível por exemplo, reduzir a emissão de um enquanto há aumento na emissão de outro poluente. Assim, há sempre a preocupação de encontrar um equilíbrio de maneira que não sejam excedidas as emissões em todos os produtos da combustão. A Figura 21 ilustra a variação típica da emissões de CO , NO e HC em relação com a razão de equivalência.

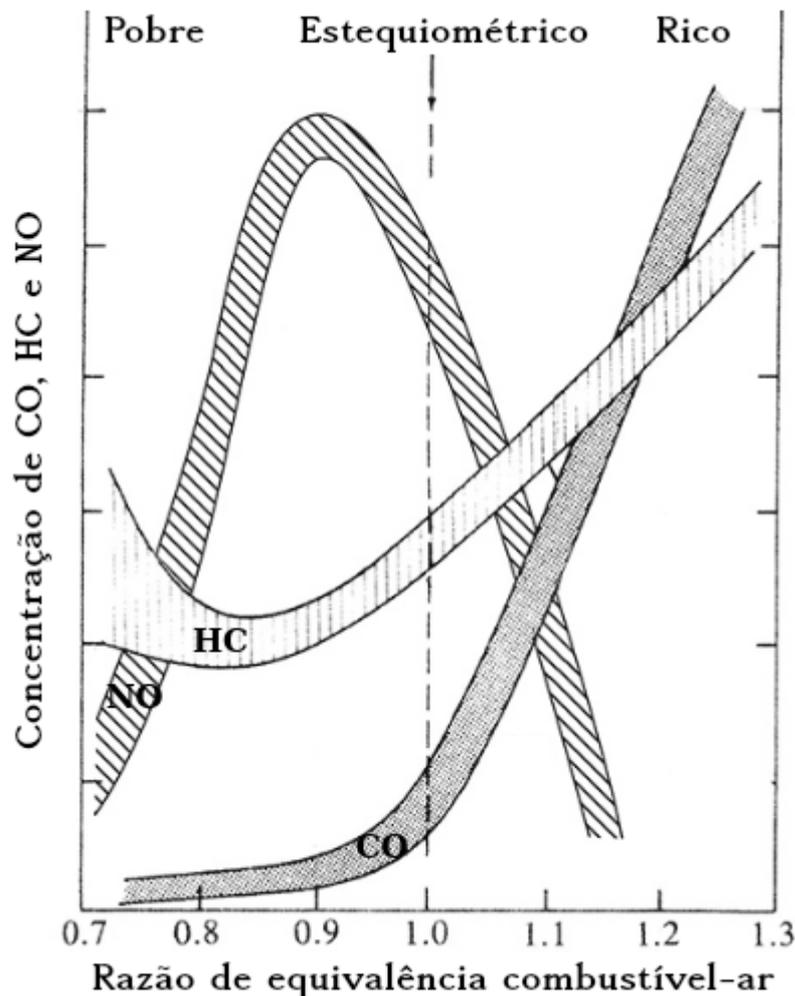


Figura 21 – Emissões típicas em relação à razão de equivalência.

Fonte: Adaptado de [113].

3.7 PODER CALORÍFICO INFERIOR

Ao lidar com um motor de combustão interna, o poder calorífico é uma propriedade importante que quantifica o calor liberado a partir da reação de combustão. Assume-se que o reator encontra-se em regime permanente (Figura 22), que os reagentes entram no reator estequiometricamente e a combustão é completa, ou seja, todos os átomos de carbono presentes no combustível são convertidos em CO_2 e todo o hidrogênio é convertido em água (H_2O).

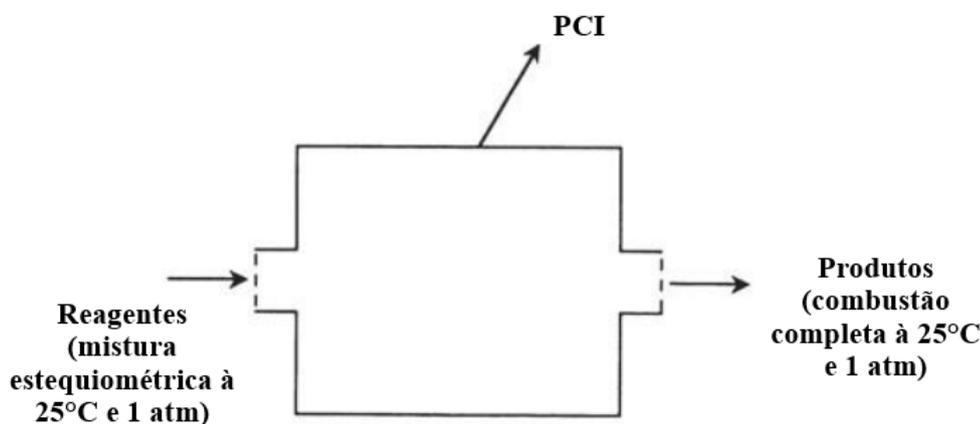


Figura 22 – Reator em regime permanente para determinação do PCI.

Fonte: Adaptado de [116].

Sob as condições supracitadas e, considerando que o reator encontra-se em uma temperatura de 25,00 °C, pressão atmosférica à nível do mar e toda a água presente nos reagentes encontra-se no estado gasoso, o Poder Calorífico Inferior (PCI) é calculado a partir da diferença entre a entalpia dos reagentes e a entalpia dos produtos, por meio da Equação (3.23) [116].

$$PCI = h_{produtos} - h_{reagentes} \quad (3.23)$$

onde:

PCI = Poder Calorífico Inferior [J/kg];

$h_{produtos}$ = Entalpia específica dos produtos de combustão [J/kg];

$h_{reagentes}$ = Entalpia específica dos reagentes da combustão [J/K].

3.8 TEMPERATURA DE CHAMA ADIABÁTICA

Outra propriedade importante de um combustível em um motor de combustão interna é a temperatura de chama adiabática (T_{ad}). Em uma mistura de combustível e ar que queima adiabaticamente em volume constante (coerente com um motor de ignição

por centelha), a energia interna dos reagentes, tipicamente definida por padrão à uma temperatura de 25,00 °C e pressão de 1,00 atm, será igual à energia interna dos reagentes, que alcançará a temperatura T_{ad} . Logo, a Equação (3.24) [116] representa um cálculo iterativo no qual a temperatura varia até que a igualdade seja válida.

$$U_{reagentes}(T_{reagentes}, P_{reagentes}) = U_{produtos}(T_{ad}, P_{produtos}) \quad (3.24)$$

onde:

$U_{reagentes}$ = Energia interna dos reagentes [J];

$U_{produtos}$ = Energia interna dos produtos [J];

$T_{reagentes}$ = Temperatura inicial dos reagentes [°C];

$P_{reagentes}$ = Pressão inicial dos reagentes [Pa];

T_{ad} = Temperatura de chama adiabática [°C];

$P_{produtos}$ = Pressão final dos produtos [Pa].

3.9 INTERCAMBIABILIDADE DE COMBUSTÍVEIS

Uma maneira muito comum de medir a intercambiabilidade entre combustíveis gasosos é por meio do Índice de Wobbe (i_w). Ao realizar o cálculo do i_w (Equação (3.25) [117]), caso a diferença encontrada entre dois combustíveis seja inferior à 5,00 %, a substituição de um pelo outro pode ser realizada de maneira direta e sem alterações no sistema de injeção e ignição do motor.

$$i_w = \frac{PCI}{\sqrt{\rho/\rho_{ar}}} \quad (3.25)$$

onde:

i_w = Índice de Wobbe [J];

ρ = Massa específica [kg/m³];

ρ_{ar} = Massa específica do ar [kg/m³].

Dentre os combustíveis gasosos mais comuns, é possível destacar que o i_w fica entre 40,65 e 48,23 MJ/Nm³ para o hidrogênio, 48,52 e 53,71 MJ/Nm³ para o GNV e entre 79,94 e 86,84 MJ/Nm³ para o GLP [117].

4 BIOMETANO

O presente capítulo tem como objetivo abordar sobre o combustível renovável utilizado nas simulações realizadas neste trabalho: biometano. Serão introduzidas características do biometano, bem como métodos de produção.

4.1 BIOGÁS E BIOMETANO

O biogás é o produto da decomposição de material orgânico a partir da biodigestão anaeróbia, e é caracterizado por ser uma mistura de gases. O principal componente dessa mistura é o metano (CH_4) pois, além de possuir a maior concentração volumétrica na mistura, é o responsável por conferir características combustíveis ao biogás. Além do CH_4 , é possível ainda encontrar CO_2 e outros gases e impurezas na composição final do biogás.

Devido à concentração de metano (até 80,00%), o biogás é uma alternativa de combustível para o GNV. Caso seja purificado para altas concentrações de CH_4 , o biogás se torna o biometano, que é um substituto direto ao GNV. Cabe ainda ressaltar que o GNV, por ser um combustível fóssil, leva cerca de 65,00 milhões de anos para ser formado, enquanto o biogás pode ser produzido em períodos de 48,00 a 72,00 horas [118].

Além disso, cerca de 90,00% de todo o metano emitido na atmosfera é proveniente da decomposição anaeróbia [119]. Assim, o uso de biometano pode evitar tais emissões, além de ser utilizado como combustível veicular.

4.1.1 Histórico do uso do biogás

Desde os primórdios da humanidade o ser humano convive com o biogás, sendo possível encontrar registros de sua utilização. Uma das primeiras utilizações do biogás que se tem registro é datada do século X a.C., em que o biogás era utilizado para aquecimento de água na Assíria (Iraque) [120].

Estudos sobre a produção de um gás com características inflamáveis a partir da decomposição da matéria orgânica se iniciaram a partir da constatação de Jean Baptista van Helmont por volta de 1630. Thomas Shirley observou em 1667 que era produzido um gás inflamável em uma mina de carvão localizada no Reino Unido [121]. Quase um século depois de Thomas Shirley, Benjamin Franklin realizou um ensaio em 1764 no qual inflamou a superfície de um lago em uma região de pântanos nos Estados Unidos da América. Joseph Priestley posteriormente publicou estes resultados em 1790, relatando a presença de um gás inflamável na superfície do lago [121].

A primeira relação científica para correlacionar a quantidade de matéria orgânica com o volume de gás produzido a partir da decomposição de material orgânico foi desenvolvida por Alessandro Volta em estudos publicados no ano de 1776 [122]. Em 1804,

Dalton descreveu a fórmula química do gás metano (CH_4) que até então era conhecido apenas como gás inflamável. Assim, com a fórmula química do CH_4 , o gás que confere característica combustível ao biogás foi finalmente conhecido.

Em 1875, Popoff observou que a temperatura era um parâmetro importante em relação à produção de biogás. Ele notou que a matéria orgânica presente no fundo dos rios era capaz de produzir biogás em uma faixa de temperaturas entre 6,00 °C e 50,00 °C. Notou-se ainda que o aumento da temperatura era capaz de aumentar a produção do gás, além de a composição não ser alterada a medida em que a temperatura variava.

A construção do primeiro biodigestor com o intuito de aproveitar o biogás se deu na Índia, em 1859. Tal empreendimento foi construído em um hospital, no qual o biogás produzido era reaproveitado em um hospital [123].

Louis Pasteur, em 1884, coletou biogás e notou que o mesmo poderia ser utilizado para prover a demanda de iluminação e aquecimento de parisiense [121]. Posteriormente, implementou-se a utilização do biogás no Reino Unido em 1895, sendo construída uma planta biodigestora para tratamento do esgoto. O biogás produzido era destinado para abastecer a iluminação de Exter [124]. Buswell, em 1930, identificou os organismos responsáveis pela digestão anaeróbia e as condições que tornavam a biodigestão factível [125]. Mesmo com estudos e aplicações bem sucedidas do biogás, sua utilização só foi impulsionada com o racionamento de energia causado pela Segunda Guerra Mundial que promoveu a construção de biodigestores em áreas rurais na Europa [120].

4.1.2 Produção

O biogás é produzido a partir da decomposição anaeróbia de resíduos orgânicos, que podem ser de origem humana ou animal. Por ter CH_4 em sua composição, o biogás e o biometano possuem uma ampla gama de aplicações. Por exemplo, podem ser usados como combustível veicular para mobilidade urbana, para geração de energia elétrica ou térmica ou em sistemas de cogeração.

A biodigestão pode ser caracterizada pela decomposição de matéria orgânica complexa em compostos orgânicos mais simples. Além de gerar gases, como CH_4 , CO_2 , amônia e sulfeto de hidrogênio (H_2S), a biodigestão também gera como sub-produto fertilizantes que podem agregar ainda mais valor em propriedades rurais. O biofertilizante gerado é inodoro, não atraindo agentes causadores de pragas e doenças [126].

O material orgânico utilizado na biodigestão, conhecido como biomassa, pode ter quatro origens principais: resíduos agrícolas, resíduos industriais, resíduos sólidos urbanos ou resíduos provenientes de esgotos [127]. Devido a diversos fatores envolvidos na biodigestão, o biogás resultante possui composição variável. A Tabela 4 ilustra a composição típica do biogás de três fontes distintas: lodo de esgoto, aterro sanitário e águas residuais.

Tabela 4 – Composição típica do biogás para diferentes matérias-primas.

Componente	Lodo de esgoto	Aterro sanitário	Águas residuais
CH_4 (% v.)	60,00-70,00	35,00-65,00	55,00-58,00
CO_2 (% v.)	34,00-38,00	30,00-45,00	32,00-50,00
H_2O (% v.)	1,00-7,00	1,00-5,00	1,00-5,00
NH_3 (ppm)	50,00-100,00	0,00-5,00	0,00-100,00
H_2 (% v.)	Traços	0,00-5,00	Traços
O_2 (% v.)	Traços	0,00-1,00	Traços
N_2 (% v.)	0,00-2,00	5,00-15,00	Traços
H_2S (ppm)	0,00-4000,00	0,00-100,00	0,00-4000,00

Fonte: Adaptado de [128] e [129].

A biodigestão acontece nos biodigestores, que geralmente são construídos abaixo do nível do solo visando a evitar que variações climáticas possam interferir na produção, ou até mesmo cessar a geração de biogás. Quando a matéria orgânica encontra-se dentro do biodigestor, a biodigestão é iniciada. A digestão anaeróbia pode ser descrita em um processo de 4 etapas, como ilustra a Figura 23.

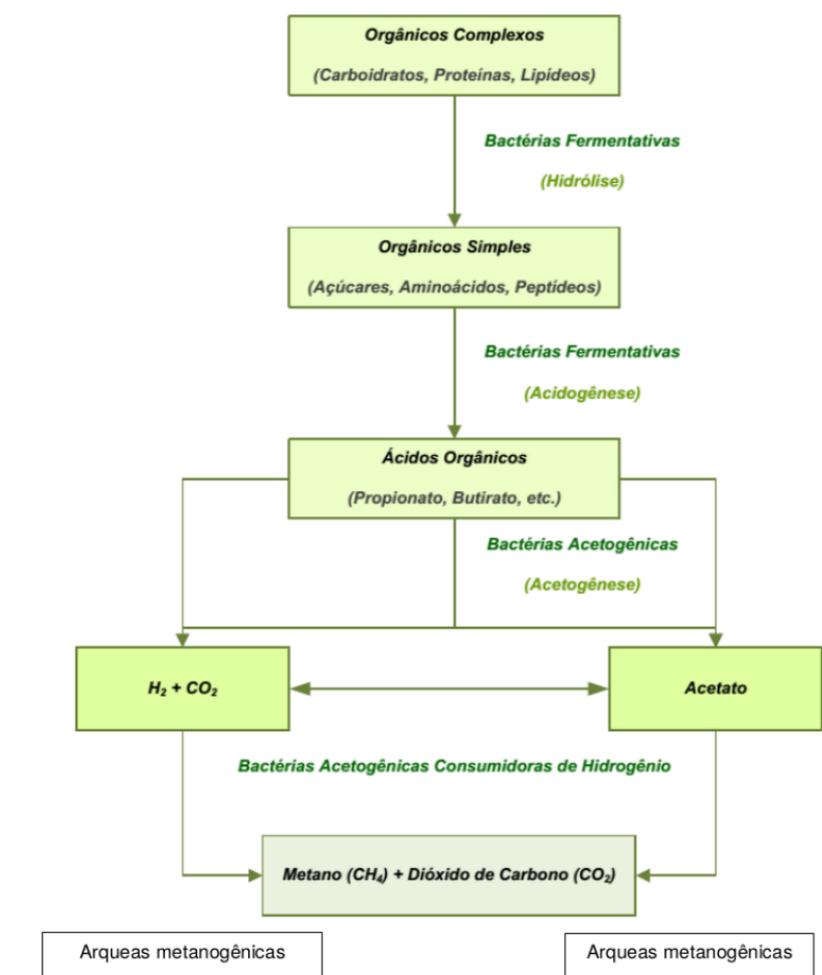


Figura 23 – Etapas da biodigestão.

Fonte: Adaptado de [130].

A sulfetogênese constitui um processo bioquímico central na digestão anaeróbia de efluentes contendo sulfato, no qual microrganismos redutores de sulfato (MRS) utilizam esse ânion como acceptor final de elétrons. Durante a oxidação de compostos orgânicos ou de hidrogênio, os MRS promovem a redução do sulfato a H_2S [130]. Esse metabolismo dissimilativo ocorre sob condições de anaerobiose estrita e pode utilizar uma ampla variedade de substratos, como ácidos graxos voláteis, álcoois e aminoácidos. Termodinamicamente, a redução do sulfato apresenta vantagem energética em relação à metanogênese, razão pela qual os MRS conseguem competir eficientemente com os metanogênicos na utilização de precursores comuns, sobretudo hidrogênio e acetato [130].

Essa competição metabólica altera significativamente as rotas da digestão anaeróbia. Na ausência de sulfato, os produtos intermediários da acidogênese e acetogênese são majoritariamente convertidos em metano pelas arqueas metanogênicas. Contudo, na presença de sulfato, parte considerável desses intermediários é desviada para a via sulfetogênica, resultando em formação de sulfetos em detrimento da produção de metano [130]. O efeito é particularmente relevante quando a razão entre a demanda química de oxigênio e o sulfato é baixa, situação em que a atividade metanogênica pode ser severamente suprimida.

Do ponto de vista operacional, a geração de H_2S traz implicações adversas à produção e qualidade do biogás. O sulfeto de hidrogênio, além de tóxico para as arqueas metanogênicas, pode atingir concentrações inibitórias no meio líquido, especialmente em pH inferior a 7, quando predomina a forma não dissociada de maior toxicidade [130]. No biogás, o H_2S está associado a odor desagradável, elevada demanda de oxigênio no efluente e risco de corrosão em tubulações, compressores e sistemas de armazenamento [130]. Conseqüentemente, sua presença demanda processos adicionais de dessulfurização para viabilizar a utilização energética do biogás.

Dentre as classificações possíveis para os biodigestores, destaca-se a maneira de alimentação que pode ser contínua ou em batelada. Nos biodigestores em batelada, a matéria orgânica é colocada no interior do biodigestor uma vez, de forma que o processo ocorre sem que haja troca da matéria orgânica [131]. Já os de sistema contínuo, o volume de material orgânico no interior do biodigestor permanece constante. No entanto, há uma constante injeção de material orgânico e, conseqüentemente, há uma descarga constante de matéria que já passou pela biodigestão [131]. Dentre os biodigestores contínuos, é possível citar o modelo chinês e o indiano como os mais difundidos.

Dos principais fatores que podem influenciar na geração de biogás, é possível destacar o pH, tempo de retenção e a temperatura do insumo. Em relação ao pH, é desejável manter entre 6,00 e 8,00 pois fora desta faixa não ocorre produção de metano. O tempo de retenção hidráulica é o tempo em que a matéria orgânica deve permanecer no interior do biodigestor para que a matéria-prima seja decomposta, que pode ser de horas ou até dias. O tempo de retenção influencia inclusive no pH da mistura [132].

Já a temperatura, é um fator importante para a produção de biogás. Em geral, deve-se manter a temperatura no interior do biodigestor entre 10,00 e 65,00 °C para que as bactérias e arqueas metanogênicas que realizam a biodigestão encontrem condições favoráveis. Temperaturas intermediárias, de 37,00 °C, possibilitam resultados melhores [133]. Temperaturas mais altas, tendem a acelerar as reações e com isso reduzem o tempo de retenção. Já para temperaturas mais baixas, o tempo de reação aumenta devido à redução da velocidade das reações. Um cuidado que deve ser tomado é evitar variações bruscas de temperatura, pois pode matar as bactérias e as arqueas metanogênicas responsáveis pela biodigestão. A Figura 24 ilustra a influência da temperatura na produção de biogás.

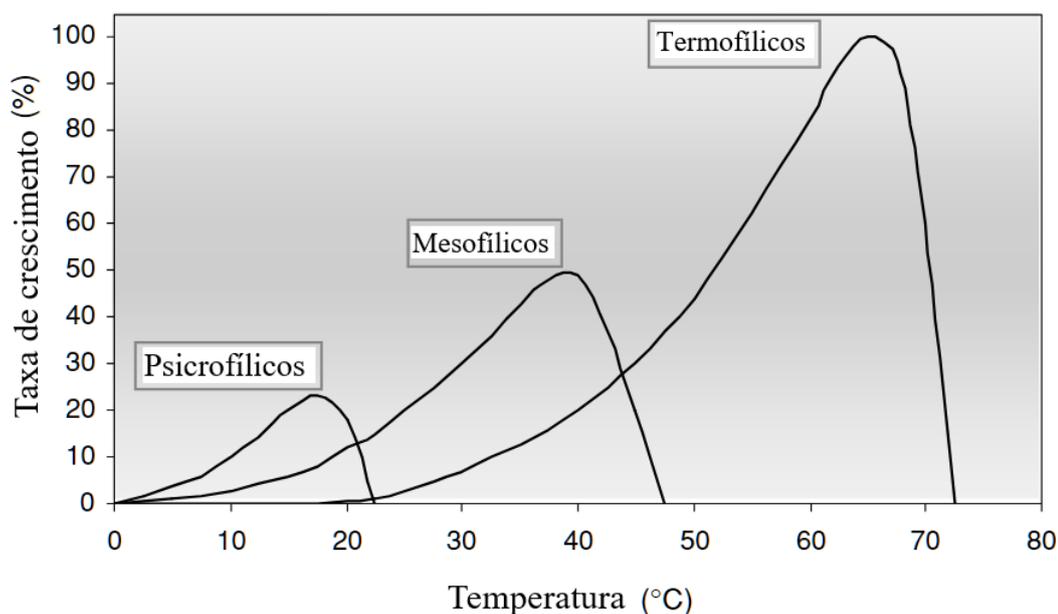


Figura 24 – Influência da temperatura na produção de biogás.

Fonte: Adaptado de [130].

4.1.3 Características

Como a composição varia (Tabela 4), o poder calorífico do biogás como combustível varia. Assim, purificar o biogás até se obter biometano é uma solução interessante, sobretudo quando o intuito é aplicar como combustível veicular ou para utilização em turbinas a gás. Os outros componentes do biogás (CO_2 , H_2S etc) não possuem características combustíveis, absorvendo energia durante a combustão e reduzindo a eficiência da mesma.

Assim, dependendo da concentração do metano no biogás, seu poder calorífico inferior pode variar de 8.368,00 a 29.288,00 kJ/m^3 . Quando completamente purificado (100,00% de metano), seu poder calorífico pode alcançar 50.208,00 kJ/m^3 [134]. Este valor é superior inclusive ao do GNV, o que torna a aplicação do biometano ainda mais interessante. A Tabela 5 apresenta algumas propriedades de um biogás bruto típico, com 60,00% de CH_4 , em comparação com o GNV, enquanto a Tabela 6 ilustra a comparação

do poder calorífico de diferentes combustíveis e sua respectiva equivalência com $1,00 \text{ m}^3$ de metano puro.

Tabela 5 – Comparação das propriedades do biogás com 60,00% CH_4 e o GNV.

Parâmetro	GNV	Biogás (60% CH_4)
Poder Calorífico inferior [MJ/m ³]	31,80	21,50
Massa específica [kg/m ³]	0,82	1,21
Velocidade máxima de chama [m/s]	0,39	0,25
Concentração máxima de CO_2 após a combustão [% vol.]	11,90	17,80

Fonte: Adaptado de [135].

Tabela 6 – Comparação de $1,00 \text{ m}^3$ de CH_4 com outros combustíveis.

Combustível	Poder calorífico inferior	Equivalência com 1,00 m ³ de metano
GNV	31,80 [MJ/Nm ³]	1,11 m ³
Biogás (60,00% CH_4)	21,50 [MJ/Nm ³]	1,67 m ³
Etanol	26,90 [MJ/kg]	1,65 l
Gasolina	45,00 [MJ/kg]	1,13 l

Fonte: Adaptado de [135].

4.1.4 Purificação do biogás para biometano

Para transformar o biogás em um combustível de alto padrão, são removidos componentes como o dióxido de carbono e o ácido sulfídrico no intuito de aumentar a concentração de metano e conseqüentemente aumentar o poder calorífico. Este processo é tradicionalmente denominado *upgrading*, no qual o biogás bruto é purificado até alcançar concentrações de metano superiores à 90,00% [136].

Antes de utilizar um método propriamente dito de *upgrading*, é comum remover o H_2S . Esse contaminante, além de ser altamente tóxico, provoca corrosão acelerada em motores, tubulações, compressores e sistemas de armazenamento, além de reduzir a eficiência energética do biogás e comprometer a durabilidade de equipamentos.

Os métodos de remoção de H_2S podem ser classificados em processos físico-químicos e biológicos. Entre os físico-químicos, destacam-se a lavagem com soluções alcalinas, a adsorção em carvão ativado impregnado com óxidos metálicos e a precipitação química com sais de ferro. Na lavagem alcalina, o H_2S é solubilizado em soluções de hidróxido de sódio ou potássio, formando compostos de enxofre estáveis. Já a adsorção em carvão ativado, impregnado com óxidos de ferro ou cobre, ocorre por reação de oxirredução na superfície

porosa do material, resultando na retenção do enxofre. Esses processos se caracterizam por elevada eficiência, porém apresentam custos operacionais elevados, devido à reposição de reagentes e regeneração de adsorventes.

Nos métodos biológicos, a oxidação parcial ou total do H_2S é realizada por microrganismos sulfuroxidantes, como espécies do gênero *Thiobacillus*, em condições aeróbias ou microaeróbias. A injeção controlada de pequenas quantidades de oxigênio ou ar no fluxo de biogás ou diretamente no reator anaeróbio possibilita a conversão do H_2S em enxofre elementar ou sulfato. Essa técnica, além de apresentar baixo custo, aproveita a própria atividade microbiana do sistema e reduz a necessidade de reagentes externos. Contudo, exige rigoroso controle da dosagem de oxigênio, a fim de evitar riscos de explosividade e de inibição da comunidade metanogênica.

Atualmente, a Alemanha se destaca em número absoluto de plantas de *upgrading* do biogás. Entretanto, o país com maior capacidade instalada é os EUA que, mesmo com metade das instalações em comparação com a Alemanha, apresenta maior capacidade total [137]. Destaca-se ainda que a tecnologia mais empregada atualmente no *upgrading* é a absorção por água, seguida da separação por membranas, absorção química e adsorção por variação de pressão [138]. A Tabela 7 ilustra algumas características destes métodos, como teor de metano e custo estimado.

Tabela 7 – Principais métodos de *upgrading* do biogás.

Tecnologia	CH_4 (% vol.)	Custo estimado de produção (euros/Nm³)	Consumo energético (kWh/Nm³)
Absorção física com água	96,00 - 98,00	0,25	0,20 – 0,33
Absorção química	>99,00	0,42	n/a
Adsorção por variação de pressão	96,00 - 98,00	0,25	0,20 – 0,34
Permeação por membranas	92,00 - 96,00	0,50	0,20 – 0,40
Separação criogênica	97,00 - 98,00	n/a	0,18 – 0,25

Fonte: [136, 139, 140].

O processo de *upgrading* do biogás por absorção física em água (Figura 25), conhecido como *water scrubbing*, é atualmente uma das técnicas mais consolidadas e amplamente empregadas em escala industrial. Trata-se de uma tecnologia simples e bem desenvolvida, na qual é possível obter altas concentrações volumétricas de metano no biometano. Devido ao uso de água, é importante ressaltar que é um método que requer um elevado consumo energético, sobretudo na etapa de regeneração da água.

Inicialmente, o biogás bruto é submetido à etapa de compressão, elevando sua pressão tipicamente para a faixa de 6,00 a 10,00 bar e temperatura próxima de 25,00 –

40,00 °C, de modo a aumentar a solubilidade do CO_2 e do H_2S em água segundo a Lei de Henry [138]. Em seguida, o gás pressurizado é introduzido pela base de uma coluna de absorção, enquanto a água circula em contracorrente pelo topo. Essa coluna é geralmente preenchida com materiais de recheio randômico ou estruturado, a fim de ampliar a área de contato gás-líquido e intensificar a transferência de massa. O metano, pouco solúvel, emerge pela parte superior da coluna, configurando o fluxo principal de biometano. Já a água de lavagem, enriquecida com CO_2 e H_2S , é coletada na parte inferior da coluna, caracterizando o solvente carregado [136].

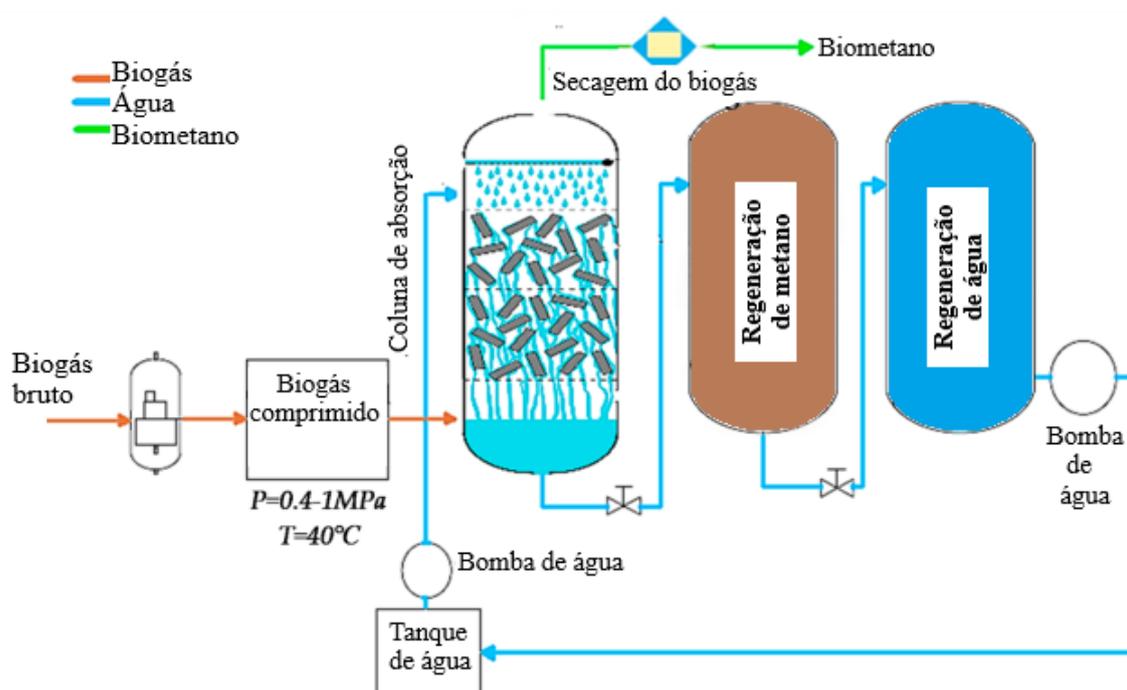


Figura 25 – Absorção em água.

Fonte: Adaptado de [136].

Posteriormente, essa água passa por uma etapa de regeneração, geralmente realizada em coluna de dessorção, onde a pressão é reduzida para 2,50 – 3,50 bar, permitindo a liberação do CO_2 dissolvido e a recuperação de eventuais traços de metano que tenham sido absorvidos [138]. Dependendo da composição do biogás, a dessorção pode ser auxiliada por ar, vapor ou gases inertes, de modo a evitar a formação de enxofre elementar em casos de elevadas concentrações de H_2S . Após a regeneração, a água é resfriada e direcionada a um tanque de armazenamento, de onde é bombeada novamente para o topo da coluna de absorção, fechando o ciclo do processo [138]. Em paralelo, o biometano obtido na saída da coluna de absorção passa por uma etapa de secagem, comumente utilizando leitos de sílica-gel ou tamis moleculares, para reduzir o teor de umidade antes da sua utilização ou injeção em rede de gás natural. Esse arranjo, caracterizado por operação contínua, recupera até 96,00–98,00% do metano com pureza superior a 97,00% [138], sendo considerado um processo eficiente, robusto e ambientalmente seguro para produção de

biometano combustível.

A absorção química (Figura 26) também é um método importante, sobretudo devido ao elevado nível de pureza alcançado (superior a 99,00%). Seu princípio de operação baseia-se da maior reatividade do CO_2 do que do CH_4 com a solução química utilizada. Desta forma, torna-se um processo mais rápido que a absorção física, além de possuir menores perdas de metano. Dentre as desvantagens desta tecnologia, é possível citar a necessidade de pré-tratamento e o elevado consumo energético.

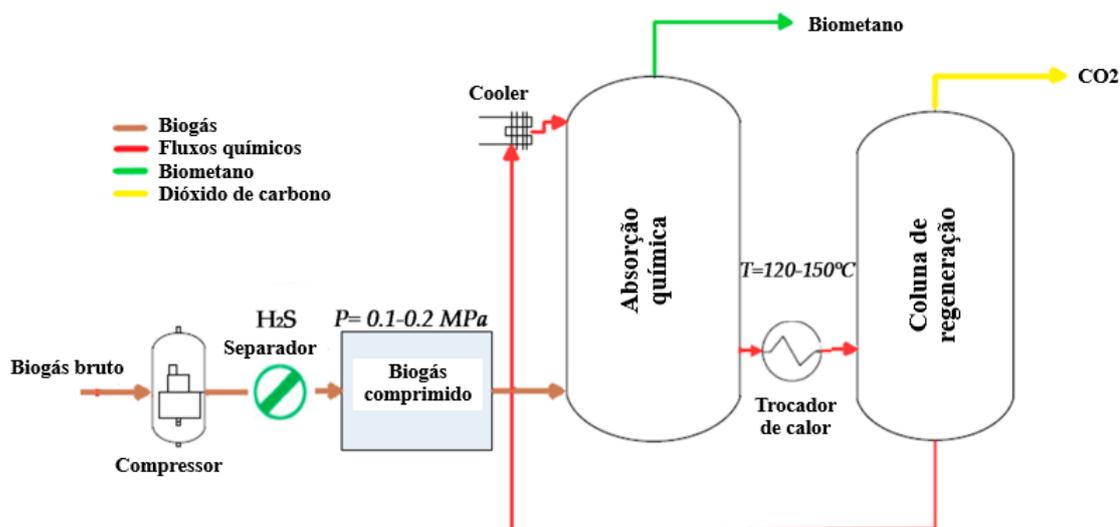


Figura 26 – Absorção em química.

Fonte: Adaptado de [136].

O processo de *upgrading* do biogás por absorção química baseia-se na elevada seletividade de soluções aquosas de aminas (monoetanolamina, dietanolamina, metildietanolamina, entre outras) na captura de CO_2 e H_2S , possibilitando a obtenção de biometano com pureza superior a 99,00% [136]. Inicialmente, o biogás bruto é comprimido a pressões típicas entre 1,00 e 2,00 bar e resfriado até aproximadamente 25,00 – 40,00 °C, de modo a facilitar a transferência de massa entre as fases [138]. Em seguida, o fluxo gasoso passa por um separador específico de H_2S , etapa necessária para evitar sobrecarga do solvente e minimizar problemas de corrosão. O biogás, já pré-purificado, é então introduzido pela base de um tanque ou coluna de absorção recheada, no qual entra em contato contra-corrente com a solução de amina resfriada que escoo do topo. Nessa condição, o CO_2 e eventuais traços de H_2S são quimicamente absorvidos por meio de reações exotérmicas de carbamação e protonação, enquanto o CH_4 , pouco reativo, atravessa a coluna e é coletado em sua saída superior como corrente de biometano [138]. O projeto da coluna geralmente inclui bandejas ou recheios estruturados, que aumentam a área interfacial e reduzem perdas de carga, otimizando a eficiência da separação.

A solução rica em CO_2 , saturada após a absorção, é conduzida até um trocador

de calor, onde é aquecida gradualmente até cerca de 100,00 – 120,00 °C antes de entrar na coluna de regeneração [138]. Nesta etapa, realizada em pressões próximas de 1,50 – 3,00 bar, o calor fornecido promove a quebra das ligações químicas formadas entre o CO_2 e as moléculas de amina, liberando o CO_2 em estado gasoso pela parte superior da coluna, enquanto a solução regenerada, agora empobrecida em dióxido de carbono, desce até a base da torre [138]. O fluxo líquido resfriado em um *cooler* subsequente retorna ao tanque de absorção química, completando o ciclo fechado de operação. A presença do trocador de calor em regime de recuperação térmica é fundamental para reduzir a demanda energética do processo, que constitui a principal limitação técnica e econômica dessa rota. Em conjunto, as etapas descritas garantem elevada taxa de recuperação de metano (> 99,00%) e a obtenção de fluxos separados de biometano e CO_2 , viabilizando a utilização do primeiro como combustível veicular ou insumo de rede e do segundo como coproduto em processos industriais [138].

Outro método muito empregado no *upgrading* do biometano é a adsorção por variação de pressão ilustrado pela Figura 27. Neste processo, é possível obter biometano com alto nível de pureza enquanto o consumo energético é menor. Entretanto, trata-se de um processo complexo e que requer a necessidade de pré-tratamento do biogás para remoção do H_2S e umidade.

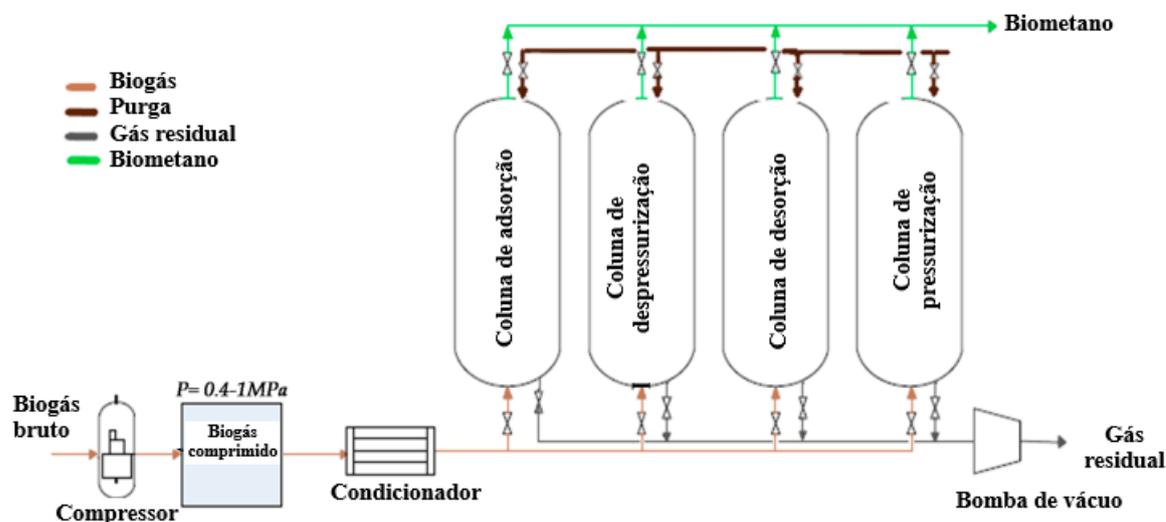


Figura 27 – Adsorção por variação de pressão.

Fonte: Adaptado de [136].

O *upgrading* do biogás por adsorção com variação de pressão (*Pressure Swing Adsorption* – PSA) consiste em um processo cíclico no qual diferentes colunas operam de forma sequencial para permitir a separação de CO_2 , N_2 , O_2 e outros contaminantes do metano. Inicialmente, o biogás bruto é comprimido a pressões que variam entre 4,00 e 10,00 bar, garantindo maior difusão das moléculas para os poros do material adsorvente [138]. Em seguida, o gás comprimido passa por um condicionador, no qual são removidas

partículas sólidas, vapor d'água e traços de H_2S , a fim de proteger os leitos adsorventes contra corrosão e saturação precoce. O fluxo então é direcionado para a coluna de adsorção, normalmente preenchida com peneiras moleculares de carbono, zeólitas ou carvão ativado, que operam em regime isotérmico, próximo da temperatura ambiente (25,00 – 40,00 °C) [138]. Nessa etapa, o metano, devido ao seu menor coeficiente de adsorção, atravessa a coluna e é coletado como biometano de alta pureza (96,00 – 98,00%), enquanto o CO_2 , o N_2 , o O_2 e a umidade ficam retidos no material adsorvente [138].

À medida que a coluna de adsorção se aproxima da saturação, o fluxo é redirecionado para outra coluna em operação, enquanto a primeira entra em etapa de regeneração. A regeneração envolve três fases: (i) despressurização controlada até pressões próximas de 1,00 bar, etapa que libera parte dos gases adsorvidos; (ii) dessorção, onde a pressão é reduzida ainda mais, muitas vezes associada ao uso de bomba de vácuo, alcançando pressões de 150,00 – 200,00 mbar, de modo a remover o CO_2 residual aprisionado no adsorvente; e (iii) pressurização, na qual a coluna é novamente elevada à pressão de operação, utilizando fluxo de biometano de reciclo, de modo a preparar o leito para um novo ciclo de adsorção [138]. O arranjo industrial normalmente conta com quatro a seis colunas operando em paralelo, garantindo a continuidade do processo. A alternância entre adsorção, despressurização, dessorção e pressurização assegura alta eficiência energética e estabilidade operacional, embora perdas de metano na corrente de rejeito possam variar entre 2,00 e 4,00%, dependendo da configuração adotada [138]. O uso de sistemas de controle de pressão e válvulas automáticas de alta velocidade é imprescindível para sincronizar os ciclos e evitar transientes indesejados, assegurando a robustez e longevidade do sistema.

A permeação por membranas (Figura 28) é outra forma de remoção de CO_2 tradicionalmente utilizada no *upgrading* do biogás. Destaca-se neste método o custo reduzido e a utilização de equipamentos compactos, entretanto requer a constante substituição das membranas utilizadas, além de necessitar da remoção prévia do H_2S .

O processo de *upgrading* do biogás por permeação em membranas fundamenta-se na diferença de permeabilidade seletiva entre os constituintes do gás, em especial o CH_4 e o CO_2 . Inicialmente, o biogás bruto é direcionado a um separador de H_2S , etapa indispensável para evitar a corrosão de componentes metálicos e o envenenamento das membranas poliméricas. Em seguida, o fluxo passa por um condicionador, onde o condensado e partículas sólidas são removidos, garantindo que a mistura chegue em condições ideais de temperatura (tipicamente 20,00 – 40,00 °C) e livre de contaminantes que comprometam a integridade do sistema [138]. Após essa etapa de pré-tratamento, o gás é comprimido a pressões entre 5,00 e 20,00 bar, de modo a promover o gradiente de pressão necessário para o transporte seletivo dos gases através da membrana [138]. O biogás comprimido é então alimentado no módulo de separação, que geralmente contém membranas de fibra oca ou em espiral, confeccionadas em materiais como poliamidas,

poliimidadas ou acetato de celulose, com elevada resistência mecânica e estabilidade química.

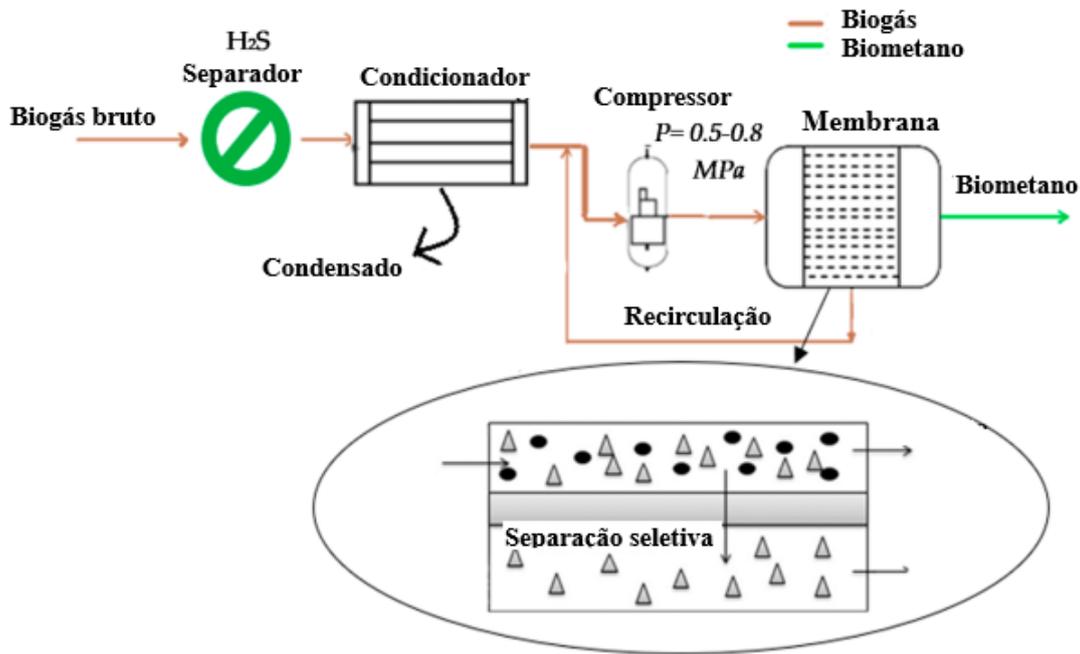


Figura 28 – Permeação por membranas.

Fonte: Adaptado de [136].

Na etapa de permeação, o CO_2 , o H_2O e pequenas quantidades de O_2 e N_2 , devido às suas maiores taxas de difusão e solubilidade, atravessam preferencialmente a membrana, enquanto o metano é retido na corrente de alta pressão. [138] O biometano enriquecido, com concentrações que podem atingir 96,00 – 99,00%, é coletado no lado de retentado, enquanto a corrente permeada, rica em CO_2 e contendo perdas de 5,00 a 15,00% de CH_4 , é recirculada para montante do compressor a fim de otimizar o aproveitamento energético do sistema [138]. Essa configuração de recirculação, comum em sistemas de uma ou duas etapas, contribui para reduzir perdas e elevar a eficiência global do processo. O arranjo modular das membranas favorece escalabilidade e manutenção simplificada, sendo possível operar em série ou paralelo conforme a vazão de biogás disponível. Adicionalmente, o controle térmico e a seleção adequada da pressão de operação são cruciais para prolongar a vida útil das membranas e assegurar a estabilidade do processo em regime contínuo, consolidando essa rota como uma alternativa robusta e de elevada competitividade para a produção de biometano.

A criogenia (Figura 29) vem ganhando espaço nos últimos anos para purificar o biogás devido ao elevado nível de pureza obtido, além de possuir baixas perdas de metano ao longo do processo. Entretanto, dos processos citados é o que requer maior investimento inicial para construção da planta além de possuir alto consumo energético envolvido na fase de resfriamento do biogás.

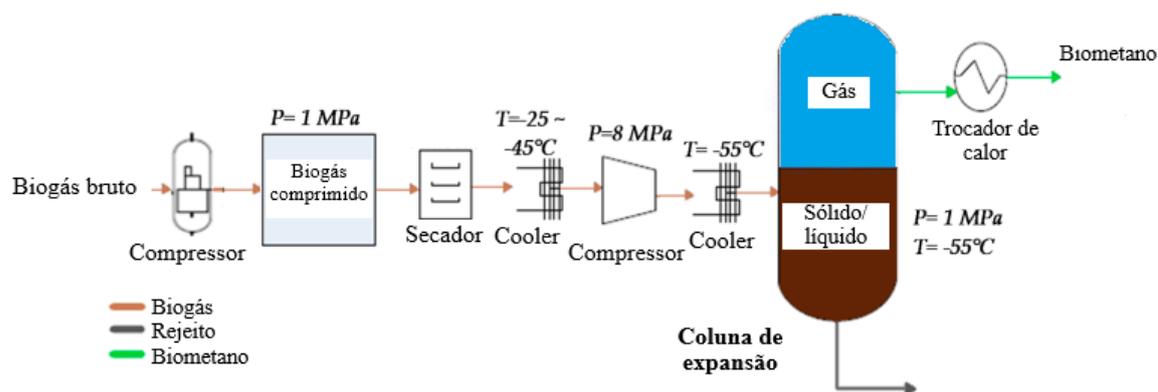


Figura 29 – Criogenia.

Fonte: Adaptado de [136].

O processo de *upgrading* do biogás via criogenia fundamenta-se nas distintas temperaturas de condensação e sublimação dos componentes do biogás, permitindo a separação física entre CH_4 e CO_2 . Inicialmente, o biogás bruto é comprimido, o que aumenta a densidade da mistura e favorece as etapas subsequentes de resfriamento [138]. Em seguida, o gás comprimido passa por um secador, geralmente utilizando leitos de sílica-gel ou peneiras moleculares, que removem a umidade residual e evitam formação de gelo nas etapas criogênicas. Após a secagem, o fluxo é resfriado em um *cooler* intermediário até temperaturas da ordem de 0,00 a 10,00 °C, reduzindo o volume específico e preparando a corrente para uma segunda compressão, que a eleva novamente a pressões superiores a 80 bar [138]. Um novo resfriamento subsequente, até faixas de -30,00 a -50,00 °C, conduz a mistura gasosa até condições adequadas para a separação por liquefação diferencial [138].

Na etapa central do processo, o biogás resfriado é introduzido em uma coluna de expansão criogênica, onde ocorre a redução abrupta de pressão e temperatura, promovendo a condensação ou solidificação seletiva do CO_2 , enquanto o metano permanece majoritariamente em fase gasosa. O biometano, coletado no topo da coluna, apresenta alta pureza (> 99,00%) e é encaminhado a um trocador de calor, onde é aquecido até condições próximas da temperatura ambiente, tornando-se apto para utilização direta como combustível ou injeção em rede [138]. Por sua vez, a fração condensada ou solidificada, rica em CO_2 , é removida pela base da coluna, podendo ser destinada à captura, armazenamento ou aplicações industriais. As etapas de resfriamento e expansão exigem sistemas de refrigeração de alta eficiência e isolamento térmico rigoroso, geralmente com uso de trocadores regenerativos para otimizar o balanço energético [138]. Apesar da elevada complexidade construtiva e do consumo energético significativo, o *upgrading* criogênico é valorizado pela produção de biometano de altíssima qualidade, além da possibilidade de recuperação de CO_2 em estado líquido ou sólido como coproduto de valor agregado [138].

4.1.5 Desafios atuais do *upgrading*

O *upgrading* do biogás para produção de biometano de alta pureza constitui uma etapa crítica para a consolidação desse combustível renovável como alternativa ao gás natural fóssil. No entanto, apesar dos avanços tecnológicos e da diversificação dos processos disponíveis — tais como absorção física em água, absorção química com aminas, adsorção por variação de pressão, permeação por membranas e criogenia —, persistem desafios técnicos e econômicos significativos que limitam a difusão em larga escala dessas rotas. Esses desafios estão diretamente associados à eficiência energética, à seletividade das separações, aos custos de implantação e operação, bem como à necessidade de atender padrões normativos rígidos de qualidade do gás em diferentes mercados consumidores.

Do ponto de vista técnico, a principal dificuldade reside no equilíbrio entre alta eficiência de separação e baixo consumo energético [138]. Processos como absorção química com aminas, embora altamente seletivos e capazes de fornecer biometano com mais de 99,00% de pureza, demandam elevadas quantidades de energia térmica para regeneração do solvente, o que compromete sua competitividade em plantas de pequeno e médio porte [138]. De modo análogo, a rota criogênica, que permite a produção simultânea de biometano e CO_2 líquido, exige compressores e trocadores de calor de alta performance, além de isolamento térmico rigoroso, implicando em custos de capital e operação elevados. Já tecnologias como adsorção com variação de pressão e membranas apresentam vantagens construtivas, como modularidade e menor complexidade, mas sofrem com perdas de metano em correntes secundárias e exigem múltiplos estágios para garantir a pureza do produto, impactando a eficiência global [138].

Outro aspecto relevante é a durabilidade e a confiabilidade dos materiais empregados nos processos de separação. No caso de sistemas de adsorção com variação de pressão, a vida útil dos adsorventes é limitada pela exposição contínua a variações cíclicas de pressão, podendo requerer substituição em intervalos relativamente curtos, o que eleva o custo de manutenção. Em membranas, a degradação química induzida pela presença de H_2S , O_2 e hidrocarbonetos pesados reduz significativamente o tempo de operação estável, demandando sistemas de pré-tratamento onerosos [136]. Já em sistemas de absorção, a corrosão de equipamentos metálicos em contato com solventes químicos agressivos, como as aminas, impõe restrições de projeto e eleva os custos de materiais. Esses fatores mostram que a confiabilidade dos sistemas está intimamente ligada ao rigor no pré-tratamento do biogás bruto, que por sua vez representa uma parcela significativa do custo operacional total.

Sob a ótica econômica, o *upgrading* do biogás ainda enfrenta a barreira do elevado custo específico de produção do biometano em comparação com o gás natural fóssil, sobretudo em regiões onde este último é abundante e subsidiado. A viabilidade financeira dos projetos depende fortemente da escala de produção, sendo que pequenas plantas

apresentam maior custo por unidade de energia devido à menor diluição dos custos fixos. Além disso, a necessidade de cumprir normas técnicas nacionais e internacionais para injeção em rede ou utilização veicular exige investimentos adicionais em instrumentação, monitoramento e sistemas redundantes de purificação. Essa conjuntura resulta em um ambiente em que, na ausência de políticas públicas de incentivo, o *upgrading* muitas vezes não se mostra economicamente atrativo [138].

Por fim, a questão energética deve ser analisada de forma integrada ao ciclo de vida do biogás. Processos com elevado consumo elétrico ou térmico podem reduzir de maneira significativa a pegada ambiental do biometano, comprometendo seu papel como combustível de baixo carbono. Portanto, a superação dos desafios técnicos e econômicos do *upgrading* requer tanto avanços em materiais e processos — como desenvolvimento de membranas de maior seletividade e resistência química, adsorventes de longa durabilidade e solventes regeneráveis com menor demanda energética — quanto o fortalecimento de políticas públicas que promovam a competitividade do biometano. A integração de unidades de *upgrading* com outras cadeias energéticas e industriais, aproveitando coprodutos como o CO_2 líquido e o calor residual, também se apresenta como alternativa promissora para viabilizar economicamente o setor e consolidar o biometano como vetor energético sustentável no contexto da transição energética.

4.1.6 Biometano no Brasil

O início da produção de biogás no Brasil se deu basicamente a partir de pequenas instalações domésticas, nas quais o biogás produzido era utilizado diretamente para produção de energia térmica. Com o passar dos anos, o biogás vem ganhando notoriedade no país, sobretudo para utilização na produção de energia elétrica. A Figura 30 ilustra o crescimento recente obtido ao longo dos últimos 10 anos, sendo possível notar um incremento de 87,00% no volume produzido de biogás.

A Figura 31 ilustra a distribuição de usinas produtoras de biogás e o volume produzido por setor no Brasil. É possível notar que a maior parte das usinas de biogás se concentram no setor agropecuário, entretanto, esse grande volume no número de plantas não se traduz em volume de biogás produzido. Muitas das instalações são de pequeno porte e utilizam resíduos como esterco animal para produzir biogás que posteriormente é utilizado na produção de energia térmica para consumo interno. As plantas que utilizam resíduos de saneamento básico, como resíduos sólidos urbanos e águas residuais de esgoto, são as que se destacam no volume produzido. Mesmo contando com um número pequeno de instalações, as usinas de biogás deste setor são usualmente de grande porte e produzem biogás para produção de energia elétrica. Cabe ainda destacar que a purificação do biogás em biometano vem crescendo nos últimos anos no Brasil, e as plantas de maior porte são as mais utilizadas para produção e comercialização do biometano em solo nacional.

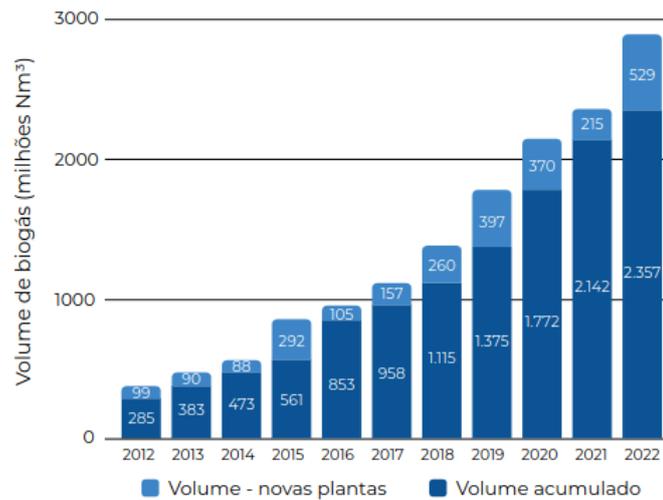


Figura 30 – Utilização do biogás com fins energéticos no Brasil.

Fonte: Adaptado de [141].

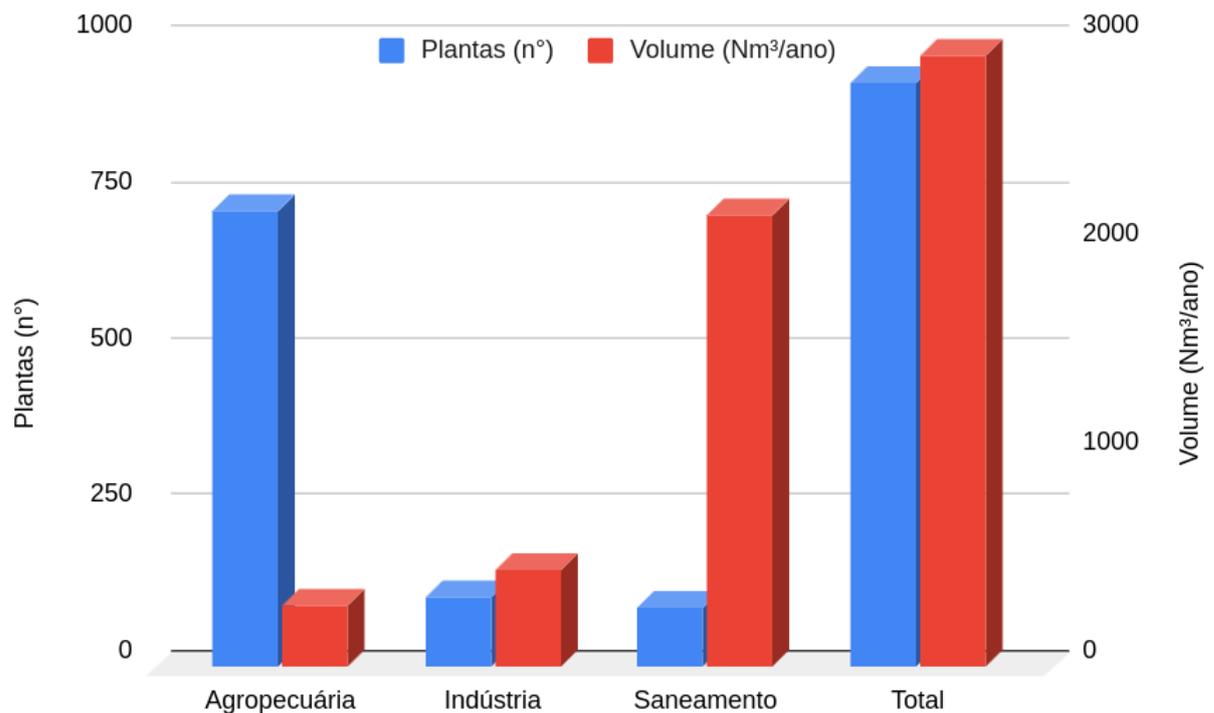


Figura 31 – Produção de biogás por setor no Brasil.

Fonte: Adaptado de [141].

De acordo com a Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis (ANP) [142], o Brasil conta com 15 plantas autorizadas a comercializar biometano, gerando uma capacidade de produção total de 906.746,00 Nm³/dia [143]. A Figura 32 ilustra a localização das plantas de biometano autorizadas a produzir e comercializar em solo brasileiro, enquanto a Tabela 8 apresenta informações pertinentes sobre as mesmas,

como localização e capacidade de produção autorizada pela ANP. Destaca-se que há um crescimento constante a cada mês no Brasil, reforçando seu aspecto promissor no país.



Figura 32 – Plantas de biometano autorizadas no Brasil.

Fonte: [142].

As plantas de Narandiba – SP e Caucaia – CE se destacam por construírem redes locais de distribuição do biometano produzido. A usina de cana Cocal, localizada em Narandiba no estado de São Paulo, realizou uma parceria com a distribuidora de gás Gasbrasiliano e construíram cerca de 65,50 km de gasodutos para conexão entre a usina produtora e as indústrias locais que utilizarão o biometano distribuído [141]. Na usina de biometano de Caucaia, no Ceará, houve uma parceria entre o governo estadual, a prefeitura de Fortaleza e a distribuidora de gás GNR Fortaleza para que o biometano produzido no aterro sanitário fosse injetado na rede de GNV do estado. Assim, houve a construção de 23,00 km para interligar a produção no aterro sanitário até a rede de GNV [141]. Sobre as plantas de biometano autorizadas pela ANP, é interessante notar que a maioria utiliza como matéria-prima resíduos sólidos urbanos. Estas plantas foram construídas no intuito de comercializar o biometano produzido, sobretudo a partir da injeção em redes de GNV. As únicas exceções são as plantas localizadas em Narandiba-SP e Piracicaba-SP, que utilizam resíduos agrossilvopastoris. Entretanto, como é possível

observar pela Tabela 8, a produção de biometano em ambas é muito menor que as outras que utilizam resíduos sólidos urbanos no país.

Tabela 8 – Plantas autorizadas a produção e comercialização de biometano no Brasil.

Empresa distribuidora	Localização	Data de autorização	Produção de biometano autorizada (Nm³/dia)
Adecoagro Vale do Ivinhema S.A.	Ivinhema – MS	12/2024	8.000,00
Biometano Sul S.A.	Minas do Leão – RS	08/2025	64.848,00
Cocal Energia S.A.	Narandiba – SP	07/2022	27.112,00
Cri Geo Biogás S.A.	Elias Fausto – SP	02/2025	23.694,00
Engep Ambiental LTDA	Jambeiro – SP	03/2023	30.000,00
Essencis Biometano S.A.	Caieiras – SP	09/2024	67.200,00
Gás Verde S.A.	Seropédica – RJ	07/2020	204.000,00
Geo Elétrica Tamboara Bioenergia LTDA.	Tamboara – PR	12/2024	31.200,00
GNR Dois Arcos Valorização de Biogás LTDA.	São Pedro da Aldeia – RJ	07/2020	16.000,00
GNR Fortaleza Valorização de Biogás LTDA.	Caucaia – CE	01/2020	110.000,00
Metagás Biogás e Energia S.A.	São Paulo – SP	06/2022	30.000,00
Orizon Biometano Jaboaão dos Guararapes LTDA.	Guararapes – PE	07/2025	108.931,00
Raízen-Geo Biogás Costa Pinto LTDA.	Piracicaba – SP	08/2024	130.368,00
SPE Central de Tratamento Integrado Resíduo Zero LTDA.	Triunfo – RS	07/2025	36.000,00
ZEG Biogás Aroeira SPE LTDA.	Tupaciguara – MG	03/2025	16.912,00

Fonte: Adaptado de [143].

A regulamentação do biometano para comercialização no Brasil é controlada pela

Resolução ANP N° 906, de 18 de novembro de 2022 [144], que estabelece limites para a composição do biometano conforme a Tabela 9. Logo, para que o biogás seja denominado biometano no Brasil e possa ser comercializado, é necessário que o *upgrading* seja realizado até que a concentração de metano seja superior à 90,00%, além de concentração volumétrica de CO_2 ser limitada a no máximo 3,00%.

Tabela 9 – Regulamentação da composição do biometano no Brasil.

Característica	Unidade	Limite		
		Norte	Nordeste	Centro Oeste, Sudeste e Sul
Poder Calorífico Superior	MJ/m ³	34,00–38,40	35,00–43,00	
	kWh/m ³	9,47–10,67	9,72–11,94	
Índice de Wobbe	MJ/m ³	40,50–45,00	46,50–53,50	
Metano mín.	% mol.	90,00		
Etano	% mol.	-		
Propano	% mol.	-		
Butano	% mol.	-		
Oxigênio máx.	% mol.	0,80		
CO_2 máx	% mol.	3,00		
$CO_2 + O_2 + N_2$ max.	% mol.	10,00		
Enxofre máx.	mg/m ³	70,00		
H_2S máx.	mg/m ³	10,00		
Ponto de orvalho da água a 1,00 atm máx.	°C	-39,00	-45,00	

Fonte: Adaptado de [144].

A produção anual de biometano, vem crescendo ao longo dos anos no Brasil. A Figura 33 ilustra a evolução do volume de biometano produzido e comercializado no país, na qual é possível notar um crescimento constante nos últimos 5 anos. Esse aumento da produção se deve tanto à adição de novas plantas de biometano anualmente, quanto ao aumento da eficiência de produção das plantas já existentes.

Além das supracitadas plantas autorizadas a comercializar biometano no Brasil, a ANP conta ainda com 37 outras plantas em processo de construção e autorização, com previsão de finalização das obras até o dezembro de 2027. Destas, 5 já estão prontas e aguardam apenas a confirmação da ANP para começarem a gerar biometano. Juntas, essas 5 plantas adicionarão 190.895,00 Nm³/dia de biometano à produção no Brasil. Desta

forma, há potencial de curto prazo de impulsionar a produção de biometano no Brasil e conseqüentemente, sua utilização como combustível veicular. Considerando todas as 37 plantas registradas pela ANP no Brasil em processo de construção e autorização, a capacidade de produção aumentará em 1.395.329,00 Nm³/dia, um incremento de 153,88%.

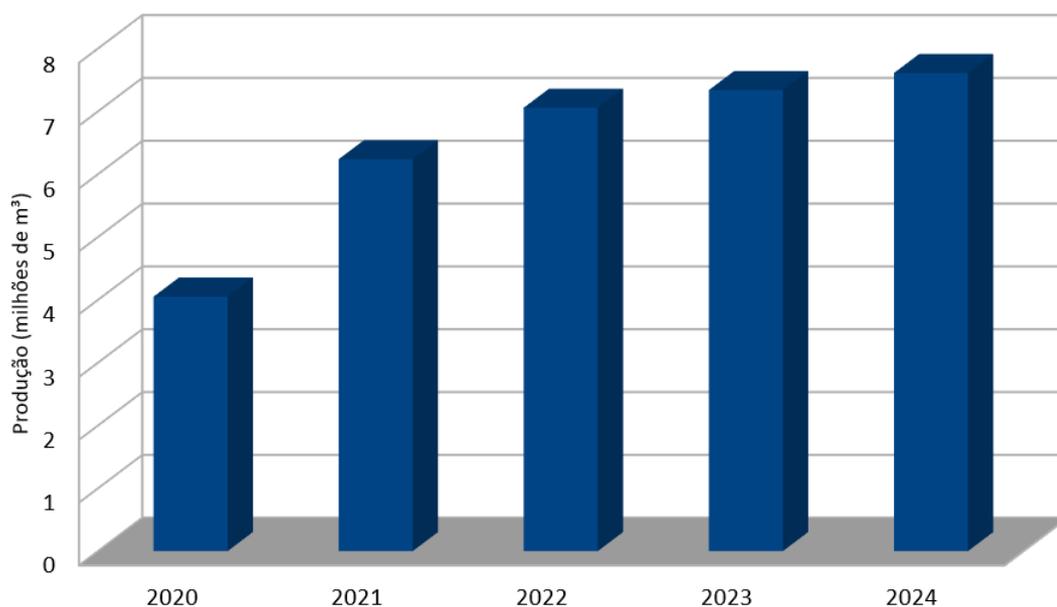


Figura 33 – Produção de biometano no Brasil.

Fonte: Adaptado de [142].

4.1.7 Potencial da região sudeste

A região Sudeste do Brasil representa o maior potencial nacional para o aproveitamento do biometano, em função de sua elevada densidade demográfica, concentração industrial e significativa frota veicular. Com cerca de 50,00 % da geração de resíduos sólidos urbanos do país, a região apresenta condições favoráveis à produção em larga escala de biogás a partir de aterros sanitários, que, após purificação, resulta em biometano com elevado teor de metano e poder calorífico superior comparável ao gás natural veicular. Esse combustível renovável pode ser incorporado diretamente na matriz energética do setor de transportes, substituindo o diesel em veículos pesados e leves, além de poder ser injetado na rede de distribuição de gás natural. Tal substituição traz vantagens relacionadas à maior eficiência exergética do combustível limpo, além de potencial para reduzir significativamente a intensidade de emissões específicas de CO₂ equivalente por unidade de energia útil.

Do ponto de vista ambiental, os autores de [145] destacaram que os benefícios associados ao uso do biometano são expressivos. A substituição parcial do diesel por este combustível renovável na região Sudeste permitiria evitar a emissão de até 29 trilhões de toneladas de CO₂ equivalente em um horizonte de 20 anos, considerando-se o ciclo de vida

do combustível [145]. Essa mitigação é decorrente não apenas da redução direta de GEE no setor de transportes, mas também da diminuição das emissões fugitivas de metano oriundas dos aterros sanitários, que, quando capturado e purificado, passa a ser convertido em energia útil. Além disso, a utilização energética dos resíduos sólidos urbanos contribui para a melhoria da gestão integrada de resíduos, reduzindo a necessidade de áreas para disposição final e mitigando impactos ambientais associados ao chorume e à contaminação do solo.

A análise econômica apresentada no estudo evidencia que a viabilidade financeira do biometano está fortemente correlacionada à escala de produção [145]. Consórcios de aterros sanitários com capacidade inferior a 5.500 m³/dia apresentam valor presente líquido negativo, tornando os empreendimentos inviáveis sob condições de mercado atuais. Por outro lado, unidades com maior capacidade instalada demonstram retornos atrativos, alcançando taxas internas de retorno próximas de 35,00%, mesmo diante de elevados investimentos iniciais, superiores a US\$ 4 milhões [145]. Essa constatação reforça a necessidade de consórcios intermunicipais robustos, capazes de centralizar fluxos de resíduos e ampliar a escala de produção, de modo a diluir custos fixos e maximizar a receita gerada pela comercialização do biometano.

Outro aspecto relevante refere-se aos custos de operação e manutenção das unidades de purificação e compressão, que representam parcela significativa do custo nivelado de produção do combustível. A eficiência do processo de *upgrading*, estimada em 70,00%, associada a fatores de disponibilidade de até 92,00%, influencia diretamente o volume útil comercializado e, conseqüentemente, os indicadores de retorno econômico [145]. Nesse contexto, políticas públicas de incentivo, como a desoneração fiscal sobre equipamentos e a criação de linhas de financiamento específicas, são fundamentais para mitigar os elevados custos de capital e acelerar a difusão tecnológica. A implementação de mecanismos de precificação de carbono e créditos de metano pode ainda ampliar a atratividade dos projetos, garantindo competitividade frente aos combustíveis fósseis.

Recentemente, o estudo realizado pelos autores de [146] avaliou o potencial do biometano como combustível na região sudeste a partir da análise do potencial de produção a partir de resíduos sólidos urbanos. Eles concluíram que a rota de *upgrading* química gera maior nível de pureza ao biometano (91,65%) quando comparada à absorção física em água (91,37 %) [146]. Além disso, os autores estimaram o potencial de substituição da frota de veículos leves a GNV na região sudeste do Brasil. Baseado no potencial encontrado de produção a partir de resíduos sólidos urbanos, os autores estimaram que é possível substituir aproximadamente 7 % da frota de veículos a GNV nessa região do Brasil.

5 METODOLOGIA

Os estudos realizados neste trabalho fazem parte do projeto P&D (código 27192*62) financiado pelo programa Brasileiro ROTA2030 e celebrado entre 3 instituições de ensino e 2 empresas no Brasil no intuito de desenvolver um motor protótipo de alta eficiência que utilize combustíveis renováveis, como o biometano e o etanol para uso em veículos comerciais leves no Brasil. Será descrita nesse capítulo a metodologia e os modelos empregados neste trabalho, esquematizada na Figura 34.

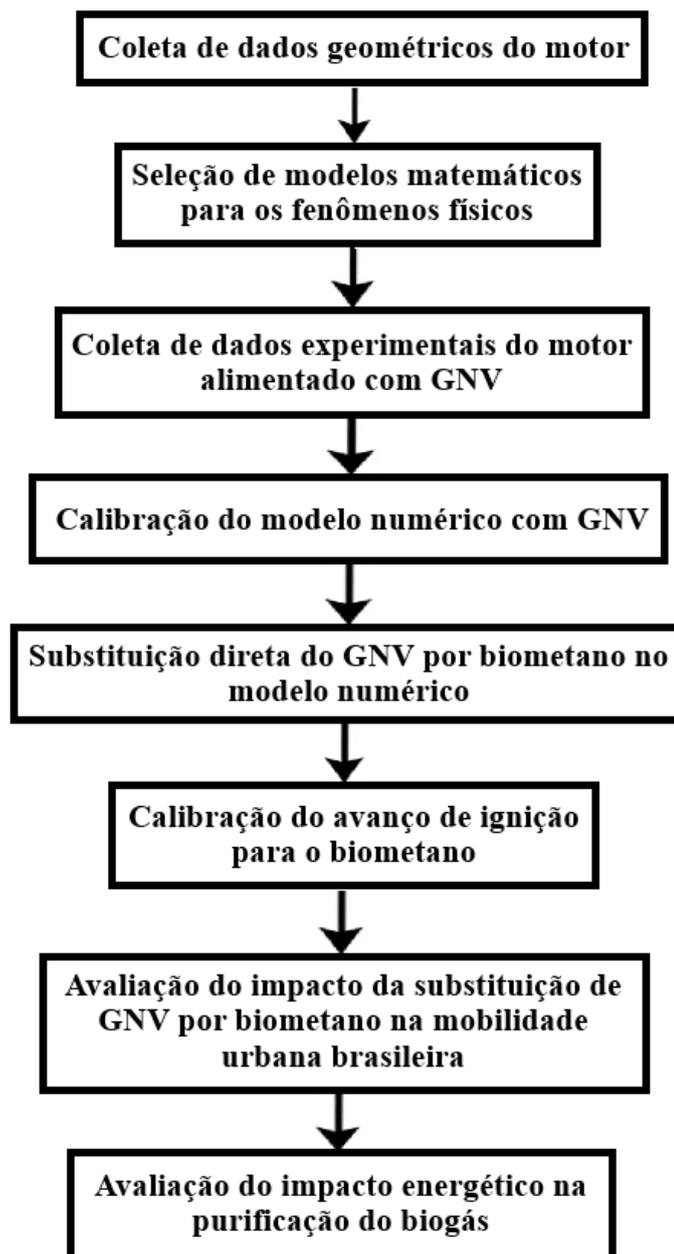


Figura 34 – Metodologia do trabalho.

Fonte: Autoria própria.

O primeiro passo consistiu na coleta detalhada de todos os dados geométricos e construtivos do motor de ignição por centelha utilizado como base para o estudo. Essas informações incluíram dimensões internas, diâmetro e curso dos pistões, razão de compressão, configurações de válvulas e coletores, bem como características de admissão e exaustão. Esses dados, obtidos por meio de documentação técnica do fabricante e medições diretas, foram imprescindíveis para a modelagem da geometria no *software* GT-SUITE®.

Em seguida, realizou-se a seleção dos modelos matemáticos a serem empregados na simulação numérica. Essa escolha contemplou modelos consolidados para os principais fenômenos físicos envolvidos no funcionamento do motor, como combustão, transferência de calor e cinética química. A seleção desses modelos foi fundamentada em literatura científica e na compatibilidade com as características operacionais do motor.

Com a base teórica e computacional definida, procedeu-se à realização de ensaios experimentais com o motor em bancada de testes, operando com seu combustível original (GNV). Nessas condições, foram monitorados parâmetros de desempenho, como torque e potência, variáveis termodinâmicas, como pressões e temperaturas internas e de exaustão, e emissões específicas de CO_2 , CO e NO_x . Esses dados foram processados e constituíram o conjunto de referência para a calibração do modelo computacional.

A calibração do modelo computacional consistiu na variação de parâmetros numéricos de cada modelo, como parâmetros de velocidade de chama, até que a resposta do modelo se aproximasse dos dados experimentais apenas com GNV. Durante todo esse processo, foram mantidas constantes a conservação de massa, ou seja, vazões equivalentes de ar, combustível e a combustão estequiométrica, garantindo que as comparações entre simulação e experimento fossem tecnicamente consistentes.

Após a obtenção de um modelo que reproduziu o comportamento do motor com GNV, este foi considerado validado e não sofreu mais alterações em seus parâmetros. Essa decisão baseou-se na similaridade GNV e biometano. A partir dessa etapa, o combustível modelado foi alterado de GNV para biometano, preservando-se a vazão de ar constante. Com isso, manteve-se também inalterada a rotação da turbina e a pressão na admissão. No entanto, devido às diferenças intrínsecas de PCI e massa específica entre os combustíveis, a vazão de combustível foi ajustada automaticamente no modelo para manter a combustão estequiométrica.

Seguiu-se então a fase de calibração específica para biometano, na qual o avanço de ignição foi variado com o objetivo de identificar o ponto ótimo que maximizasse torque e potência, sem ocasionar aumentos nas emissões. Essa etapa exigiu avaliação criteriosa entre desempenho e emissões, de modo que, quando o ponto de avanço ideal em termos de potência implicava elevação nas emissões, optou-se por um ajuste mais conservador. Em alguns regimes operacionais, a calibração original utilizada para GNV mostrou-se a melhor alternativa também para o biometano, mesmo com pequenas perdas de desempenho, pelo

fato de manter emissões abaixo das obtidas originalmente pelo motor com GNV.

Com as simulações obtidas para a substituição direta e calibração para biometano, procedeu-se à análise do impacto dessa conversão em escala nacional. Nessa etapa, foram utilizados dados atualizados sobre a frota brasileira de veículos urbanos abastecidos a GNV e sobre a capacidade instalada e projetada de produção de biometano no país. Com isso, estimaram-se reduções anuais de emissões de CO_2 e NO_x para ambos os cenários, considerando diferentes níveis de substituição do combustível.

Por fim, foi avaliada a demanda energética associada ao processo de purificação do biogás (*upgrading*) para obtenção de biometano em qualidade veicular. Essa análise contemplou as principais tecnologias comerciais, como adsorção por variação de pressão, absorção química, membranas e criogenia, estimando seu impacto sobre a matriz elétrica nacional.

5.1 MOTOR E BANCADA EXPERIMENTAL

O motor de combustão interna utilizado como objeto de referência neste trabalho é um motor de ignição por centelha, empregado em veículos comerciais leves utilizando o modo *bi-fuel*, no qual possui a capacidade de utilizar um combustível líquido (gasolina) ou um combustível gasoso (GNV). Destaca-se ainda que a utilização do combustível líquido se dá apenas em modo *recovery*, no qual o veículo utiliza a gasolina apenas em situações de emergência. Desta forma, este motor pode ser considerado como representativo, pois possui a capacidade de utilização de combustíveis líquidos ou gasosos, sem necessidade de alteração no *hardware*, apenas na calibração para o combustível selecionado.

Realizou-se a modelagem computacional com o auxílio do *software* GT-SUITE® da Gamma Technologies (GTI), que é utilizado para as mais diversas finalidades. Em particular, possui a funcionalidade GT-POWER que inclui bibliotecas de simulação de motores de combustão interna e é muito empregado pela indústria automobilística para auxiliar o projeto e desenvolvimento de motores, pois realiza simulações unidimensionais que possuem custo computacional relativamente baixo quando comparado com técnicas de dinâmica dos fluidos computacional (DFC). Dados do motor são apresentados na Tabela 10.

Acoplou-se o motor a um dinamômetro hidráulico HD300-Sptronic de até 300,00 kW para o controle da carga imposta. Instalou-se um transdutor de pressão piezoelétrico AVL GH14DK na câmara de combustão visando a obter a pressão interna do cilindro. Obteve-se o ângulo do virabrequim pelo sensor Bosh 0261210, sendo possível obter a pressão interna do cilindro diretamente associada com a posição do virabrequim com intervalos de $0,50^\circ$. Obteve-se as emissões de CO , CO_2 , NO_x e HC por um analisador de gases PC-MULTIGÁS, no qual mensurou-se as emissões de CO e CO_2 através de um sensor infravermelho não dispersivo, enquanto mediu-se o NO_x por um sensor de

quimiluminescência. Mediu-se apenas as emissões de NO_x antes e depois do catalisador, com todas as outras emissões (CO e CO_2) medidas apenas após o catalisador.

Tabela 10 – Dados do motor utilizado.

Item	Descrição
Tipo de motor	em linha, 4 cilindros, 4 tempos, IC
Volume deslocado [l]	3,00
Diâmetro [mm]	96,00
Curso [mm]	104,00
Razão de compressão	12,50
Potência máxima [kW] / Rotação [rpm]	100,00/3500,00
Torque máximo [N.m] / Rotação [rpm]	350,00/1500,00
Tipo de injeção	Injeção multiponto
Válvulas por cilindro	4
Modo de aspiração	Turbo-compressor com after-cooler
Combustível	GNV

Fonte: Autoria própria.

Utilizou-se termopares Tipo K, visando a adquirir a temperatura em pontos específicos da bancada de testes. Utilizou-se manômetros digitais Wika A-10 para a leitura da pressão em pontos como admissão e escape. Mediu-se a umidade do ar de admissão por um sensor Hair-hygrometer da Fischer e a vazão do ar por um sensor SMFMT-100-I-L da Smartins.

A Figura 35 ilustra o cesto de cilindros construído especialmente para o projeto sendo abastecido na usina da Gás Verde em Seropédica-RJ. A Figura 36 ilustra o motor instalado no banco de ensaios bem como o ilustração do monitor presente na sala de comando durante a realização de um ensaio experimental. A Tabela 11 apresenta os principais dados dos sensores utilizados no motor.



Figura 35 – Bancada de testes e cesto de cilindros para biometano.

Fonte: Autoria própria.

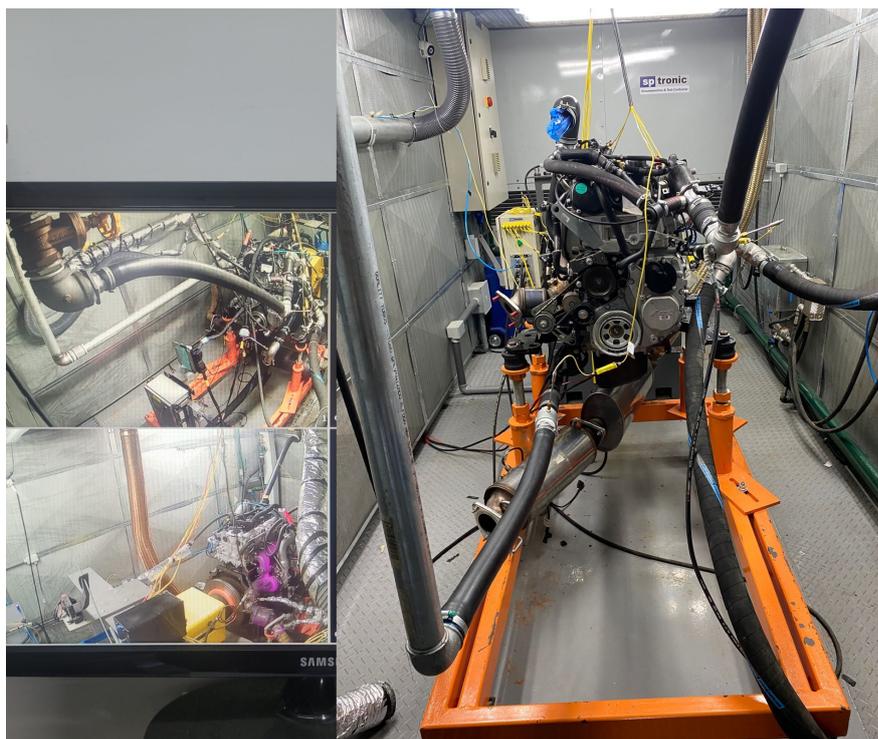


Figura 36 – Banco de ensaios.

Fonte: Autoria própria.

Tabela 11 – Dados dos sensores presentes na bancada de testes.

Variável	Modelo	Faixa	Incerteza
Torque [N.m]	HD300	0,00 – 736,00	$\pm 0,05$
Rotação [rpm]	Bosch 0261210	0,00 – 4000,00 rpm	$\pm 0,50$
Pressão no cilindro [bar]	AVL GH14DK	0,00 – 300,00	$\pm 0,30\%$
Ângulo [°]	AVL 365	–	$< \pm 0,03^\circ$
Lambda (λ)	Bosch 4.2	0,65 – 8,00	$\pm 0,009$
Consumo de combustível [l/h]	Oval M-III	1,50 – 100,00	$\pm 1,00 \%$
Vazão de ar [kg/h]	SMFMT-100-I-L	0,00 – 1250,00	$\pm 1,00 \%$
Temperatura [°C]	Tipo K	0,00 – 1372,00	$\pm 1,10$
Umidade relativa [%]	Hair-hygrometer	0,00 – 100,00	$\pm 3,00 \%$
Vazão mássica do combustível gasoso [ml/min]	DPC37S	0,50 – 50,00	$\pm 0,50 \%$
Pressão na admissão [bar]	Wika A-10	-1,00 – 1,50	$\pm 1,00 \%$
Pressão de óleo [bar]	Wika A-10	0,00 – 10,00	$\pm 1,00 \%$
NO_x [ppm]	PC-Multigás	0,00 – 5000,00	± 25
HC [ppm]	PC-Multigás	0,00 – 20000,00	± 4
CO [% vol.]	PC-Multigás	0,00 – 15,00	$\pm 0,02$
CO_2 [% vol.]	PC-Multigás	0,00 – 20,00	$\pm 0,30$
Opacidade [m^{-1}]	Smoke Check 2000	0,00 – 9,99	$\pm 0,50 \%$

Fonte: Autoria própria.

Em relação à bancada de testes, é importante destacar a instalação de um aparelho de ar-condicionado especial no duto de admissão, visando a reduzir a temperatura de admissão para valores de acordo com as normas de testes internacionais. Adotou-se tal medida, pois o Brasil é um país tropical e identificou-se temperaturas elevadas de admissão antes da instalação do ar-condicionado.

Destaca-se que os procedimentos experimentais descritos nessa seção foram realizados ao longo do projeto do qual este trabalho faz parte. Inicialmente, o grupo de pesquisas GETEC realizou testes experimentais do motor com GNV, que se trata do combustível original do motor. Estes ensaios experimentais tiveram o objetivo de levantar dados de desempenho e emissões do motor em diferentes condições de carga e rotação. Após a aquisição destes dados, o mapa do motor alimentado com GNV foi elaborado, a fim de estabelecer uma base de comparação para futuras alterações no motor e também para as simulações numéricas. Pode-se citar também, que ao longo do projeto, ensaios experimentais com etanol foram realizados pois se trata do objetivo principal do projeto global.

Após ensaiar o motor com etanol, testes experimentais com biometano estavam previstos. Entretanto, observou-se que a central eletrônica do motor não conseguia manter a combustão estequiométrica. Inicialmente, investigou-se a composição do biometano em um cromatógrafo presente no Centro Tecnológico para o Pré-Sal Brasileiro (Figura 37). Desse modo, a composição fornecida pela fabricante do biometano foi confirmada.

Após uma completa revisão de todos os modelos numéricos e das instalações, detectou-se uma trinca na flauta de gás que foi responsável por um grande vazamento antes de ser admitido no motor (Figura 38). Desta forma, a central eletrônica não conseguiu manter a combustão estequiométrica, mesmo aumentando a injeção de biometano (que escapava por meio da trinca). Desta forma, continuou-se o cronograma do projeto global, com a substituição das peças envolvidas. Entretanto, visando a manter o cronograma do projeto, outras fases estão sendo realizadas postergando os ensaios com biometano.

5.2 MODELO COMPUTACIONAL

Modelou-se motor de ignição por centelha, originalmente alimentado com GNV, a partir do *software* GT-SUITE® [147] com um modelo 1D. A versão v.2025 utilizada no desenvolvimento das simulações, está instalada no Laboratório de Máquinas Térmicas da UNIFEI, em uma máquina com as seguintes especificações: processador Ryzen 9 - 5950x, 32,00 GB de memória RAM, 1,00 TB de armazenamento e placa gráfica GTX-1650. O laboratório é utilizado pelo GETEC para desenvolvimento de simulações computacionais e ensaios experimentais.

Para a correta utilização do modelo, o mesmo deve ser calibrado com as condições de contorno obtidas experimentalmente. Por se tratar de um modelo 1D, as condições de

contorno devem ser devidamente inseridas [148], visando a reduzir erros da modelagem simplificada. Como é possível notar a partir da Figura 39, modelou-se o motor com a presença do turbocompressor, intercooler e Recirculação dos Gases de Escape (RGE) de alta pressão.



Figura 37 – Teste em cromatógrafo realizado no Centro Tecnológico para o Pré-Sal Brasileiro.

Fonte: Autoria própria.



Figura 38 – Trinca detectada na flauta de gás.

Fonte: Autoria própria.

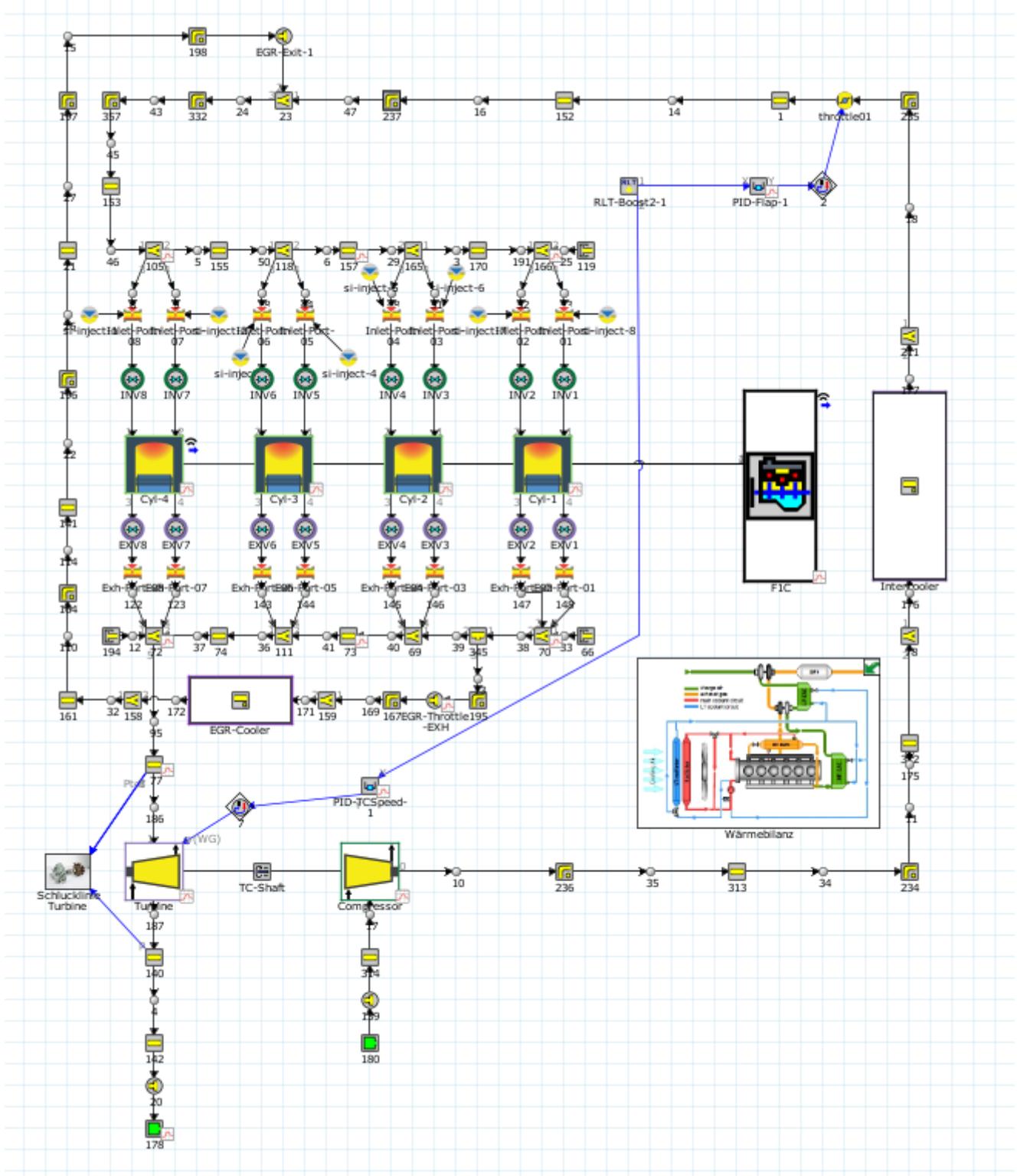


Figura 39 – Modelo do motor no GT-SUITE®.

Fonte: Autoria própria.

5.2.1 Condições iniciais e de contorno

As condições iniciais para temperatura do cilindro são apresentadas na Tabela 12. Selecionou-se tais valores de acordo com a literatura [113], de forma que possam acelerar

a convergência do modelo computacional. Modelou-se o ar de admissão de acordo com as condições presentes na cidade de Itajubá-MG no Brasil pois o motor encontra-se instalado na universidade desta cidade. Definiu-se a temperatura média como 22,00 °C, enquanto a pressão atmosférica é de aproximadamente 92,00 kPa. Além disso, detectou-se que a umidade relativa média é 40,00%. Obteve-se as condições de contorno da temperatura do líquido de arrefecimento e do óleo lubrificante experimentalmente.

Tabela 12 – Condições iniciais e de contorno.

Parâmetro	Valor
Temperatura do cabeçote	276,00 °C
Temperatura do pistão	256,00 °C
Temperatura do cilindro	156,00 °C
Temperatura das válvulas de admissão	75,00 °C
Temperatura das válvulas de exaustão	525,00 °C
Temperatura o líquido de arrefecimento	76,40 °C
Temperatura do óleo lubrificante	80,50 °C
Temperatura ambiente	22,00 °C
Pressão atmosférica	91.974,00 Pa

Fonte: Autoria própria.

5.2.2 Modelo de transferência de calor

O modelo de transferência de calor selecionado para as simulações é o modelo Woschni e Huber, cujos parâmetros necessários para configurar a sua utilização no GT-SUITE[®] são o multiplicador de convecção e o multiplicador de radiação. Esses dois multiplicadores são inseridos no cálculo de maneira a quantificar o peso de cada um dos mecanismos de transferência de calor. Por exemplo, se um dos dois for selecionado como 1 e o outro como 0, indica que a transferência de calor é governada pelo mecanismo cujo multiplicador é 1 enquanto o outro mecanismo de transferência de calor é desprezível.

É importante citar que, a transferência de calor por radiação ocorre dos gases quentes e da frente de chama para as paredes da câmara de combustão. Entretanto, para motores de ignição por centelha, a ordem de grandeza da transferência de calor por convecção é superior à transferência de calor por radiação, assim, a mesma pode ser desconsiderada. Desta forma, o multiplicador para transferência de calor por convecção foi fixado em 1, enquanto o multiplicador de transferência de calor por radiação foi desprezado (igual à zero).

Desta forma, o coeficiente de transferência de calor por convecção é dado pela Equação (5.1) [147], no qual: p é a pressão no interior do cilindro em Pa e T é a temperatura total no interior do cilindro em K .

$$h_c = \frac{3,26p^{0,80}w^{0,80}}{B^{0,20}T^{0,53}} \quad (5.1)$$

onde:

h_c = Coeficiente de transferência de calor por convecção [W/m².K];

w = Velocidade média do gás [m/s];

B = Diâmetro do cilindro [m].

5.2.3 Modelo de combustão

Empregou-se o modelo SITurb do GT-SUITE[®] para chama turbulenta pois é um modelo confiável para utilização em misturas homogêneas. Ele é baseado na velocidade laminar de chama, descrito por [113]. A Equação (5.2) descreve a velocidade de chama laminar, na qual ϕ é a razão de equivalência da mistura e p é a pressão da câmara de combustão em Pa .

$$S_L = \left(B_m + B_\phi(\phi - \phi_m)^2 \right) \left(\frac{T_u}{T_{ref}} \right)^\alpha \left(\frac{p}{p_{ref}} \right)^\beta \left\{ 1 - 0,75C_{DE} \left[1 - (1 - 0,75C_{DE} \times Diluição)^7 \right] \right\} \quad (5.2)$$

onde:

S_L = Velocidade de chama laminar [m/s];

B_m = Máxima velocidade de chama laminar [m/s];

B_ϕ = Velocidade de chama laminar inicial [m/s];

ϕ_m = Razão de equivalência para a máxima velocidade laminar de chama;

T_u = Temperatura dos gases não queimados [K];

T_{ref} = Temperatura de referência [298,00 K];

p_{ref} = Pressão de referência [101.325,00 Pa];

C_{DE} = Multiplicador de diluição;

$Diluição$ = Fração mássica residual presente na zona não queimada.

5.2.4 Modelo de detonação

O modelo de detonação selecionado é o modelo baseado integral de Livengood e Wu, cuja correlação para o atraso de autoignição é calibrada para o GNV com base na cinética química. Tal modelo se mostra coerente com a abordagem deste trabalho, pois o motor original utiliza GNV e o biometano possui características similares ao mesmo. O modelo é baseado no desenvolvimento na relação empírica da integral do tempo característico de auto ignição [113] dado pela Equação (5.3), t é o tempo em que todos os reagentes são consumidos.

$$I(t) = \int_0^t \frac{1}{\tau} dt \quad (5.3)$$

onde:

I = Índice de detonação;

τ = Tempo característico de auto ignição.

O valor de τ para o modelo de GNV é dado pela Equação (5.4), na qual os termos entre colchetes são as concentrações em mol/m^3 do combustível, oxigênio e dos diluentes (N_2 , CO_2 , H_2O , SO_2 e Ar). Esta equação possui boa exatidão para o GNV, visto que foi desenvolvida a partir de ensaios experimentais da combustão do mesmo.

$$\tau = M_1 \times 1,9858 \times 10^{-9} \text{Exp} \left(\frac{18659}{M_2 T} \right) \left(\frac{MN}{100} \right)^{0,978} [\text{Combustível}]^{-0,578} [O_2]^{-0,28} [\text{Diluyente}]^{0,03} \quad (5.4)$$

onde:

M_1 = Multiplicador do tempo característico de auto ignição;

MN = Número de metano do combustível;

M_2 = Multiplicador da energia de ativação.

Ressalta-se que o modelo de detonação apresentado, é calculado internamente no GT-SUITE®, que por sua vez retorna os valores 0 ou 1 representando a probabilidade de ocorrência de detonação na combustão. O modelo retorna 0 quando a probabilidade de detonação é muito baixa, enquanto o valor 1 indica que há possibilidade de detonação. Destaca-se que, quando o valor retornado é 1, deve-se avaliar a fração mássica de gases que ainda não foi queimada. Muitos autores recomendam que caso a fração mássica de gases não queimados seja superior à 0,7 e o índice de detonação é 1, a probabilidade de detonação é alta o suficiente para assumir que o motor real vai operar com detonação.

5.2.5 Óxidos de nitrogênio

É comum agrupar o óxido de nitrogênio (NO) e o dióxido de nitrogênio (NO_2) como emissões de óxidos de nitrogênio, representadas por NO_x . Entretanto, o NO é o principal componente do NO_x presente na câmara de combustão de motores de combustão interna com ignição por centelha [113]. A principal fonte de NO é a oxidação do nitrogênio presente no ar. Para condições próximas à estequiométrica, as principais reações que governam a formação de NO a partir do N_2 são representadas pelas Equações (5.5) e (5.6). O conjunto destas duas equações é conhecida como mecanismo de Zeldovich.





Posteriormente, adicionou-se a Equação (5.7) ao mecanismo de Zeldovich [113], dando origem ao Mecanismo de Zeldovich estendido, muito empregado para predição das emissões de NO_x em motores de combustão interna.



Desta forma, a taxa de formação de NO a partir das Equações (5.5), (5.6) e (5.7) é dada pela Equação (5.8), na qual colchetes representam as concentrações em mols por centímetro cúbico. As constantes utilizadas para as taxas de reação são apresentadas na Tabela 13.

$$\frac{d[NO]}{dt} = k_1^+[N_2][O] + k_2^+[N][O_2] + k_3^+[N][OH] - k_1^-[NO][N] - k_2^-[NO][O] - k_3^-[NO][H] \quad (5.8)$$

onde:

k_1^+ = Constante de equilíbrio da reação (5.5) para a direita [$\text{cm}^3/\text{mol.s}$];

k_1^- = Constante de equilíbrio da reação (5.5) para a esquerda [$\text{cm}^3/\text{mol.s}$];

k_2^+ = Constante de equilíbrio da reação (5.6) para a direita [$\text{cm}^3/\text{mol.s}$];

k_2^- = Constante de equilíbrio da reação (5.6) para a esquerda [$\text{cm}^3/\text{mol.s}$];

k_3^+ = Constante de equilíbrio da reação (5.7) para a direita [$\text{cm}^3/\text{mol.s}$];

k_3^- = Constante de equilíbrio da reação (5.7) para a esquerda [$\text{cm}^3/\text{mol.s}$].

Tabela 13 – Constantes do mecanismo de formação do NO .

Reação	Constante [$\text{cm}^3/\text{mol.s}$]	Faixa de temperatura [K]
(1) $N_2 + O \rightarrow NO + N$	$7,60 \times 10^{13} \exp[-38.000/T]$	2.000,00-5.000,00
(-1) $N + NO \rightarrow N_2 + O$	$1,60 \times 10^{13}$	300,00-5.000,00
(2) $N + O_2 \rightarrow NO + O$	$6,40 \times 10^9 \exp[-3.150/T]$	300,00-3.000,00
(-2) $NO + O \rightarrow O_2 + N$	$1,50 \times 10^9 \exp[-19.500/T]$	1.000,00-3.000,00
(3) $N + OH \rightarrow NO + H$	$4,10 \times 10^{13}$	300,00-2.500,00
(-3) $NO + H \rightarrow N + OH$	$2,00 \times 10^{14} \exp[-23.650/T]$	2.200,00-4.500,00

Fonte: [113].

Como a concentração de N é muito menor que as outras espécies envolvidas (tipicamente uma concentração molar na mistura de aproximadamente 10^{-8}), é possível realizar uma aproximação a regime permanente na qual a variação da concentração de N é zero. Desta forma, a taxa de formação de NO pode ser reescrita pela Equação (5.9), na qual $K = (k_1^+/k_1^-)/(k_2^+/k_2^-)$.

$$\frac{d[NO]}{dt} = 2k_1^+[N_2][O] \frac{1 - [NO]^2/(K[O_2][N_2])}{1 + k_1^-[NO]/(k_2^+[O_2] + k_3^+[OH])} \quad (5.9)$$

Uma vez que em motores de ignição por centelha a chama é pré-misturada, a composição no interior da câmara de combustão pode ser admitida como uniforme. Desta forma, a Equação (5.9) pode ser acoplada com as informações de distribuição de temperatura e pressão no interior do cilindro ao longo das fases de compressão e expansão. Considera-se que a concentração de NO será congelada na condição de exaustão, de forma, que a concentração média final nos produtos de combustão é calculada a partir da integração dada pela Equação (5.10).

$$\{\overline{NO}\} = \int_0^1 \{NO\}_f dx_b \quad (5.10)$$

Assim, para o cálculo das emissões de NO_x utilizou-se o modelo estendido de Zeldovich, capaz de representar bem o processo de formação de NO_x .

5.2.6 Monóxido de carbono

As emissões de CO em motores de combustão interna são controladas principalmente pela razão de equivalência. Para misturas pobres em combustível, a fração molar de CO nos gases de escape é tipicamente baixa, na ordem de 10^{-3} [113]. Os valores de CO medidos no escapamento do motor, são tipicamente superiores aos valores para uma reação de equilíbrio. O principal mecanismo de oxidação do CO é dado pela Equação (5.11), na qual a constante de reação é dada pela Equação (5.12) em cm^3/gmol e a temperatura T é dada em K.



$$k_{CO}^+ = 6,76 \times 10^{10} \exp\left(\frac{T}{1.102}\right) \quad (5.12)$$

onde:

k_{CO}^+ = Constante de equilíbrio da reação (5.11) para a direita [$\text{cm}^3/\text{mol.s}$].

Desta forma, utilizou-se o modelo padrão do GT-SUITE® EngCylCO, adotando-se multiplicadores para o expoente e a temperatura de ativação em 1,00 como padrão. Desta forma, a Equação (5.12) é integrada, assim como para o NO_x de forma a obter a concentração final nos gases de exaustão do motor.

5.3 FROTA DE VEÍCULOS NO BRASIL

As informações acerca da frota de veículos a GNV no Brasil são necessárias para o desenvolvimento deste trabalho. De acordo com dados recentes divulgados pelo Secretaria

Nacional de Trânsito Brasileira em 2025 [149], o Brasil possui uma frota veicular composta por 125.467.172, dos quais 63.705.502 são categorizados como automóveis e veículos comerciais leves. Em relação ao combustível utilizado, 2.611.577 são capazes de utilizar GNV como combustível. Entretanto, a maior parte destes veículos não é projetado para utilizar GNV, mas sim, são adaptados a partir da instalação do sistema de alimentação de GNV em veículos originalmente à gasolina ou *flex-fuel* com etanol.

Esses dados da frota de veículos no Brasil serão utilizados para avaliar o impacto da substituição do GNV por biometano no país. A partir de informações como o volume de biometano produzido, consumo médio da frota de veículos, distância média percorrida e emissões provenientes da aplicação do GNV e biometano em um motor de combustão interna, obtidos por meio das simulações numéricas realizadas, cenários serão traçados visando a quantificar o impacto nas emissões do setor a partir da substituição do combustível.

5.4 CENÁRIOS DE SUBSTITUIÇÃO DO GNV POR BIOMETANO NO BRASIL

Baseado nas informações disponíveis, o Brasil tem capacidade instalada para produzir aproximadamente 331,00 milhões de Nm^3 de biometano por ano com 15 plantas [142]. Avaliando as 5 plantas que já finalizaram a construção e aguardam apenas a autorização da ANP para iniciarem a produção, a capacidade a curto prazo pode chegar a 401,00 milhões de Nm^3/ano . Já para o cenário a médio prazo, que considera todas as 37 plantas que atualmente estão em construção e processo de autorização no Brasil, a produção de biometano pode alcançar 840,00 milhões de Nm^3/ano [143]. Este incremento é relevante, mas ainda deixa o país bem atrás de outros produtores mundiais de biometano. Desta forma, os cenários avaliados de substituição de GNV por biometano como combustível veicular levarão em conta os principais países neste quesito. A Europa é a principal região produtora de biometano no mundo, sendo 20,00% do volume total produzido destinado à mobilidade na forma de combustível veicular [150]. Esta taxa de substituição será considerada o máximo, ou seja, o restante do biometano produzido será destinado a outras finalidades. Quando o assunto é a frota de veículos alimentados com GNV, os EUA possuem 48,00% da frota atualmente alimentada com biometano [150]. Logo, será limitado a 20,00% da produção de biometano no Brasil (usando o percentual utilizado na União Europeia), atual e futura, utilizada como combustível veicular e no máximo 48,00% da frota a GNV substituída por biometano (de acordo com o nível de substituição da frota nos Estados Unidos da América). Em paralelo, também serão estimadas as emissões de CO_2 e NO_x . Desta forma, os quatro cenários avaliados podem ser resumidos da seguinte forma:

- Cenário 1: 1,00% da frota de GNV substituída por biometano.
- Cenário 2: 1,50% da frota substituída (curto prazo).

- Cenário 3: 3,00% da frota substituída (médio prazo).
- Cenário 4: 16,52% da frota substituída (potencial máximo).

Baseado nas informações da administração federal de rodovias dos EUA [151], a média anual percorrida por veículos leves e de passeio no país gira em torno de 10.881,00 milhas por ano, correspondendo a 17.511,00 km por ano. Para o desenvolvimento dos cenários avaliados neste trabalho será adotado 20.000,00 km/ano para esta categoria de veículos visando a considerar o incremento que acontece anualmente, além de realizar uma estimativa final superdimensionada. Adicionalmente, baseado nas informações acerca da frota veicular e do combustível consumido anualmente nos EUA, o consumo estimado para um veículo de passeio por ano é de 438,00 galões equivalentes de gasolina, ou seja, 1.658,00 litros anuais. Assim, baseado nos dados supracitados, no poder calorífico e na massa específica de cada combustível, calculou-se a energia anual gasta por veículo e, considerando a distância percorrida média por ano, calculou-se o consumo médio para gasolina, GNV e biometano. A Tabela 14 apresenta os dados obtidos que serão utilizados como base para os cálculos futuros nos cenários avaliados.

Tabela 14 – Consumo de combustível anual estimado.

Combustível	PCI	ρ	Consumo anual por veículo	Consumo
Gasolina pura	43,00 [MJ/kg] ¹	0,75 [kg/l] ¹	1658,00 l	10,56 km/l
GNV	46,93 [MJ/kg] ²	0,75 [kg/m ³] ²	1513,41 m ³	11,57 km/m ³
Biometano	46,31 [MJ/kg] ²	0,68 [kg/m ³] ²	1704,76 m ³	10,27 km/m ³

¹ [113]

² Calculado no GT-SUITE®

Fonte: Autoria própria.

6 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Antes que os resultados das simulações sejam apresentados e discutidos, faz-se necessário contextualizar a diferença entre propriedades do GNV e do biometano. Depois a calibração do modelo para GNV com base nos resultados experimentais será discutida no intuito de validar o modelo computacional. Ressalta-se que dados experimentais só estão disponíveis para o GNV, com o bimotoetano avaliado numericamente. Posteriormente, a substituição do GNV por biometano será discutida (substituição direta e calibração do avanço de ignição para biometano). Por fim, o impacto na frota de veículos brasileira e o consumo energético envolvido no *upgrading* do biometano serão apresentados e discutidos.

6.1 COMBUSTÍVEIS

Os combustíveis avaliados são o GNV comercializado no estado de Minas Gerais no Brasil e o biometano doado pela empresa Gás Verde S.A., que processa resíduos sólidos urbanos em Seropédica-RJ desde 2020, na maior planta produtora de biometano do Brasil. As informações acerca destes dois combustíveis, como poder calorífico inferior (PCI) (Equação (3.23)), poder calorífico superior (PCS), temperatura de chama adiabática (T_{ad}) (Equação (3.24)) e o Índice de Wobbe (i_w) (Equação (3.25)), que mede a intercambiabilidade entre dois combustíveis, estão apresentadas na Tabela 15. Além disso, a massa específica dos combustíveis foram calculadas a partir de suas composições em condições atmosféricas da cidade de Itajubá, com temperatura de 22,00°C.

Tabela 15 – Propriedades dos combustíveis.

Comb.	Comp. (% vol.)	ρ (kg/m ³)	PCI (MJ/m ³)	PCS (MJ/m ³)	T_{ad} (K)	i_w (MJ/m ³)	Δi_w (%)
GNV	88,50% CH_4	0,75	35,36	39,10	2333,00	44,24	0,00
	6,20% C_2H_6						
	2,20% C_3H_8						
	1,80% CO_2						
	0,80% C_4H_{10}						
	0,50% N_2						
Biometano	95,67% CH_4	0,68	31,38	34,82	2325,00	41,40	6,42
	3,85% N_2						
	0,48% O_2						

Fonte: Autoria própria.

Como é possível notar pela Tabela 15, o biometano e o GNV utilizados como referência apresentam uma diferença no Índice de Wobbe superior à 5,00% (6,42%), indicando que é recomendado realizar uma avaliação minuciosa do sistema de injeção e ignição do motor, a fim de obter a melhor eficiência com o novo combustível. Assim, a substituição direta de um combustível pelo outro pode não ser a ideal. Ao avaliar possíveis misturas entre estes dois combustíveis, nota-se que é possível realizar uma mistura de até 77,00% biometano de forma que o Índice de Wobbe resultante apresente uma diferença percentual com o GNV inferior à 5,00%, como ilustra a Figura 40.

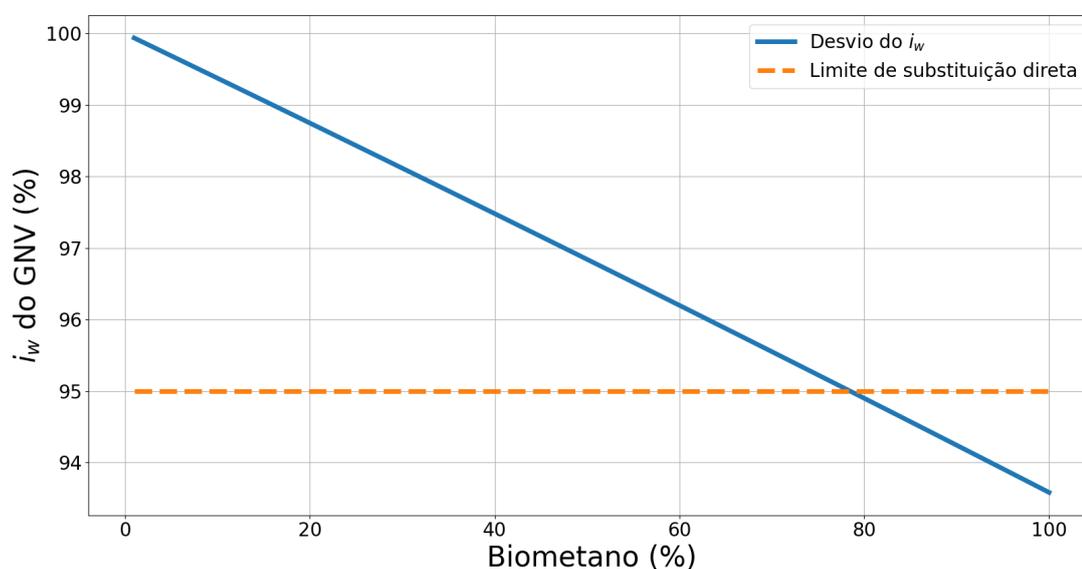


Figura 40 – Intercambiabilidade do GNV por biometano.

Fonte: Autoria própria.

Como é possível observar na Tabela 15, a temperatura de chama adiabática obtida para o GNV apresenta-se ligeiramente superior à verificada para o biometano. Essa diferença está diretamente associada ao maior poder calorífico do GNV, o qual, por sua vez, decorre de sua composição química caracterizada por uma concentração total mais elevada de hidrocarbonetos, quando comparada à composição do biometano analisado neste estudo. A presença mais expressiva desses componentes no GNV favorece a liberação de energia durante o processo de combustão, resultando, conseqüentemente, em temperaturas de chama mais elevadas. O comportamento detalhado da temperatura de chama adiabática pode ser analisado por meio da Figura 41, na qual se verifica de forma clara, que o pico na T_{ad} ocorre em regime de combustão estequiométrica, ou seja, quando a proporção ar-combustível é ideal para a queima completa do combustível sem excesso de oxigênio ou de combustível. Para a região de combustão rica ($\lambda > 1$), a equação de equilíbrio entre CO e H_2 foi utilizada na cinética química.

Adicionalmente, nota-se que, ao longo de toda a faixa de coeficiente lambda (λ)

avaliada, desde condições de mistura pobre até mistura rica, o GNV mantém temperaturas de chama superiores às registradas para o biometano, evidenciando um desempenho térmico mais elevado em termos de energia liberada na combustão.

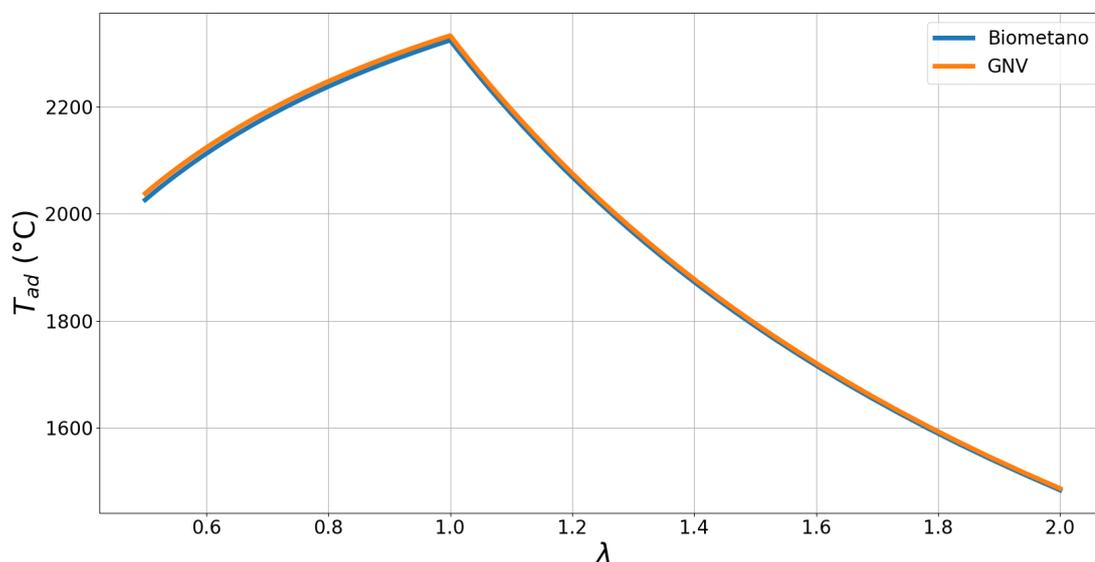


Figura 41 – Temperatura de chama adiabática.

Fonte: Autoria própria.

6.2 CALIBRAÇÃO DO MODELO COMPUTACIONAL

Visando a calibrar o modelo computacional desenvolvido, comparou-se os dados experimentais e os numéricos do motor com a borboleta 100,00% aberta, com $\lambda=1,00$ e sob uma faixa de rotação de 1000,00 rpm à 4000,00 rpm. Nesta fase, ajustou-se os parâmetros dos modelos de combustão, transferência de calor e emissões no intuito de calibrar o resultado numérico com os ensaios experimentais, bem como as condições de contorno. Após a calibração destes parâmetros, não houve novas alterações no modelo. Destaca-se que compõem a calibração: dimensionamento de todas as tubulações, joelhos, cotovelos, divisores de fluxo, válvulas, trocadores de calor, cilindro e bloco do motor. Após o dimensionamento adequado em relação à perdas de carga e transferências de calor com o ambiente externo na admissão e escape, calibrou-se a vazão de ar e combustível até que se alcançasse os valores experimentais obtidos (Torque e Potência). Nesta etapa, calibrou-se a rotação e mapa do turbo compressor para convergir com resultados experimentais do motor alimentado com GNV.

Após a modelagem geométrica, os parâmetros relacionados ao modelo de combustão foram calibrados para que o resultado da simulação se adeque ao resultado experimental obtido. Os parâmetros investigados estão apresentados na Tabela 16, na qual destaca-se

os parâmetros usualmente calibrados em modelos computacionais em GT-SUITE[®], a faixa de variação investigada e o valor final selecionado de maneira que os resultados obtidos se aproximem dos resultados experimentais com GNV. Após a definição dos parâmetros, não houve mais alteração no modelo, mesmo com a substituição do combustível por biometano pois considerou-se que ambos possuem similaridades em suas principais propriedades.

Tabela 16 – Calibração de parâmetros do modelo computacional para GNV.

Parâmetro	Faixa de variação	Valor final
Multiplicador do expoente de diluição [Equação (5.2)]	0,30 - 2,50	0,52
Multiplicador do crescimento de chama [Equação (5.2)]	0,30 - 2,50	1,91
Multiplicador da velocidade de chama turbulenta [Equação (5.2)]	0,30 - 2,50	1,00
Multiplicador da escala de comprimento característico de Taylor [Equação (5.2)]	0,30 - 2,50	1,58

Fonte: Autoria própria.

Após o correto dimensionamento do motor, variou-se os multiplicadores e parâmetros inerentes ao modelo de combustão (Equação (5.2)), a fim de obter a melhor correlação com os resultados obtidos de maneira experimental. A Figura 42 ilustra a comparação do ensaio experimental com os resultados obtidos via GT-SUITE[®] comparando o torque de frenagem e a potência de frenagem. Como é possível observar por esta figura, os resultados foram consistentes e apresentam erros inferiores à 5,00% na faixa operacional de 1500,00 à 3500,00 rpm. Observou-se erros entre 10,00% e 15,00% em rotações baixas (1250,00 rpm) e para rotações próximas do limite do motor (3750,00 rpm e 4000,00 rpm).

A análise do consumo específico de combustível constitui uma etapa fundamental para a compreensão detalhada das causas associadas aos menores valores de potência e torque observados nas simulações computacionais. O comparativo entre os resultados obtidos experimentalmente e aqueles provenientes da simulação numérica para o consumo específico de combustível encontra-se representado na Figura 43. Observa-se que a simulação realizada aponta para valores ligeiramente inferiores de consumo específico quando comparada ao ensaio experimental. Essa diferença, entretanto, mantém-se reduzida, situando-se sempre abaixo de 5,00% ao longo da faixa de rotação avaliada, compreendida entre 1000,00 rpm e 3500,00 rpm. Essa proximidade entre os resultados é considerada satisfatória e indica boa correlação entre o modelo numérico e o comportamento real do motor. Além disso, a coerência desses valores reforça a consistência dos dados apresentados

previamente para torque e potência, demonstrando que o modelo computacional é capaz de reproduzir o comportamento do motor observado experimentalmente.

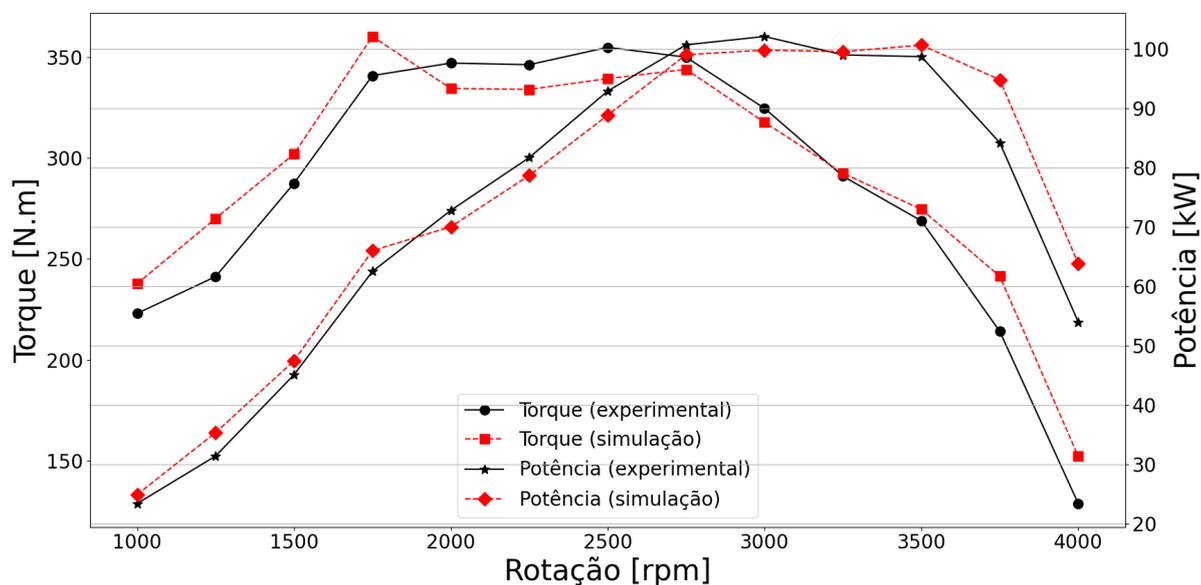


Figura 42 – Comparação entre o teste experimental e a simulação para o motor com GNV e $\lambda = 1,00$.

Fonte: Autoria própria.

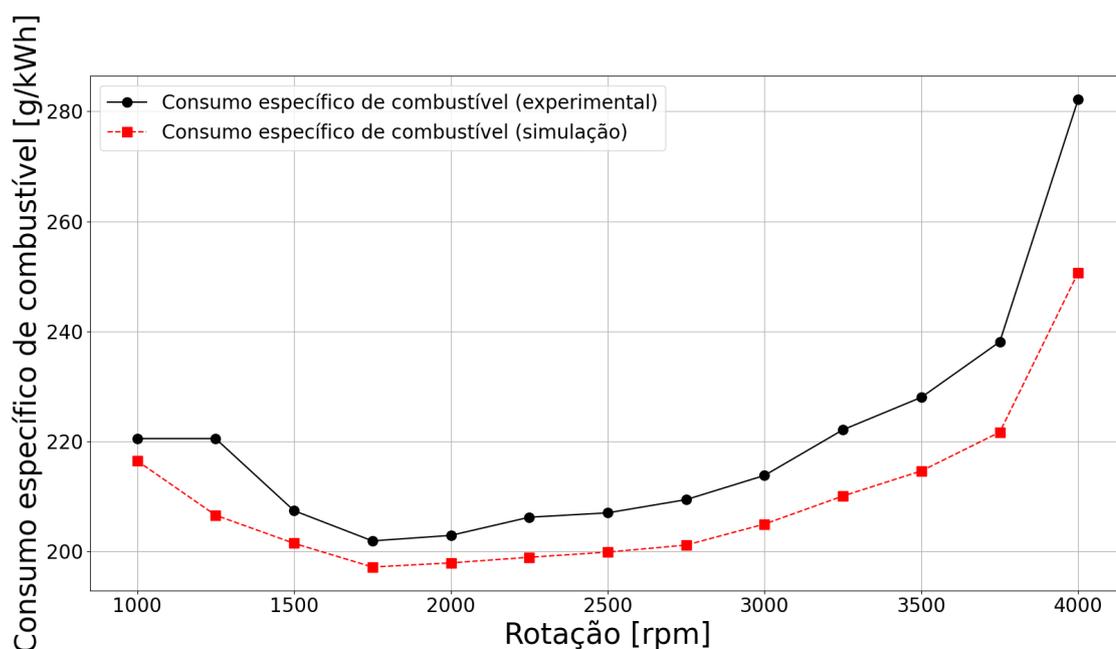


Figura 43 – Consumo específico de combustível do teste experimental e da simulação para o motor com GNV e $\lambda = 1,00$.

Fonte: Autoria própria.

Nos ensaios experimentais conduzidos pelo GETEC, optou-se por mensurar exclusivamente as emissões de NO_x na posição anterior ao catalisador, devido às limitações impostas pela instrumentação disponível no motor de combustão interna avaliado. Tal escolha se deve ao fato de que o ponto de medição pré-catalisador permite a obtenção de valores brutos de emissão, não influenciados pelos processos de conversão catalítica, possibilitando, assim, uma análise mais direta e representativa da formação desses poluentes durante a combustão. No modelo computacional desenvolvido, não foi incorporada a presença de um sistema de pós-tratamento de gases, como o catalisador, de forma que as emissões simuladas de NO_x correspondem igualmente às emissões mensuradas experimentalmente. Por esse motivo, os dados de NO_x constituem a única variável de emissões diretamente comparável entre o experimento e a simulação, desempenhando papel crucial no processo de validação e calibração do modelo numérico.

O comparativo detalhado entre as emissões específicas de NO_x obtidas experimentalmente e aquelas previstas pelo modelo computacional é ilustrado na Figura 44. A análise desses resultados evidencia uma correlação satisfatória entre o modelo numérico e os resultados experimentais, o que reforça a confiabilidade do modelo para representar o comportamento real do motor sob as condições testadas. Observa-se que, para a faixa intermediária de operação, compreendida entre 1250,00 rpm e 3250,00 rpm, as diferenças relativas permanecem consistentemente abaixo de 5,00%. Em pontos específicos, como nas rotações de 1000,00 rpm e 3250,00 rpm, foram registradas diferenças ligeiramente mais elevadas, superando o patamar de 5,00%, porém ainda se mantendo inferiores a 10,00%, o que pode ser atribuído às incertezas experimentais, simplificações inerentes ao modelo e variações operacionais do motor. Esses resultados, no entanto, permanecem dentro de uma faixa aceitável para estudos de calibração e predição de emissões em simulações numéricas de motores de combustão interna.

Como o principal mecanismo de formação de NO_x é baseado na temperatura, avaliou-se a temperatura de escape após a turbina. A Figura 45 ilustra os resultados obtidos. Para o motor operando entre 2000,00 rpm e 4000,00 rpm a temperatura de exaustão é coerente, apresentando diferenças relativas inferiores à 5,00%. Observou-se a maior discrepância em rotações entre 1000,00 rpm e 2000,00 rpm, sem entretanto superar 10,00 % de discrepância entre a simulação e o ensaio experimental. Um dos motivos para a discrepância nessa faixa pode ser atribuído ao ajuste da eficiência isentrópica da turbina, na qual o comportamento experimental apresentou uma variação substancial em relação ao mapa da turbina inserido no modelo computacional.

Desta forma, como a diferença relativa entre a simulação e o ensaio experimental apontam para um erro inferior a 5,00% para a maior parte da faixa operacional do motor, o modelo desenvolvido é considerado válido para avaliar o motor utilizando GNV como combustível.

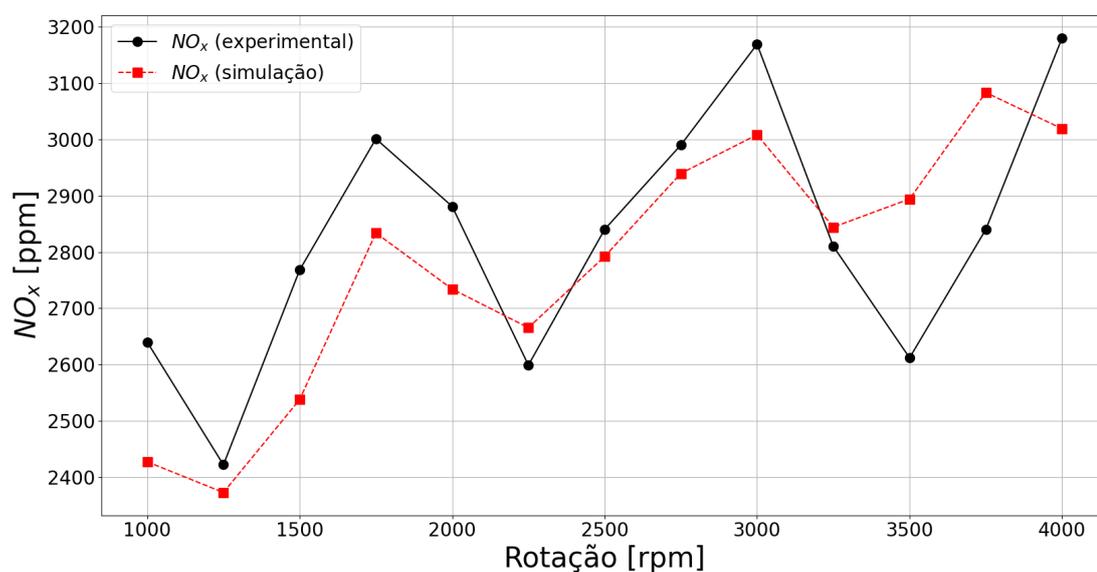


Figura 44 – Emissão de NO_x do teste experimental e da simulação para o motor com GNV e $\lambda = 1,00$.

Fonte: Autoria própria.

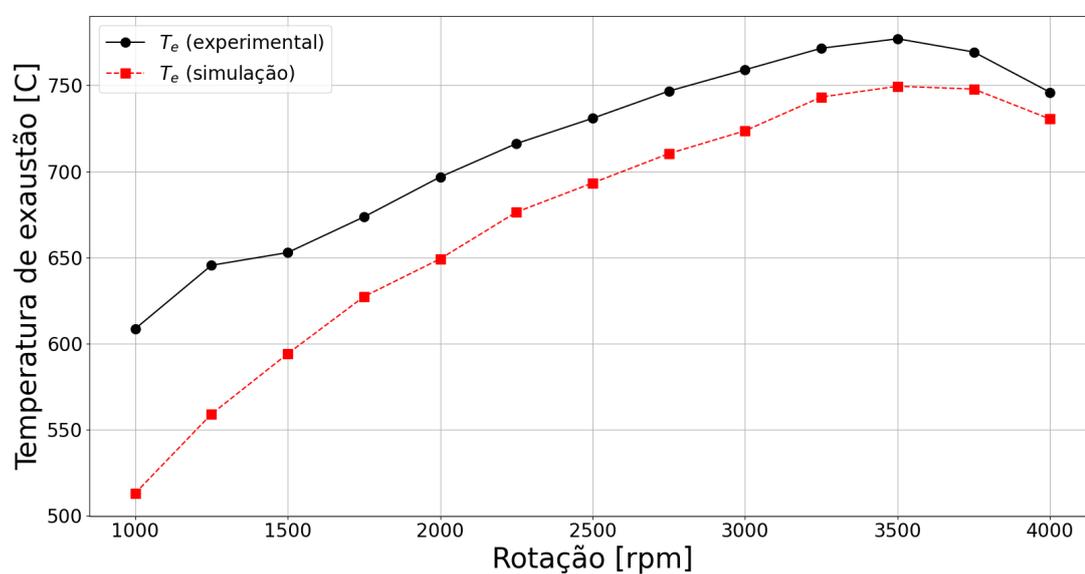


Figura 45 – Temperatura de exaustão do teste experimental e da simulação para o motor com GNV e $\lambda = 1,00$.

Fonte: Autoria própria.

6.3 SUBSTITUIÇÃO DIRETA POR BIOMETANO

Após a confirmação da validade do modelo desenvolvido para representar o motor alimentado com GNV, não foi considerada qualquer modificação física ou de calibração

dos modelos, realizando-se unicamente a substituição direta do GNV pelo biometano como combustível primário. Essa abordagem permitiu avaliar de forma isolada o impacto das diferenças entre os dois combustíveis sobre o desempenho do motor, sem a realização de nenhuma alteração do motor ou de sua central eletrônica. A Figura 46 apresenta a comparação detalhada entre os resultados de torque e potência obtidos para o motor operando com GNV e aqueles oriundos da simulação com biometano. Observa-se que, em praticamente toda a faixa de operação avaliada, os valores mantêm-se muito próximos, demonstrando elevada similaridade no comportamento global.

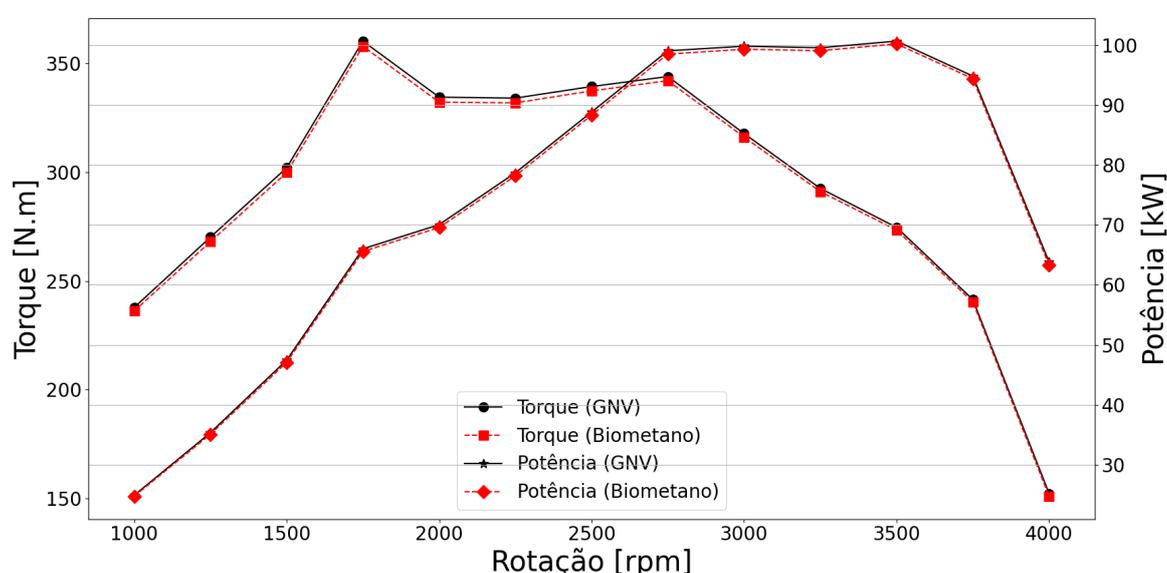


Figura 46 – Comparação torque e potência entre as simulações com GNV e biometano.

Fonte: Autoria própria.

Essa proximidade é explicada pelo fato de que o CH_4 é o principal constituinte de ambos os combustíveis, representando a maior fração de sua composição química, o que confere características bastante semelhantes. Além disso, destaca-se que o biometano analisado não contém CO_2 , o que elimina o efeito de absorção de calor causado por esse gás, fenômeno que, quando presente, reduz a temperatura de chama e, conseqüentemente, a eficiência da combustão. A ausência desse efeito no biometano contribui para que o processo de liberação de energia seja mais próximo do GNV.

Ainda assim, os resultados obtidos indicam uma ligeira redução na potência de freio, inferior a 2,00%, valor que se encontra compatível com valores encontrados na literatura [152]. Essa pequena queda de desempenho pode ser atribuída principalmente, ao menor PCI do biometano em relação ao GNV, o que significa que, para uma mesma massa de combustível admitida, a energia liberada na combustão é ligeiramente menor. Conseqüentemente, tanto o torque quanto a potência máximas desenvolvidos pelo motor

tendem a ser inferiores aos obtidos com o GNV, ainda que a diferença observada seja baixa e interfira pouco em aplicações práticas.

Ao analisar as emissões de CO_2 , conforme ilustrado na Figura 47, observa-se uma pequena, porém consistente, redução nos valores obtidos para o motor operando com biometano em comparação com o mesmo motor alimentado com GNV. Essa diferença é diretamente associada à composição química de cada combustível. O biometano utilizado no presente estudo apresenta, essencialmente, CH_4 como hidrocarboneto, acompanhado apenas por pequenas quantidades residuais de N_2 e O_2 , sem a presença significativa de CO_2 em sua composição. Já o GNV comercial, embora também seja constituído majoritariamente por CH_4 , pode conter traços de hidrocarbonetos mais pesados, como etano, propano e butano, os quais possuem maior proporção de átomos de carbono em sua estrutura molecular. A combustão desses compostos mais ricos em carbono resulta, inevitavelmente, em maior formação de CO_2 quando comparada à combustão de um combustível composto exclusivamente por metano.

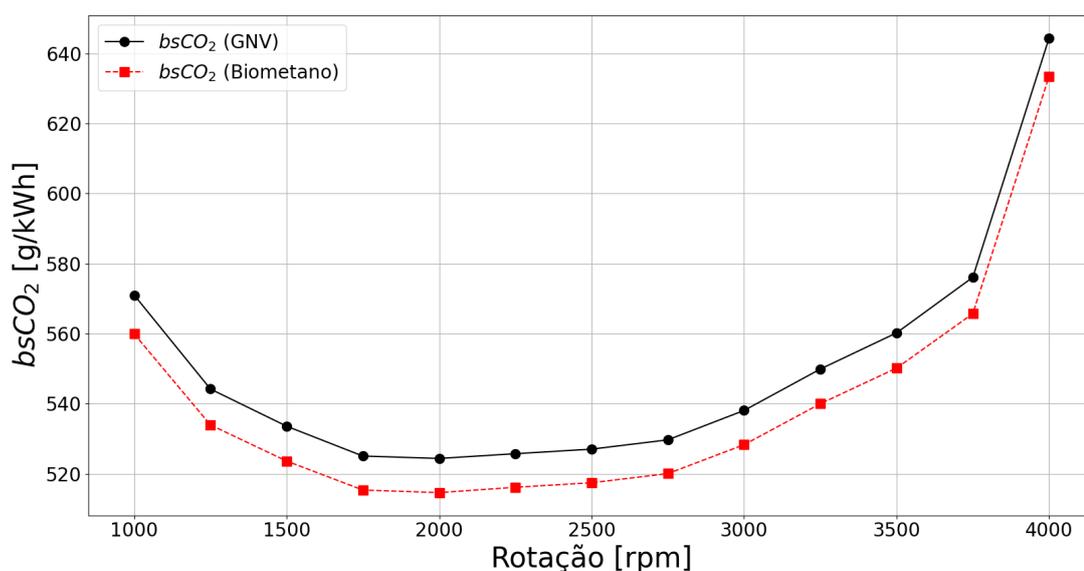


Figura 47 – Comparação de emissões de CO_2 entre as simulações com GNV e biometano.

Fonte: Autoria própria.

Dessa forma, mesmo sem qualquer alteração na calibração do motor para se adaptar às propriedades do biometano, é possível constatar reduções nas emissões de CO_2 ao longo de toda a faixa operacional analisada. Essa tendência reforça o potencial do biometano como alternativa ambientalmente mais vantajosa. A redução média obtida para o CO_2 foi de 1,94%, valor que, embora aparentemente modesto, representa um benefício significativo quando projetado para a escala de uma frota veicular.

Essa diminuição nas emissões de CO_2 é acompanhada por um comportamento

semelhante no caso das emissões de CO , como evidenciado na Figura 48. A partir de rotações superiores a 1750,00 rpm, identificam-se reduções superiores a 3,00%, sendo que a maior queda registrada ocorreu a 2750,00 rpm, atingindo 4,03%. É relevante destacar que, assim como observado para o CO_2 , as emissões de CO apresentaram reduções em praticamente toda a faixa de rotação avaliada. Tais resultados estão diretamente relacionados ao menor conteúdo de carbono do biometano quando comparado ao GNV, mesmo sem qualquer intervenção ou ajuste na estratégia de operação do motor.

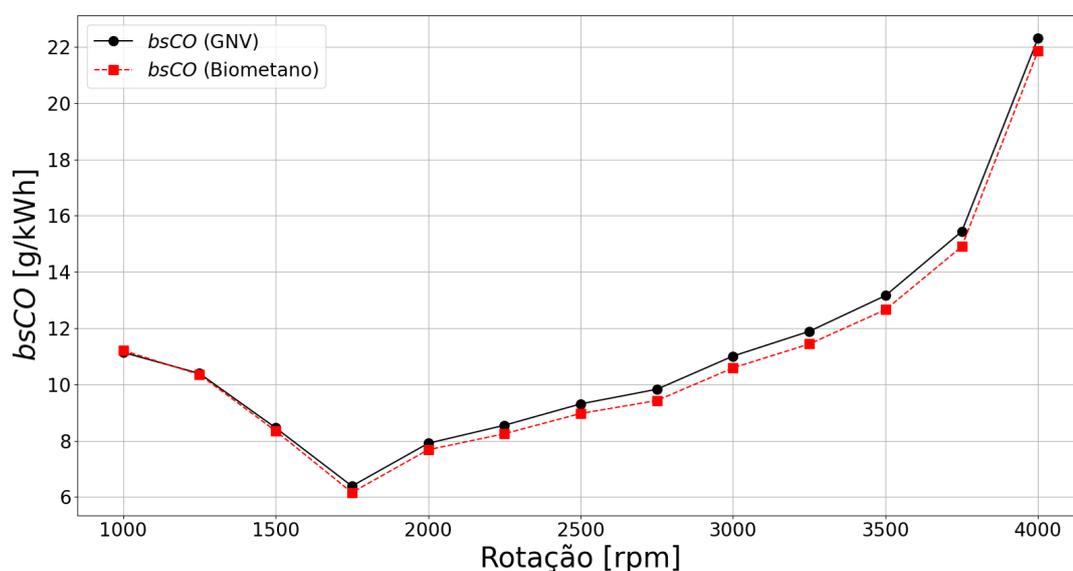


Figura 48 – Comparação de emissões específicas de CO entre as simulações com GNV e biometano.

Fonte: Autoria própria.

O padrão de comportamento caracterizado pela redução nas emissões de CO e CO_2 também se reflete de forma consistente nas emissões de NO_x , conforme ilustrado na Figura 49. Ao analisar a faixa completa de operação do motor, verifica-se que essa tendência de diminuição é mantida de maneira uniforme, com reduções variando desde 1,11% na rotação de 2000,00 rpm até alcançar um valor máximo de 2,26% na rotação de 4000,00 rpm. Esses números ganham relevância significativa quando projetados para aplicação em frotas veiculares, podendo representar reduções substanciais na emissão total anual de NO_x .

A explicação para essa redução nas emissões de NO_x está diretamente vinculada ao menor poder calorífico inferior do biometano em comparação com o GNV. Essa característica implica que, para uma mesma massa de combustível admitida, a quantidade total de energia liberada durante o processo de combustão será ligeiramente inferior, resultando em temperaturas máximas mais baixas no interior do cilindro. A redução das temperaturas de pico durante a combustão influencia diretamente os mecanismos de

formação de NO_x , uma vez que esses poluentes são predominantemente formados por meio do mecanismo térmico. Essa diminuição de temperatura durante a combustão se manifesta nos gases de exaustão, como evidenciado na Figura 50.

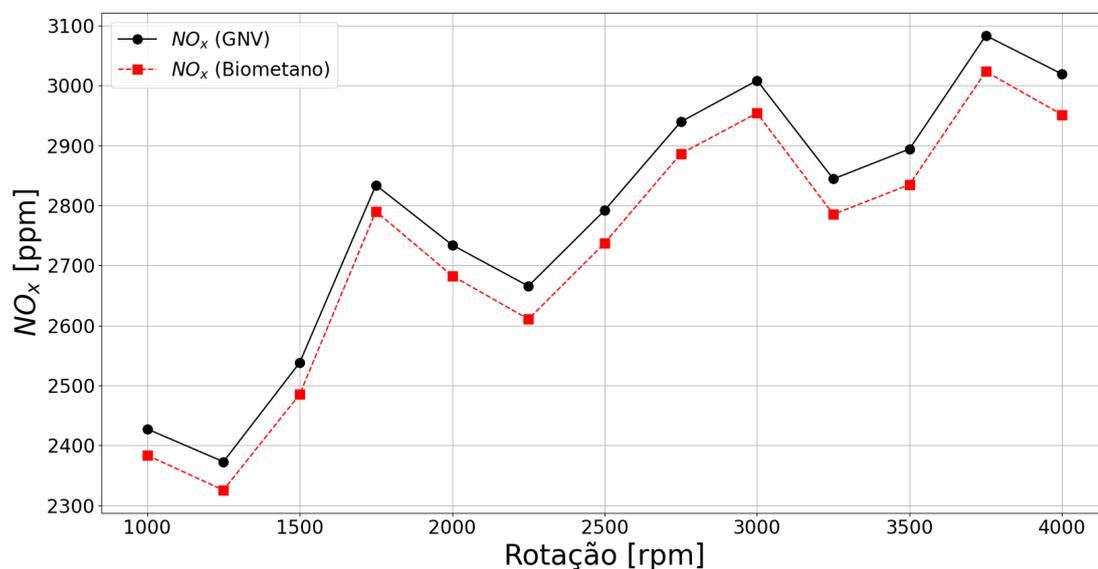


Figura 49 – Comparação de emissões de NO_x entre as simulações com GNV e biometano.

Fonte: Autoria própria.

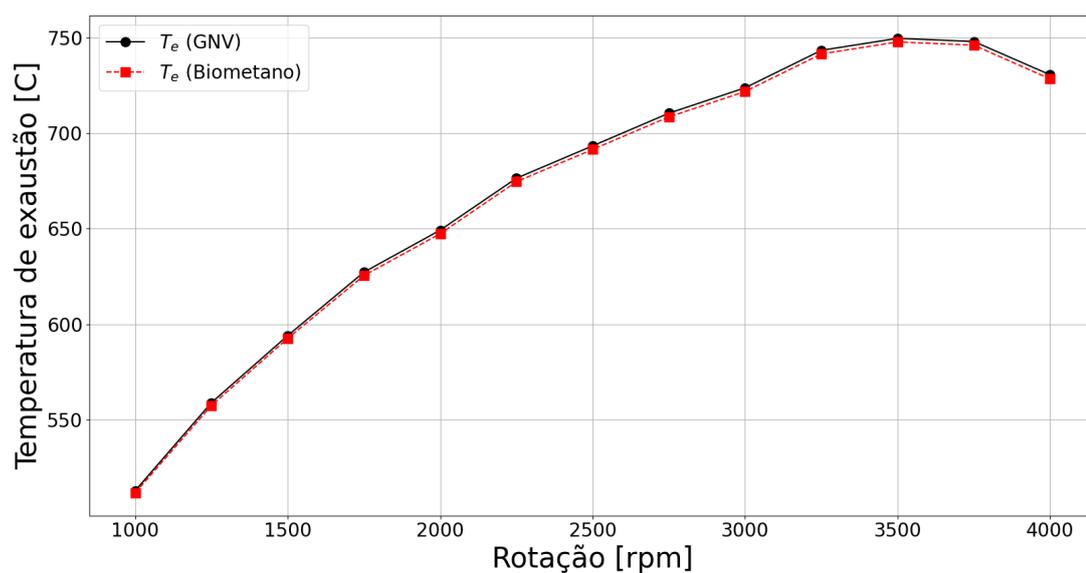


Figura 50 – Comparação da temperatura de exaustão entre as simulações com GNV e biometano.

Fonte: Autoria própria.

Identificou-se um maior consumo específico de combustível para o motor alimentado com biometano (Figura 51). Este resultado pode ser justificado pela menor massa específica do biometano, pois possui apenas CH_4 como hidrocarboneto em sua composição, enquanto o GNV possui outros hidrocarbonetos de maior massa molecular presentes. Ao longo de toda a faixa operacional do motor o aumento no consumo específico de combustível se manteve entre 5,00% (2500,00 rpm) e 5,83% (4000,00 rpm). Adicionalmente, há um aumento na vazão de combustível (Figura 52), confirmando o comportamento. Como é ilustrado na Figura 53, a redução na eficiência térmica do motor é quase imperceptível com valores inferiores à 0,10% para quase toda a faixa operacional.

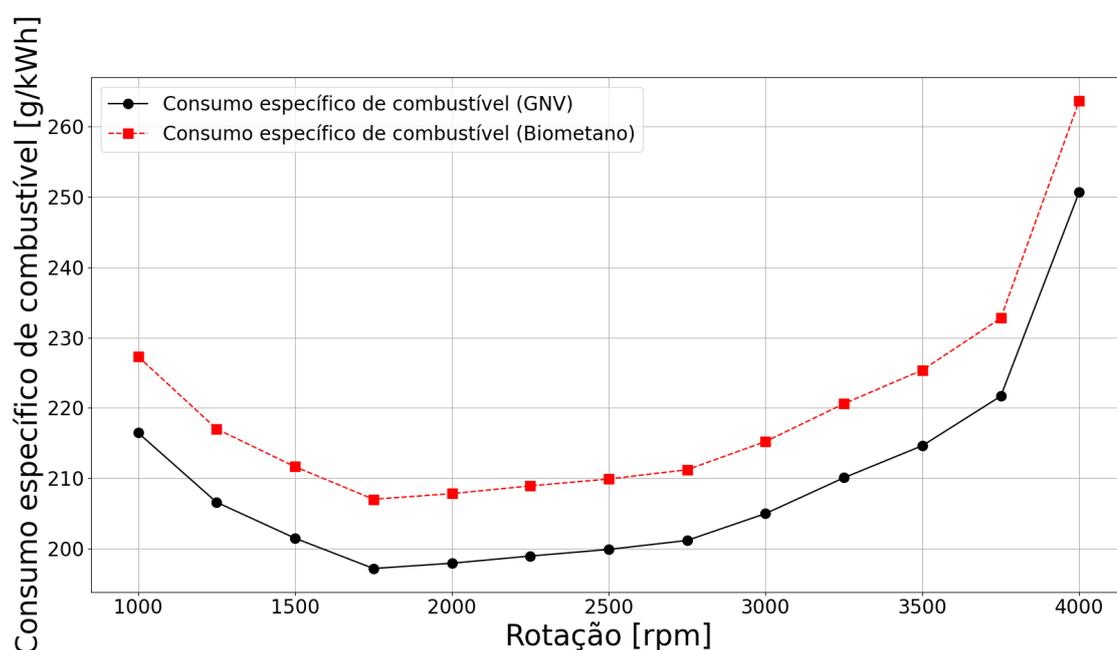


Figura 51 – Comparação do consumo específico de combustível entre as simulações com GNV e biometano.

Fonte: Autoria própria.

Em relação ao *knock*, não observou-se nenhuma detonação no motor alimentado com GNV, reforçando que o biometano pode ser utilizado diretamente como substituto ao GNV de origem fóssil. Conforme discutido no capítulo de metodologia, o modelo de detonação presente no GT-SUITE® retorna 0 ou 1. Ou seja, para a substituição de GNV por biometano em toda a faixa operacional obteve-se o valor 0 como retorno no GT-SUITE®.

Para toda a faixa operacional estudada, a substituição do GNV por biometano retornou como resultado do modelo de detonação valor 0. De acordo com as observações realizadas a respeito do modelo selecionado, esse valor indica que há baixa probabilidade de detonação na zona não queimada ao longo da fase de combustão.

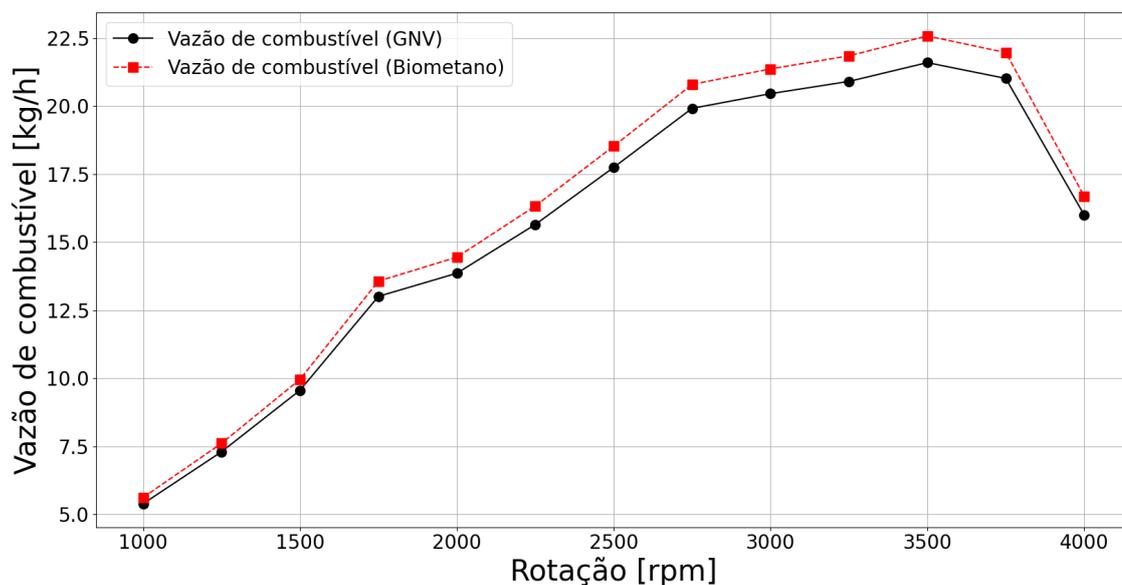


Figura 52 – Comparação da vazão de combustível entre as simulações com GNV e biometano.

Fonte: Autoria própria.

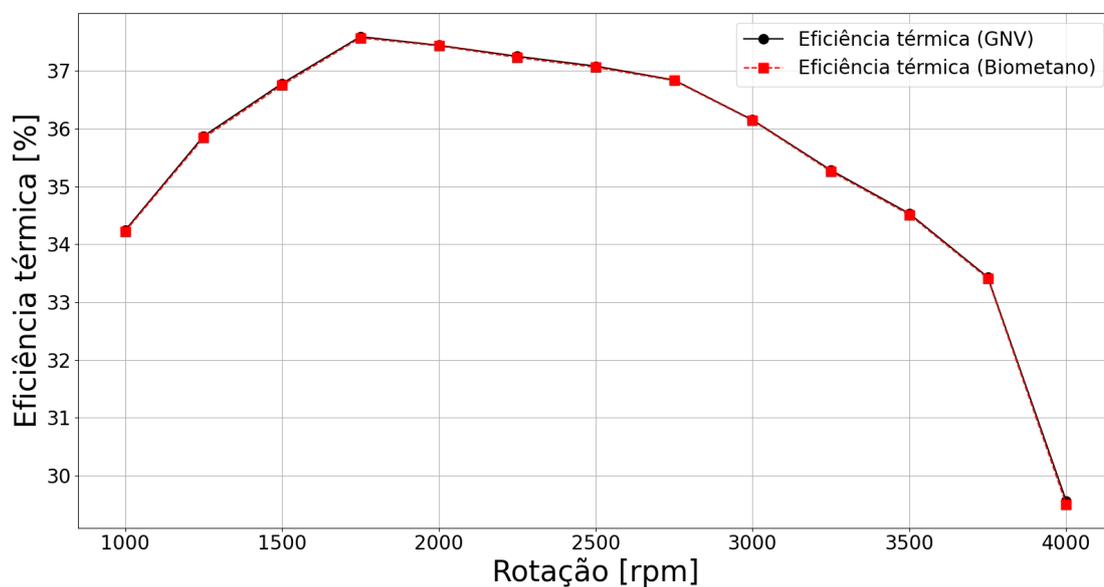


Figura 53 – Comparação da eficiência térmica entre as simulações com GNV e biometano.

Fonte: Autoria própria.

6.4 CALIBRAÇÃO PARA BIOMETANO

Devido às características próximas entre o GNV e o biometano, não foram realizadas nenhuma alteração no sistema de alimentação do motor. Considerou-se apenas ajustes

relacionados com o avanço de ignição na calibração para operação com biometano no intuito de obter a condição de máximo torque. É importante destacar que a escolha da calibração para máximo torque visa a tornar o motor alimentado com biometano competitivo no cenário dos veículos comerciais leves, mas as emissões não foram desprezadas, visto que a redução das mesmas também se traduz na competitividade dado o cenário atual de restrição nas emissões dos motores de combustão interna.

Considerou-se a combustão estequiométrica para a condição de plena carga. Os resultados mostrados pela Figura 54 apontam um ganho de torque e potência para o motor operando com biometano em comparação com o motor à GNV que vão de 0,69% a 1750,00 rpm até 3,41% a 3500,00 rpm. O compromisso com a redução nas emissões fez com que a calibração original para GNV fosse adotada na faixa de rotação de 1000,00 rpm a 1500,00 rpm, pois nessa região era possível obter ganhos substanciais de torque e potência (superiores a 15,00%) a custa de um aumento proporcional nas principais emissões (até 37,00% para NO_x).

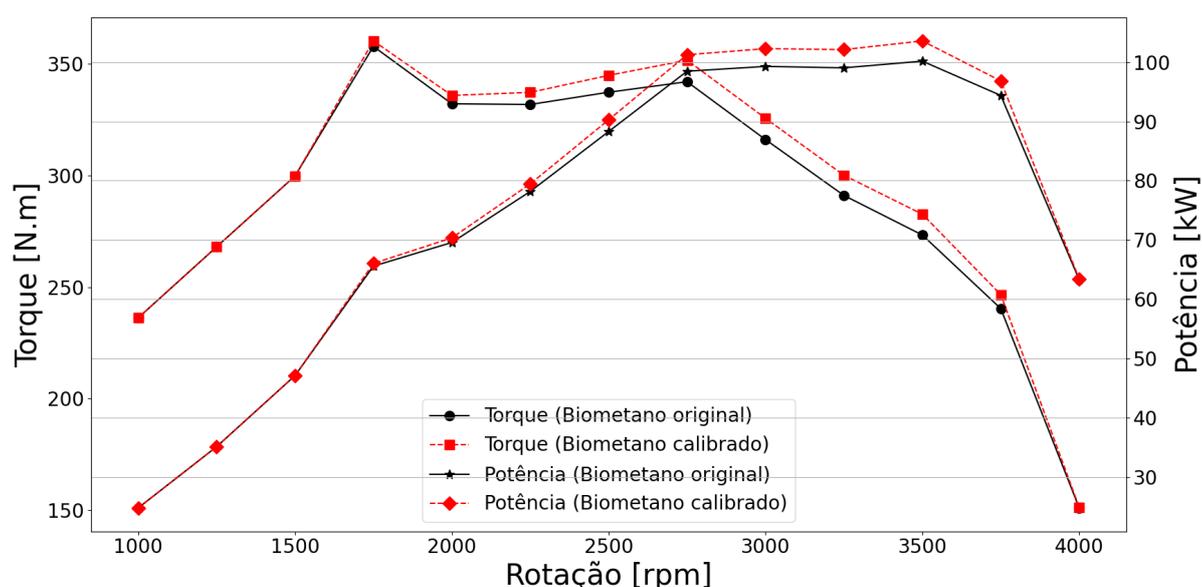


Figura 54 – Comparação de torque e potência da simulação com biometano calibrado e biometano substituído diretamente.

Fonte: Autoria própria.

Em relação à calibração original do motor, o uso do biometano implicou em uma redução no avanço de ignição de $1,00^\circ$ a $2,50^\circ$, compatíveis com os destacados na literatura [153], considerando que o biometano utilizado não contém CO_2 [154]. Obteve-se a maior diferença a 4000,00 rpm, onde o avanço de ignição original do GNV era $-29,50^\circ$ antes do ponto morto superior e para o biometano é indicado adotar $-27,30^\circ$.

Em relação ao consumo específico (Figura 55), houve um aumento para o motor

utilizando biometano, tanto para a substituição direta e sem alterações no motor (cerca de 5,00% em toda a faixa operacional), quanto para o motor calibrado para o biometano. Conforme descrito anteriormente, ao compromisso com os limites de emissões, não houve alterações na faixa operacional de 1000,00 rpm à 1500,00 rpm para o biometano. Com isso, nesta faixa o consumo específico de combustível é em torno de 5,00% superior ao GNV. Entretanto, a partir de 1500,00 rpm é possível melhorar o consumo específico de biometano quando comparado com a substituição direta (ganhos inferiores à 1,00%). É importante ressaltar que mesmo calibrado, o motor com biometano ainda possui maior consumo específico de combustível quando comparado com o GNV (de 4,50% a 4,80%). Tal comportamento pode ser justificado pela menor massa específica do biometano, fazendo com que uma maior vazão seja injetada.

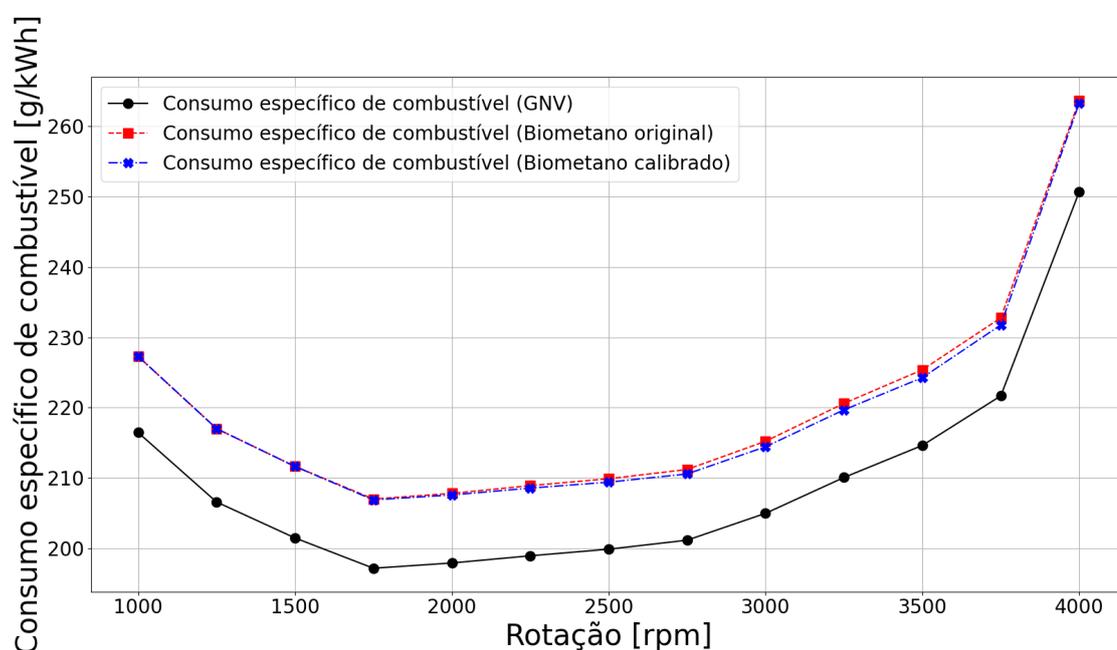


Figura 55 – Consumo específico de combustível da operação com GNV, biometano substituído diretamente e motor calibrado para biometano.

Fonte: Autoria própria.

Conforme discutido anteriormente, a substituição direta do GNV pelo biometano promove uma redução das emissões de NO_x ao longo de toda a faixa operacional do motor em valores inferiores à 2,00%. Com a calibração realizada para o uso adequado do biometano, houve um incremento nas emissões de NO_x quando comparado com a substituição direta, mas esse aumento é inferior à 0,50% em todos os pontos medidos. Ainda assim, a calibração proporcionou uma redução quando comparada com o motor alimentado com GNV, indo de 1,10% a 1750,00 rpm até 1,64% à 1500,00 rpm. A Figura 56 apresenta um comparativo entre as emissões de NO_x para o motor com GNV e com biometano nos dois cenários abordados. Mesmo com a calibração realizada, o menor poder

calorífico do biometano em relação ao GNV reduz a temperatura interna, o que impacta diretamente no mecanismo de formação de NO_x .

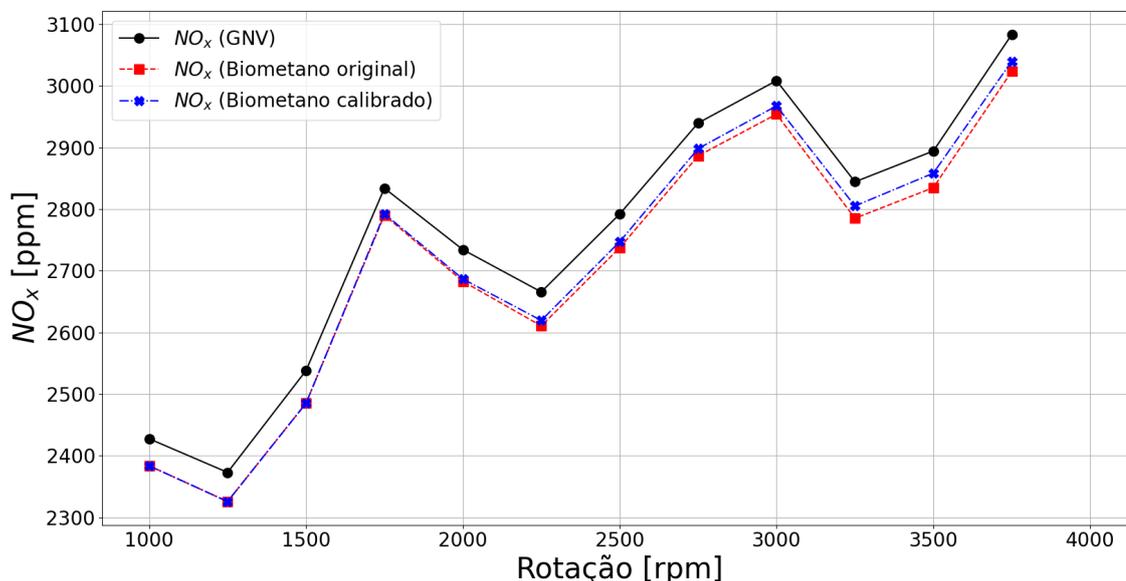


Figura 56 – Emissões de NO_x da operação com GNV, biometano substituído diretamente e motor calibrado para biometano.

Fonte: Autoria própria.

A substituição direta do combustível reduz as emissões de CO_2 em toda a faixa operacional do motor em cerca de 1,80%. A calibração possibilitou uma redução nas emissões de CO_2 de até 2,30% à 3500,00 rpm quando comparado com o motor alimentado com GNV, como ilustrado na Figura 57. Reduções nas emissões de CO_2 também são possíveis ao comparar o motor calibrado para biometano com a substituição direta do mesmo. Entretanto, tais reduções são inferiores à 0,50%. O comportamento de redução nas emissões de CO_2 pode ser compreendido devido à menor razão carbono/hidrogênio do biometano, pois possui apenas CH_4 como hidrocarboneto em sua composição. Assim, uma menor formação de CO_2 pode ser notada.

A substituição direta do GNV pelo biometano promove uma redução nas emissões de CO em toda a faixa operacional do motor, podendo chegar à 4,03% (2750,00 rpm). A calibração do avanço de ignição também mantém reduções nas emissões deste poluente, podendo chegar à 4,48% em 2750,00 rpm, como mostrado na Figura 58. Ao comparar a substituição direta com o motor calibrado, as emissões de CO são reduzidas em toda faixa operacional, mas em valores de até 1,00%.

A eficiência térmica do motor (Figura 59) possui uma ligeira queda quando a operação com biometano em substituição direta é comparada ao motor original com GNV. Já para o motor calibrado, é possível identificar ganhos. Entretanto, tais diferenças, sejam

ganhos ou perdas, são inferiores à 0,50%.

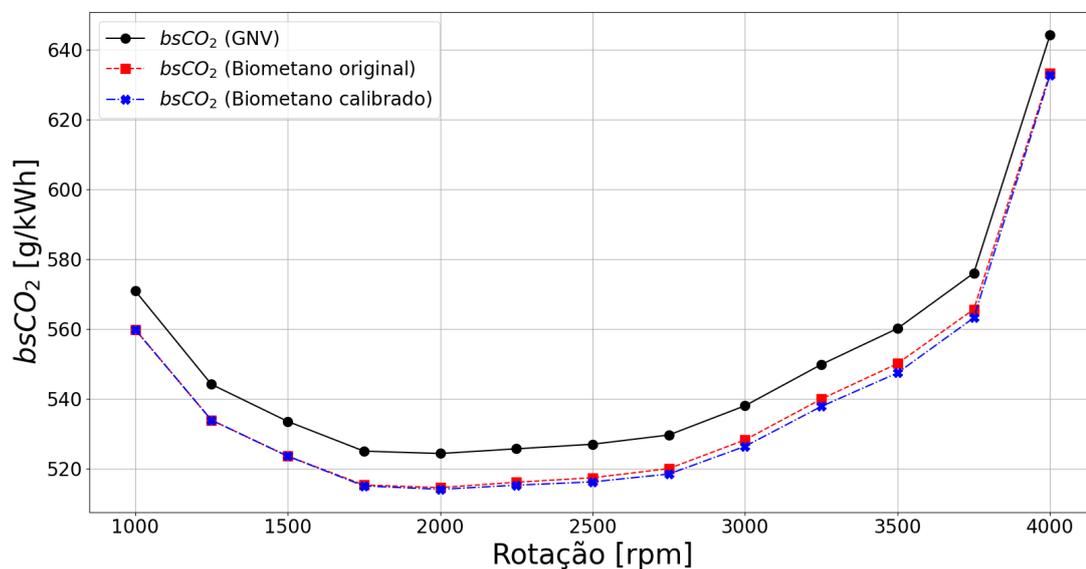


Figura 57 – Emissões específicas de CO_2 da operação com GNV, biometano substituído diretamente e motor calibrado para biometano.

Fonte: Autoria própria.

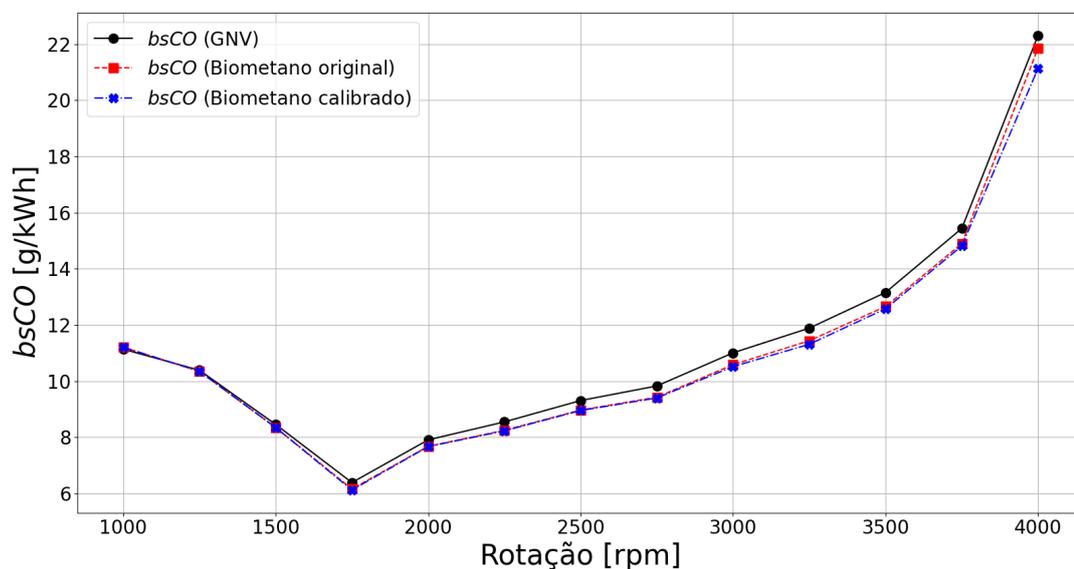


Figura 58 – Emissões específicas de CO da operação com GNV, biometano substituído diretamente e motor calibrado para biometano.

Fonte: Autoria própria.

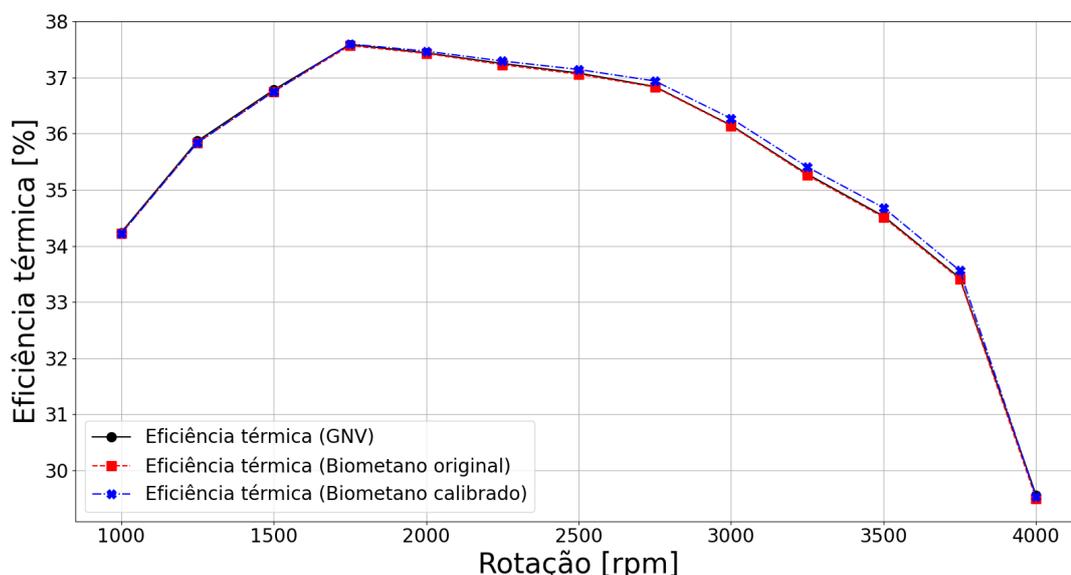


Figura 59 – Eficiência térmica da operação com GNV, biometano substituído diretamente e motor calibrado para biometano.

Fonte: Autoria própria.

6.5 DEMANDA DE BIOMETANO NO BRASIL

Baseado nas informações do SENATRAN a respeito da frota veicular alimentada com GNV no Brasil e do registro da capacidade instalada e produção de biometano no país, estimou-se o volume anual de biometano necessário para suprir a demanda de combustível veicular (Figura 60). A capacidade atual considera as 15 plantas já construídas, a capacidade a curto prazo adiciona as 5 plantas que já estão concluídas e apenas aguardam autorização para começarem a produzir e a capacidade a médio prazo considera o incremento gerado por todas as 37 plantas com previsão de finalização das obras até dezembro de 2027 no Brasil.

Como é possível notar pela Figura 60, o volume atualmente produzido no Brasil é capaz suprir cerca de 6,51% da frota alimentada com GNV. Entretanto, é necessário destinar todo o biometano produzido para o setor de transportes na forma de combustível. Este requerimento apresenta um valor elevado, superior aos 20,00% atualmente utilizados na Europa. Desta forma, o atual volume produzido no país é capaz de alimentar 1,00% da atual frota de veículos leves movidos a GNV utilizasse biometano, representando 15,52% do volume produzido. Este valor se encontra abaixo dos 20,00% estabelecidos como limite, se tornando um valor palpável. Atualmente, o Brasil é o maior produtor de biometano na América do Sul, mas é possível notar que o volume produzido ainda se encontra baixo para um potencial utilização como combustível. No melhor dos casos, seria necessário que toda a capacidade instalada no país produzisse biometano e que, mesmo assim, seria

possível suprir uma demanda de 6,51% dos veículos alimentados com GNV.

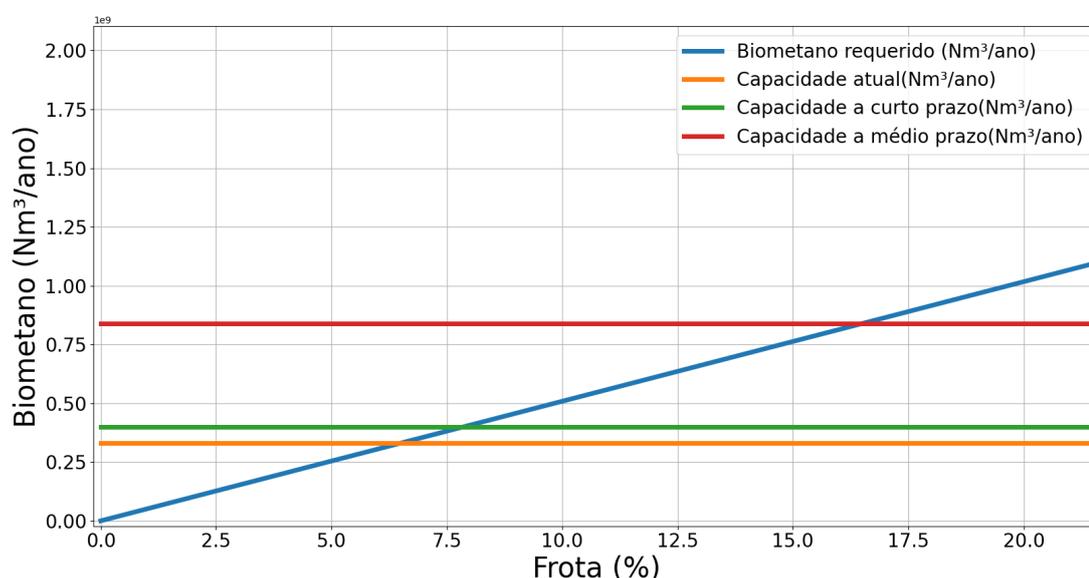


Figura 60 – Produção e demanda de biometano no Brasil.

Fonte: Autoria própria.

Avaliando a possibilidade de incremento a curto prazo dado pela existência de 5 plantas que já se encontram construídas, mas não estão produzindo, é possível suprir cerca de 7,88% da frota de veículos leves a GNV no Brasil em caso de todo o biometano produzido ser destinado à mobilidade urbana. Entretanto, considerando os valores mencionados como limite (20,00%), é possível substituir 1,50% dos veículos a GNV no país que representaria 19,23% da produção de biometano a curto prazo considerada. Posteriormente, avaliou-se o cenário no qual todas as plantas registradas pela ANP entrem em operação. Neste caso, como é possível observar na Figura 60, seria capaz de suprir a demanda de 3,00% da frota de GNV (18,33% da produção) ou um máximo de 16,52% caso toda a produção futura seja destinada à mobilidade na forma de combustível.

6.6 IMPACTO NAS EMISSÕES DO BRASIL

Baseado nas emissões apresentadas nas simulações, realizou-se uma estimativa do impacto nas emissões totais de CO_2 e NO_x da frota brasileira considerando os seguintes cenários: Cenário 1 com 1,00% da frota de GNV no Brasil utilizando biometano (15,52% da produção atual); Cenário 2 com 1,50% da frota utilizando biometano (19,23% da produção a curto prazo); Cenário 3 com 3,00% da frota de veículos leves à GNV utilizando biometano (18,33% da produção futura); Cenário 4 com 16,52% da frota utilizando biometano (100,00% da produção futura). Avaliou-se o impacto da substituição direta e

também da calibração realizada no motor separadamente, conforme descrito nas subseções à seguir.

Inicialmente, as emissões de NO_x e CO_2 das simulações foram coletadas e utilizadas como referência a faixa operacional mais comum de operação de um MCI aplicado em um veículo leve: entre 2000 rpm e 3000 rpm. A média das emissões dessa faixa foi utilizada para levantar o valor total de emissões com GNV e biometano.

Adicionalmente, os valores destacados no capítulo de metodologia para a distância anual média percorrida pelos veículos (20.000 km), o consumo esperado para um veículo com GNV e biometano (Tabela 14) e a frota de veículos foi utilizada como referência no cálculo das emissões em cada um dos cenários destacados na metodologia deste trabalho.

6.6.1 Substituição direta

A Figura 61 apresenta os resultados obtidos (em toneladas por ano) de redução anual nas emissões de NO_x e CO_2 , considerando apenas o emitido pelos veículos a GNV e os respectivos cenários de substituição por biometano.

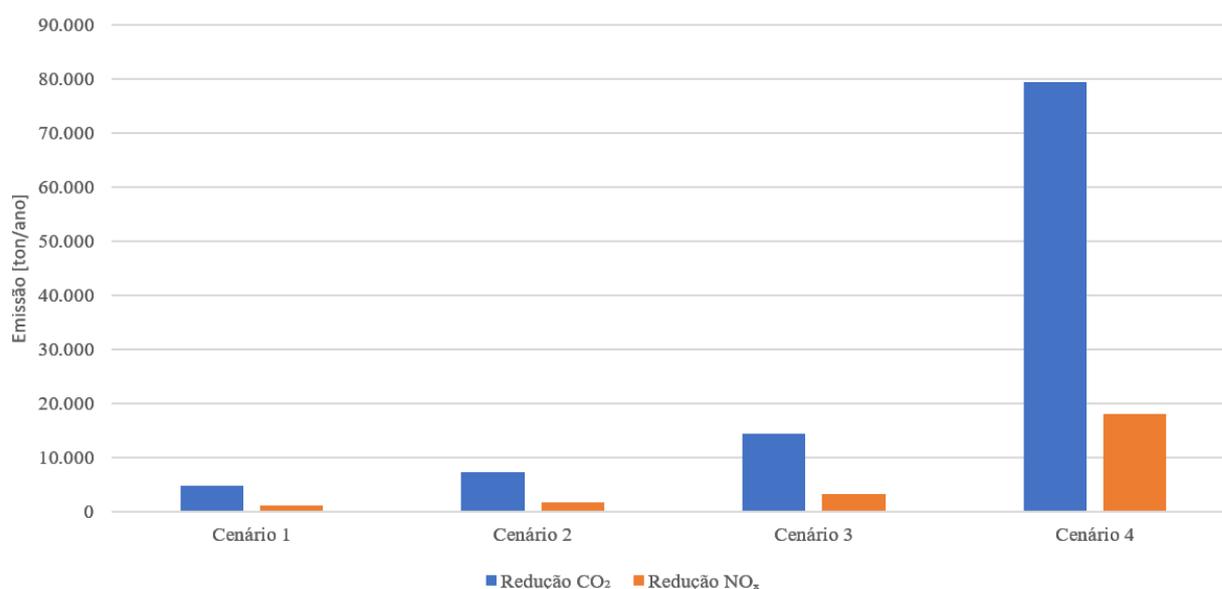


Figura 61 – Redução nas emissões de NO_x e CO_2 por ano, sem calibração do motor.

Fonte: Autoria própria.

O cenário 1 é o mais factível de ocorrer no Brasil nos dias atuais, representando uma redução anual de 1.096,58 ton/ NO_x por ano e 4.813,22 toneladas anuais de CO_2 . Caso as plantas já construídas entrem em operação a curto prazo, o cenário 2 poderia ser representativo para o país, correspondendo a uma redução de 1.644,87 toneladas de NO_x por ano e 7.219,84 toneladas anuais de CO_2 . Tais números ainda estão muito abaixo para serem considerados significativos, mas em um cenário em que as legislações se tornam cada vez mais restritivas e os preços do GNV apresentam uma variação grande, pode ser tornar interessante o fomento do biometano no Brasil.

Considerando ainda as plantas de biometano que se encontram em processo de autorização pelo órgão competente, o cenário 3 corresponde a uma estimativa na qual 18,33% da capacidade instalada até 2027 produzirá biometano que será utilizado para a mobilidade veicular. Neste caso, será possível reduzir diretamente 3.289,75 ton/ NO_x anuais e 14.439,67 toneladas de CO_2 por ano ao utilizar biometano em 3,00% da frota de veículos leves alimentados a GNV no país. Entretanto, caso toda a capacidade instalada produzisse biometano, seria possível substituir 16,52% da frota de GNV, correspondendo a uma redução de 18.115,55 toneladas de NO_x por ano e 79.514,45 toneladas de CO_2 por ano.

Assumindo o consumo médio de veículos alimentados com GNV (Tabela 14), juntamente com a distância anual percorrida pelos veículos (20.000 km), é possível traçar um paralelo entre a redução nas emissões (Figura 61) e o número de veículos equivalentes que essa redução representa. No Cenário 1, que representa a menor taxa de substituição da frota de veículos, a redução nas emissões de NO_x é equivalente ao emitido por 3.743 veículos à GNV. Esse número aumenta à medida que o nível de substituição do GNV por biometano aumenta, chegando a 61.840 veículos para o Cenário 4. Esses valores reforçam a importância do uso do biometano na mobilidade urbana brasileira, mitigando diretamente a emissão de GEE promovida por veículos a GNV. Destaca-se ainda que, caso o ciclo de vida seja avaliado, ganhos ainda maiores podem ser alcançados, visto que as emissões avaliadas nos cenários correspondem ao valor diretamente medido no escapamento do motor.

Em relação ao percentual de redução nas emissões destes poluentes (CO_2 e NO_x) é importante destacar que nos três primeiros cenários a redução é muito pequena. No cenário 4, mesmo possuindo uma proporção de redução maior que os cenários anteriores, ainda é um valor baixo. Isto se deve às características similares dos dois combustíveis como destacado no cálculo de Índice de Wobbe que aponta uma certa similaridade entre os dois, temperaturas de chama adiabática muito próximas, composições parecidas e poder calorífico similar. É importante ainda destacar que todos os cálculos realizados consideraram uma substituição direta do GNV por biometano.

6.6.2 Com calibração

Já para os mesmo cenários, mas com a calibração adequada do motor, redução nas emissões de NO_x e CO_2 ainda são possíveis como aponta a Figura 62.

Destaca-se que, devido ao fato de a calibração avaliada neste trabalho priorizar o torque e a potência para tornar a aplicação do biometano mais competitiva frente ao GNV, as emissões de NO_x são maiores que para o caso da substituição direta. Entretanto, ainda são obtidas reduções em relação ao uso tradicional do GNV na frota de veículos brasileiros de 1.058,09, 1.587,13, 3.174,26 e 17.479,57 ton/ano $_{NO_x}$. Ao avaliar o impacto nas

emissões de CO_2 , reduções ainda maiores são obtidas em comparação com a substituição direta. No total, é possível reduzir em 5.574,22, 8.361,33, 16.722,65 e 92.086,07 ton/ano $_{CO_2}$ nas emissões do setor de transporte brasileiro com a calibração do motor para utilizar biometano ao invés de GNV.

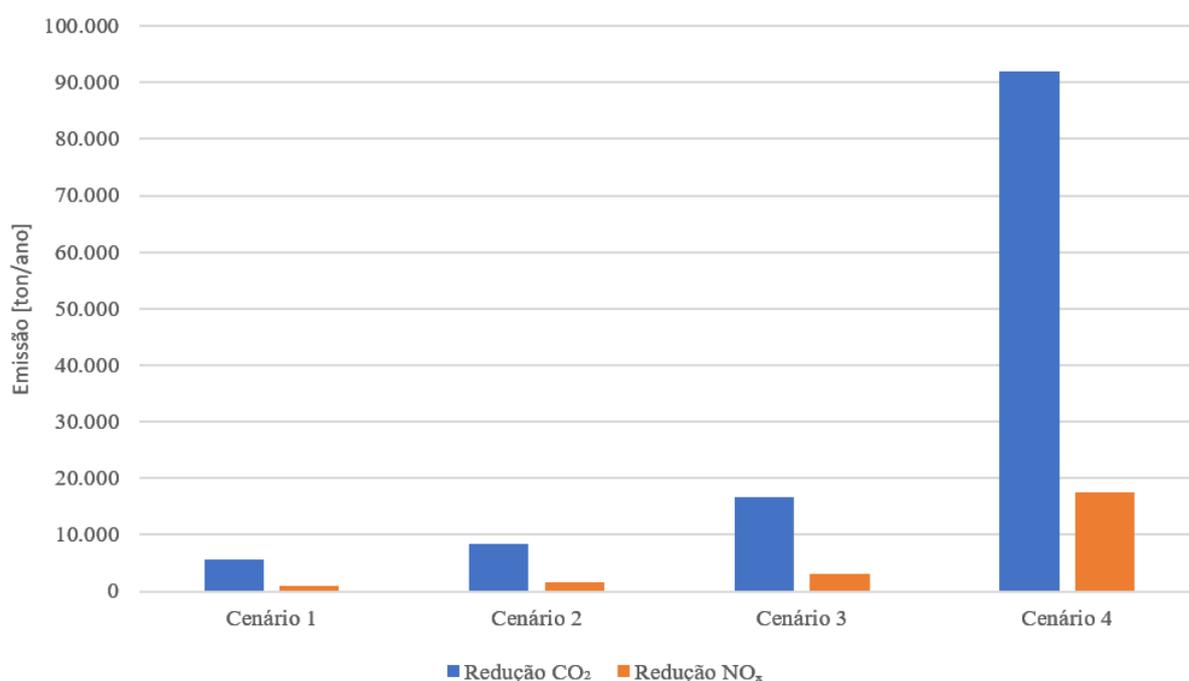


Figura 62 – Redução nas emissões de NO_x e CO_2 por ano, com calibração do motor.

Fonte: Autoria própria.

Considerando a avaliação realizada na subseção anterior, visando a determinar o número equivalente de veículos correspondentes à redução nas emissões, pode-se determinar de maneira similar o impacto da calibração. Como as emissões de NO_x aumentaram ligeiramente em comparação com a substituição direta, o impacto da calibração em relação ao número equivalente de veículos à GNV é inferior, alcançando o máximo de 59.669 no cenário 4. Destaca-se, entretanto, que esse valor corresponde à 2,26% da frota de veículos a GNV no Brasil e, caso o ciclo de vida seja avaliado, existe um potencial de redução no impacto ambiental ainda maior no cenário da mobilidade nacional.

6.7 CONSUMO ENERGÉTICO NO *UPGRADING*

Por fim, faz-se necessário avaliar o consumo energético envolvido no *upgrading* desse biometano utilizado no setor de transportes. Utilizaram-se dados presentes na Tabela 7 para quantificar o consumo energético, considerando o pior cenário (maior consumo). Adicionalmente, considerou-se como padrão um biogás bruto contendo 60,00 % CH_4 em volume e 40,00 % CO_2 em volume. Desta forma, estimou-se o consumo para se chegar até um nível de pureza de 95,00 % em metano, compatível com o biometano comercializado pela Gás Verde. Os resultados estão apresentados na Figura 63, na qual é possível visualizar

o consumo energético estimado para purificar o biometano utilizado em cada um dos quatro cenários de substituição propostos na frota de veículos à GNV no Brasil.

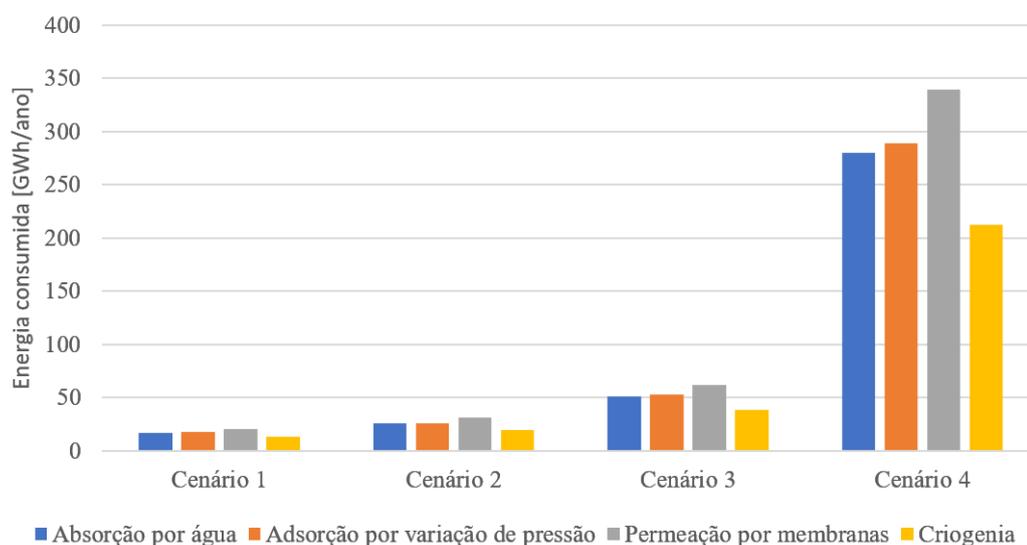


Figura 63 – Consumo energético das principais tecnologias de *upgrading* nos quatro cenários de substituição da frota brasileira.

Fonte: Autoria própria.

O método com maior consumo energético por metro cúbico de biometano produzido é o de permeação por membranas, seguido pela adsorção por variação de pressão, absorção física por água e a criogenia respectivamente. Entretanto, a criogenia é um método que possui elevados custos de instalação. Caso todo esse biometano produzido em cada um dos cenários fosse produzido via criogenia, seriam necessários 12,84, 19,26, 38,51 e 212,08 GWh por ano de energia elétrica.

O método mais empregado no Brasil e no mundo é a absorção física por água. Conforme ilustrado na Figura 63, além de ser o mais viável economicamente, é também o que apresenta menor necessidade de energia elétrica (16,94, 25,42, 50,84 e 279,94 GWh por ano de energia elétrica respectivamente). Esta análise destaca que, a utilização do biometano como combustível gerará uma demanda à matriz energética brasileira que, caso seja obtida a partir de fontes renováveis, pode agregar ainda mais valor ao mercado de biometano no Brasil.

De maneira a quantificar o consumo energético envolvido no *upgrading* dos cenários avaliados, traçou-se um comparativo entre a energia gerada em cada um dos cenários considerando que o motor seja usado como um gerador. Desta maneira, optou-se por considerar a condição operacional do motor que promova a maior eficiência energética de conversão do combustível em potência. Baseado na Figura 59, é possível observar que a maior eficiência ocorre à 1750 rpm para todas as simulações realizadas (GNV, substituição direta por biometano e calibração para biometano).

A maior eficiência térmica do motor foi obtida para o caso do motor com avanço de ignição calibrado para o biometano, com $\eta = 37,60\%$. Desta maneira, avaliando a permeação por membranas, método com maior consumo energético, obtém-se que seria possível gerar 168,31 GWh/ano, 252,47 GWh/ano, 504,94 GWh/ano e 2.780,55 GWh/ano de energia nos cenários 1, 2, 3 e 4 respectivamente. A energia consumida no *upgrading* corresponderia a 12,20% do total produzido caso o motor com biometano fosse utilizado para produção de energia elétrica diretamente. Ou seja, a energia total produzida por esta aplicação se sobrepõe ao gasto energético envolvido no *upgrading*, garantindo maior sustentabilidade e competitividade do biometano.

7 CONCLUSÕES

O presente trabalho teve como objetivo investigar, por meio de simulações numéricas no *software* GT-SUITE®, a viabilidade técnica e os impactos ambientais da substituição do gás natural veicular (GNV) por biometano em um motor de ignição por centelha originalmente projetado para operar com GNV, considerando tanto a substituição direta quanto a calibração otimizada do avanço de ignição. As análises abrangeram parâmetros de desempenho, emissões e implicações em escala nacional para a frota brasileira, além da avaliação do consumo energético associado ao processo de purificação do biogás.

Os resultados obtidos demonstraram que o modelo unidimensional desenvolvido reproduziu com precisão satisfatória os dados experimentais do motor operando com GNV, garantindo sua confiabilidade para prever o comportamento do motor alimentado com biometano. A substituição direta do combustível, sem ajustes de calibração, mostrou-se tecnicamente viável, sem prejuízos significativos de torque e potência, e resultou em reduções de até 1,94% nas emissões de dióxido de carbono, 4,03% nas de monóxido de carbono e 2,26% nas de óxidos de nitrogênio.

A calibração do avanço de ignição, com redução de 1° a 3° em relação ao ajuste para GNV, possibilitou ganhos de potência e eficiência térmica, além de reduções mais expressivas nas emissões, atingindo 2,30% para CO_2 , 4,48% para CO e 1,64% para NO_x .

Quando projetados para a escala nacional, esses resultados indicam que a substituição integral do GNV por biometano na frota brasileira poderia mitigar anualmente cerca de 79,51 mil toneladas de dióxido de carbono e 18,12 mil toneladas de óxidos de nitrogênio, representando contribuição relevante para o cumprimento das metas de redução de gases de efeito estufa assumidas pelo país. A redução das emissões de NO_x equivale à emissão de 59.669 para o cenário do motor calibrado para uso do biometano, representando hoje aproximadamente 2% da frota de veículos a GNV no Brasil.

A avaliação do consumo energético associado ao processo de purificação do biogás evidenciou que, embora a viabilidade técnica seja comprovada, a ampliação do uso do biometano requer otimização dos processos industriais e integração com fontes renováveis de energia, a fim de assegurar competitividade econômica e sustentabilidade ambiental. Avaliando o potencial de produção energética pela utilização do biometano em geradores, a energia requerida no *upgrading* corresponderia a aproximadamente 12% da produção total, ressaltando o potencial de uso do biometano em MCI.

Dada a ampla disponibilidade de resíduos agroindustriais e urbanos no Brasil, o biometano apresenta potencial expressivo para inserção na matriz de combustíveis veiculares, reduzindo a dependência de fontes fósseis e promovendo a valorização energética de resíduos orgânicos.

7.1 TRABALHOS FUTUROS

Uma forma de complementar o trabalho desenvolvido por meio desta tese, é por meio da implementação experimental do biometano no motor visando a validar a calibração e elaboração do mapa de injeção e ignição para diferentes solicitações e cargas.

Outro trabalho sugerido é a implementação em DFC visando a identificar diferenças entre o biometano e o GNV na injeção e combustão do motor.

Adicionalmente, uma análise profunda da combustão do biometano é indicada como trabalho com potencial. Avaliar propriedades do biometano como limites de inflamabilidade e atraso de ignição do combustível podem contribuir substancialmente para a discussão acerca dos benefícios da implementação deste combustível na mobilidade urbana.

Trabalhos sobre como os resultados poderiam ser aplicados diretamente na indústria automotiva ou em políticas públicas. Também, trabalhos sobre as barreiras técnicas e regulatórias para a implementação do biometano em larga escala.

Adicionalmente, a análise das incertezas é um trabalho indicado, visando à explorar a modelagem de incertezas associadas às simulações e medições experimentais, incluindo análise de sensibilidade dos parâmetros do modelo e impacto das variações na composição do biometano sobre desempenho e emissões.

A Análise do Ciclo de Vida (ACV) para avaliar os impactos ambientais, econômicos e energéticos da substituição do GNV por biometano, considerando desde a produção até o uso final nos motores. é recomendado visando a complementar a análise realizada neste trabalho.

REFERÊNCIAS

- [1] WHO. **Ambient air pollution: A global assessment of exposure and burden of disease**. Disponível em: <<https://www.who.int/publications/i/item/9789241511353>>. Acessado em 30 de abril de 2024.
- [2] GUO, H. et al. **Effect of Pre-Combustion Chamber Nozzle Parameters on the Performance of a Marine 2-Stroke Dual Fuel Engine**. *Processes*, v. 7, n. 12, p. 876, 2019.
- [3] Global Monitoring Laboratory. **Trends in Atmospheric Carbon Dioxide (CO₂)**. Disponível em: <<https://gml.noaa.gov/ccgg/trends/monthly.html>>. Acessado em 31 de Janeiro de 2025.
- [4] FENG, R. et al. **A comparative study on the energy flow of a hybrid heavy truck between AMT and MT shift mode under local driving test cycle**. *Energy conversion and management*, v. 256, p. 115359–115359, 2022.
- [5] DUAN, X. et al. **Influence of single injection and two-stagnation injection strategy on thermodynamic process and performance of a turbocharged direct-injection spark-ignition engine fuelled with ethanol and gasoline blend**. *Applied Energy*, v. 228, p. 942–953, 2018.
- [6] DUAN, X. et al. **A review of controlling strategies of the ignition timing and combustion phase in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine**. *Fuel*, v. 285, p. 119142, 2021.
- [7] LIU, J.; DUMITRESCU, C. E. **3D CFD simulation of a CI engine converted to SI natural gas operation using the G-equation**. *Fuel*, v. 232, p. 833–844, 2018.
- [8] CHEN, Y. et al. **Development of a reduced chemical mechanism targeted for a 5-component gasoline surrogate: A case study on the heat release nature in a GCI engine**. *Combustion and flame*, v. 178, p. 268–276, 2017.
- [9] SZULEJKO, J. E. et al. **Global warming projections to 2100 using simple CO₂ greenhouse gas modeling and comments on CO₂ climate sensitivity factor**. *Atmospheric Pollution Research*, v. 8, n. 1, p. 136–140, 2017.
- [10] LI, Y. et al. **Influences of the control parameters and spark plug configurations on the performance of a natural gas spark-ignition engine**. *Fuel*, v. 324, p. 124728, 2022.
- [11] MOCK, P. **CO₂ emission standards for passenger cars and light-commercial vehicles in the european union**. iCCT, Policy Update. 2019.
- [12] XIE, Y. et al. **Microsimulation of electric vehicle energy consumption and driving range**. *Applied Energy*, v. 267, p. 115081, 2020.
- [13] LÓPEZ-IBARRA, J. A. et al. **Battery aging conscious intelligent energy management strategy and sensitivity analysis of the critical factors for plug-in hybrid electric buses**. *eTransportation*, v. 5, p. 100061, 2020.

- [14] MARTINEZ, S. et al. **Flame Front Propagation in an Optical GDI Engine under Stoichiometric and Lean Burn Conditions**. *Energies*, v. 10, n. 9, p. 1337, 2017.
- [15] CHEN, Z.-M. et al. **Experimental study of the effects of spark timing and water injection on combustion and emissions of a heavy-duty natural gas engine**. *Fuel*, v. 276, p. 118025–118025, 2020.
- [16] ABDELLATIEF, T. M. M.; ERSHOV, M. A.; KAPUSTIN, V. M. **New recipes for producing a high-octane gasoline based on naphtha from natural gas condensate**. *Fuel*, v. 276, p. 118075, 2020.
- [17] WU, Y. et al. **Effects of diesel-ethanol-THF blend fuel on the performance and exhaust emissions on a heavy-duty diesel engine**. *Fuel*, v. 271, p. 117633, 2020.
- [18] DUAN, X. et al. **Experimental investigation of the effects of injection strategies on cycle-to-cycle variations of a DISI engine fueled with ethanol and gasoline blend**. *Energy*, v. 165, p. 455–470, 2018.
- [19] LIU, J. et al. **Experimental study on the performance, combustion and emission characteristics of a high compression ratio heavy-duty spark-ignition engine fuelled with liquefied methane gas and hydrogen blend**. *Applied Thermal Engineering*, v. 124, p. 585–594, 2017.
- [20] HU, E. et al. **Experimental study on combustion characteristics of a spark-ignition engine fueled with natural gas–hydrogen blends combining with EGR**. *International Journal of Hydrogen Energy*, v. 34, n. 2, p. 1035–1044, 2009.
- [21] YONTAR, A. A.; DOĞU, Y. **Effects of equivalence ratio and CNG addition on engine performance and emissions in a dual sequential ignition engine**. *International Journal of Engine Research*, v. 21, n. 6, p. 1067–1082, 2019.
- [22] HORA, T. S.; AGARWAL, A. K. **Effect of varying compression ratio on combustion, performance, and emissions of a hydrogen enriched compressed natural gas fuelled engine**. *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, v. 31, p. 819–828, 2016.
- [23] BHASKER, J. P.; PORPATHAM, E. **Effects of compression ratio and hydrogen addition on lean combustion characteristics and emission formation in a Compressed Natural Gas fuelled spark ignition engine**. *Fuel*, v. 208, p. 260–270, 2017.
- [24] ZHANG, S. et al. **Experimental and numerical study the effect of EGR strategies on in-cylinder flow, combustion and emissions characteristics in a heavy-duty higher CR lean-burn NGSi engine coupled with detail combustion mechanism**. *Fuel*, v. 276, p. 118082, 2020.
- [25] KALAM, M. A. et al. **CO, HC and NO_x Emissions Characteristics of a Retrofitted Bi-fuel Natural Gas Engine**. *HKIE Transactions*, v. 12, n. 3, p. 25–30, 2005.

- [26] JAHIRUL, M. I. et al. **Comparative engine performance and emission analysis of CNG and gasoline in a retrofitted car engine.** Applied Thermal Engineering, v. 30, n. 14-15, p. 2219–2226, 2010.
- [27] MEHRNOOSH, D.; ASGHAR, H. A.; ASGHAR, M. A. **Thermodynamic model for prediction of performance and emission characteristics of SI engine fuelled by gasoline and natural gas with experimental verification.** Journal of Mechanical Science and Technology, v. 26, n. 7, p. 2213–2225, 2012.
- [28] ASLAM, M. U. et al. **An experimental investigation of CNG as an alternative fuel for a retrofitted gasoline vehicle.** Fuel, v. 85, n. 5, p. 717–724, 2006.
- [29] TABAR, A. R.; HAMIDI, A. A.; GHADAMIAN, H. **Experimental investigation of CNG and gasoline fuels combination on a 1.7 L bi-fuel turbocharged engine.** international journal of energy and environmental engineering, v. 8, n. 1, p. 37–45, 2016.
- [30] GHORBANIAN, J.; AHMADI, M. **Experimental thermal analysis of cylinder block and head of a bi-fuel turbocharged engine.** Meccanica, v. 47, n. 8, p. 1987–2004, 2012.
- [31] CHŁOPEK, Z.; LASOCKI, J.; SAR, H. **Study of dynamic and ecological properties of automotive bi-fuel engine.** International journal of energy and environmental engineering, v. 13, n. 1, p. 1–10, 2021.
- [32] VIDIGAL, L. P. V. et al. **Biomethane as a Fuel for Energy Transition in South America: Review, Challenges, Opportunities, and Perspectives.** Energies, v. 18, p. 2967, 2025.
- [33] DEMIRBAS, M. F.; BALAT, M.; BALAT, H. **Potential contribution of biomass to the sustainable energy development.** Energy Conversion and Management, v. 50, n. 7, p. 1746–1760, 2009.
- [34] PRUSSI, M. et al. **JEC Well-To-Wheels report v5.** 2020.
- [35] TERNEL, C.; BOUTER, A.; MELGAR, J. **Life cycle assessment of mid-range passenger cars powered by liquid and gaseous biofuels: Comparison with greenhouse gas emissions of electric vehicles and forecast to 2030.** Transportation Research Part D: Transport and Environment, v. 97, p. 102897, 2021.
- [36] GHADIKOLAEI, M. A. **Effect of alcohol blend and fumigation on regulated and unregulated emissions of IC engines—A review.** Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 57, p. 1440–1495, 2016.
- [37] PIRJOLA, L. et al. **Potential of renewable fuel to reduce diesel exhaust particle emissions.** Applied Energy, v. 254, p. 113636, 2019.
- [38] GREN, L. et al. **Effects of renewable fuel and exhaust aftertreatment on primary and secondary emissions from a modern heavy-duty diesel engine.** Journal of Aerosol Science, v. 156, p. 105781, 2021.

- [39] KROYAN, Y. et al. **Modelling the end-use performance of alternative fuel properties in flex-fuel vehicles**. *Energy Conversion and Management*, v. 269, p. 116080, 2022.
- [40] SILVA, C.; ROSS, M.; FARIAS, T. **Analysis and simulation of “low-cost” strategies to reduce fuel consumption and emissions in conventional gasoline light-duty vehicles**. *Energy Conversion and Management*, v. 50, n. 2, p. 215–222, 2009.
- [41] ANDERSSON, Ö.; BÖRJESSON, P. **The greenhouse gas emissions of an electrified vehicle combined with renewable fuels: Life cycle assessment and policy implications**. *Applied Energy*, v. 289, p. 116621, 2021.
- [42] SAMANEZ, C. P.; FERREIRA, L. DA R.; NASCIMENTO, C. C. DO. **Avaliação da opção de troca de combustível no carro brasileiro flex: um estudo por região geográfica usando teoria de opções reais e simulação estocástica**. *Production*, v. 24, n. 3, p. 628–643, 1 out. 2013.
- [43] PAIXÃO, A. **’Jeitinho brasileiro’, carro flex completa 20 anos e surge como alternativa barata aos elétricos**. disponível em: <https://autoesporte.globo.com/industria/noticia/2023/03/jeitinho-brasileiro-carro-flex-completa-20-anos-e-surge-como-alternativa-barata-aos-eletricos.ghtml>. Acessado em 10 de setembro de 2023.
- [44] NASCIMENTO, P. T. S. et al. **The technological strategy of Brazilian automakers for flex fuel vehicles: An exploratory study**. Phuket, Thailand, pp. 1-13, 2010.
- [45] AZHAGANATHAN, G.; BRAGADESHWARAN, A. **Critical review on recent progress of ethanol fuelled flex-fuel engine characteristics**. *International Journal of Energy Research*, v. 46, n. 5, p. 5646–5677, 2022.
- [46] DELGADO, R. C. O. B.; ARAUJO, A. S.; FERNANDES, V. J. **Properties of Brazilian gasoline mixed with hydrated ethanol for flex-fuel technology**. *Fuel Processing Technology*, v. 88, n. 4, p. 365–368, 2007.
- [47] MATĚJOVSKÝ, L. et al. **Study of Corrosion of Metallic Materials in Ethanol–Gasoline Blends: Application of Electrochemical Methods**. *Energy & Fuels*, v. 31, n. 10, p. 10880–10889, 2017.
- [48] TURNER, J. J.; PECK, A. B.; PEARSON, R. **Flex-Fuel Vehicle Development to Promote Synthetic Alcohols as the Basis of a Potential Negative-CO2 Energy Economy**. SAE technical paper series, 2007.
- [49] NASCIMENTO, P. T. S. et al. **Exogenous Factors in the Development of Flexible Fuel Cars as a Local Dominant Technology**. *Journal of technology management & innovation*, v. 4, n. 4, p. 110–119, 2009.
- [50] BENNINGER, K. et al. **Flexfuel systems for gasoline direct injection engines**. *MTZ worldwide*, v. 68, n. 7-8, p. 28–30, 2007.
- [51] VIEIRA, D. **The Brazilian experience of flex-fuel vehicles technology: towards low carbon mobility**. *WIT transactions on the built environment*, 2014.

- [52] THOMAZ, F. et al. **Effects of the Engine Cooling System Design on Fuel Consumption - a Numerical Assessment**. SAE technical papers on CD-ROM/SAE technical paper series, 2021.
- [53] JIANG, L. et al. **Parameterization and Simulation for a Turbocharged Spark Ignition Direct Injection Engine with Variable Valve Timing**. SAE technical papers on CD-ROM/SAE technical paper series, 2009.
- [54] CAVALCANTE, T. et al. **In Cylinder Pressure Curve Simulation On Multifuel Engines - A Comparison Between A Polytropic And General Thermodynamic Model For Gasoline, Ethanol And Natural Gas**. SAE technical paper series, 2007.
- [55] MELO, T. C. C. DE et al. **Hydrous ethanol–gasoline blends – Combustion and emission investigations on a Flex-Fuel engine**. *Fuel*, v. 97, p. 796–804, 2012.
- [56] GONG, C. et al. **Research on the performance of a hydrogen/methanol dual-injection assisted spark-ignition engine using late-injection strategy for methanol**. *Fuel*, v. 260, p. 116403, 2020.
- [57] MACHADO, G. B.; DE MELO, T. C. C.; CANDIDO, A. C. DE A. F. **Flex-fuel engine: Influence of ethanol content on power and efficiencies**. *International Journal of Engine Research*, v. 22, n. 1, p. 273–283, 2019.
- [58] MARQUES, D. O. et al. **Combustion assessment of an ethanol/gasoline flex-fuel engine**. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, v. 39, n. 4, p. 1079–1086, 2016.
- [59] MACHADO, G. B.; CORDEIRO, C.; MONIZ, K. **GDI flex fuel engine: Influence of different fuels on the performance**. *International journal of engine research*, v. 22, n. 11, p. 3407–3414, 2020.
- [60] BADR, O.; KARIM, G. A.; LIU, B. **An examination of the flame spread limits in a dual fuel engine**. *Applied Thermal Engineering*, v. 19, n. 10, p. 1071–1080, 1999.
- [61] ZHOU, X. et al. **Pilot diesel-ignited ammonia dual fuel low-speed marine engines: A comparative analysis of ammonia premixed and high-pressure spray combustion modes with CFD simulation**. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 173, p. 113108–113108, 2023.
- [62] SAHOO, B. B.; SAHOO, N.; SAHA, U. K. **Effect of engine parameters and type of gaseous fuel on the performance of dual-fuel gas diesel engines—A critical review**. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 13, n. 6-7, p. 1151–1184, 2009.
- [63] LIU, Z. **An examination of the combustion characteristics of compression ignition engines fuelled with gaseous fuels**. University of Calgary, Tese de doutorado, Department of Mechanical Engineering. 1999.
- [64] HODGINS, K.; GUNAWAN, H.; HILL, P. G. **Intensifier-injector for Natural Gas Fueling of Diesel Engines**. SAE technical papers on CD-ROM/SAE technical paper series, 1992.

- [65] WEAVER, C., TURNER. **Dual Fuel Natural Gas/Diesel Engines: Technology, Performance, and Emissions**. SAE Technical Paper. 1994.
- [66] ROQUE, L. F. A. et al. **Experimental analysis and life cycle assessment of green diesel (HVO) in dual-fuel operation with bioethanol**. Journal of Cleaner Production, v. 389, p. 135989–135989, 2023.
- [67] PINTO, G. M. et al. **Experimental investigation of performance and emissions of a CI engine operating with HVO and farnesane in dual-fuel mode with natural gas and biogas**. Energy, v. 277, p. 127648–127648, 2023.
- [68] PINTO, G. M. et al. **Combustion, performance and emission analyses of a CI engine operating with renewable diesel fuels (HVO/FARNESANE) under dual-fuel mode through hydrogen port injection**. International Journal of Hydrogen Energy, v. 48, p. 19713–19732, 2023.
- [69] DA COSTA, R. B. R. et al. **Experimental assessment of renewable diesel fuels (HVO/Farnesane) and bioethanol on dual-fuel mode**. Energy Conversion and Management, v. 258, p. 115554–115554, 2022.
- [70] DA COSTA, R. B. R. et al. **Experimental investigation on the potential of biogas/ethanol dual-fuel spark-ignition engine for power generation: Combustion, performance and pollutant emission analysis**. Applied Energy, v. 261, p. 114438, 2020.
- [71] DA COSTA, R. B. R. et al. **Combustion, performance and emission analysis of a natural gas-hydrous ethanol dual-fuel spark ignition engine with internal exhaust gas recirculation**. Energy Conversion and Management, v. 195, p. 1187–1198, 2019.
- [72] GEICHASKIEL, B. et al. **Emissions of Euro 6 Mono- and Bi-Fuel Gas Vehicles**. Catalysts, v. 12, n. 6, p. 651–651, 2022.
- [73] CHEN, H.; HE, J.; ZHONG, X. **Engine combustion and emission fuelled with natural gas: A review**. Journal of the Energy Institute, v. 92, n. 4, p. 1123–1136, 2019.
- [74] ANP. **RESOLUÇÃO ANP Nº 825/2020**. 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>>. Acessado em 16 de agosto de 2024.
- [75] ANP. **RESOLUÇÃO ANP Nº 16/2008**. Disponível em: <<https://atosoficiais.com.br/anp/resolucao-n-16-2008>>. Acessado em 16 de agosto de 2024.
- [76] SUBRAMANIAN, K. A. et al. **Comparative evaluation of emission and fuel economy of an automotive spark ignition vehicle fuelled with methane enriched biogas and CNG using chassis dynamometer**. Applied Energy, v. 105, p. 17–29, 2013.

- [77] MEENA, P. K.; PAL, A.; GAUTAM, S. **Investigation of combustion and emission characteristics of an SI engine operated with compressed biomethane gas, and alcohols.** Environmental Science and Pollution Research, v. 31, p. 10262-10272, 2024.
- [78] CHLOPEK, Z.; LASOCKI, J.; SAR, H. **Study of dynamic and ecological properties of automotive bi-fuel engine.** International journal of energy and environmental engineering, v. 13, n. 1, p. 1–10, 2021.
- [79] PRATI, M. V. et al. **Emissions and Combustion Behavior of a Bi-Fuel Gasoline and Natural Gas Spark Ignition Engine.** SAE International Journal of Fuels and Lubricants, v. 4, n. 2, p. 328–338, 2011.
- [80] TUAN, N. T.; DONG, N. P. **Improving performance and reducing emissions from a gasoline and liquefied petroleum gas bi-fuel system based on a motorcycle engine fuel injection system.** Energy for Sustainable Development, v. 67, p. 93–101, 2022.
- [81] DUY, V. N.; DUC, K. N.; VAN, N. C. **Real-time driving cycle measurements of fuel consumption and pollutant emissions of a bi-fuel LPG-gasoline motorcycle.** Energy Conversion and Management: X, v. 12, p. 100135, 2021.
- [82] DUC, K. N.; DUY, V. N. **Study on performance enhancement and emission reduction of used fuel-injected motorcycles using bi-fuel gasoline-LPG.** Energy for Sustainable Development, v. 43, p. 60–67, 2018.
- [83] SUTHISRIPOK, T.; PHUSAKOL, N.; SAWETKITTIRUT, N. **Bi-fuel system - Gasoline/LPG in A used 4-stroke motorcycle - fuel injection type.** IOP conference series, 2017.
- [84] YAO, Z. et al. **On-road emission characteristics of CNG-fueled bi-fuel taxis.** Atmospheric Environment, v. 94, p. 198–204, 2014.
- [85] MOHAMED, E. S. **Experimental study on the effect of active engine thermal management on a bi-fuel engine performance, combustion and exhaust emissions.** Applied Thermal Engineering, v. 106, p. 1352–1365, 2016.
- [86] ASHKEZARI, A. Z. **Numerical analysis of performance and emissions behavior of a bi-fuel engine with compressed natural gas enriched with hydrogen using variable compression ratio strategy.** International Journal of Hydrogen Energy, v. 47, n. 19, p. 10762–10776, 2022.
- [87] KARAVALAKIS, G. et al. **Air pollutant emissions of light-duty vehicles operating on various natural gas compositions.** Journal of Natural Gas Science and Engineering, v. 4, p. 8–16, 2012.
- [88] ETHERIDGE, J. et al. **Modelling cycle to cycle variations in an SI engine with detailed chemical kinetics.** Combustion and Flame, v. 158, n. 1, p. 179–188, 2011.
- [89] RAMASAMY, D. et al. **Effect of dissimilar valve lift on a bi-fuel CNG engine operation.** Energy, v. 112, p. 509–519, 2016.

- [90] SHARIYAT, M.; SOLA, J. F.; JAZAYERI, S. A. **Experimentally Validated Combustion and Piston Fatigue Life Evaluation Procedures for the Bi-Fuel Engines, Using an Integral-Type Fatigue Criterion**. Latin American Journal of Solids and Structures, v. 13, n. 6, p. 1030–1053, 2016.
- [91] SHARIYAT, M.; DJAMSHIDI, P. **Minimizing the engine-induced harshness based on the DOE method and sensitivity analysis of the full vehicle NVH model**. International journal of automotive technology, v. 10, n. 6, p. 687–696, 2009.
- [92] SÁINZ, D. et al. **Conversion of a gasoline engine-generator set to a bi-fuel (hydrogen/gasoline) electronic fuel-injected power unit**. International Journal of Hydrogen Energy, v. 36, n. 21, p. 13781–13792, 2011.
- [93] VERHELST, S. et al. **Efficiency comparison between hydrogen and gasoline, on a bi-fuel hydrogen/gasoline engine**. International Journal of Hydrogen Energy, v. 34, n. 5, p. 2504–2510, 2009.
- [94] SÁINZ, D. et al. **Conversion of a commercial gasoline vehicle to run bi-fuel (hydrogen-gasoline)**. International Journal of Hydrogen Energy, v. 37, n. 2, p. 1781–1789, 2012.
- [95] SAHOO, S.; SRIVASTAVA, D. K. **Effect of compression ratio on engine knock, performance, combustion and emission characteristics of a bi-fuel CNG engine**. Energy, v. 233, p. 121144, 2021.
- [96] JACOBS, F. **EV incentives and city bans in Europe: an overview**. Disponível em: <<https://www.fleeturope.com/en/new-energies/europe/features/ev-incentives-and-city-bans-europe-overview?a=FJA05&t%5B0%5D=Electrification&curl=1>>. Acessado em 10 de novembro de 2023.
- [97] EKBLÖM, J. **Denmark calls for EU strategy to phase out diesel and petrol cars from 2030**. Disponível em: <<https://www.reuters.com/article/us-eu-autos-denmark-idUSKBN1WJ1YW>>. Acessado em 19 de novembro de 2023.
- [98] NUSSBAUM, A.; PATEL, T. **France Pushes Back Against EU Banning Combustion Cars by 2035**. Disponível em: <<https://www.bloomberg.com/news/articles/2021-07-12/france-pushes-back-against-eu-banning-combustion-cars-by-2035>>. Acessado em 20 de agosto de 2023.
- [99] REUTERS **EU countries reach climate crisis deal after late-night talks**. Disponível em: <<https://www.theguardian.com/world/2022/jun/29/eu-countries-reach-climate-crisis-deal-after-late-night-talks>>. Acessado em 23 de janeiro de 2024.
- [100] PETROPOULOS, A. et al. HUISMANS, M. **Cars and Vans**. Disponível em: <<https://www.iea.org/reports/cars-and-vans>>. Acessado em 02 de novembro de 2023.
- [101] GRANDVIEWRESEARCH **Internal Combustion Engine Market Size, Share and Trends Analysis Report By Fuel (Petroleum And Natural Gas), By End-use, By Region, And Segment Forecasts, 2022 - 2030**. Disponível em: <<https://www.grandviewresearch.com/industry-analysis/internal-combustion-engine-market>>. Acessado em 10 de novembro de 2023.

- [102] WAPPELHORST, S. **Update on government targets for phasing out new sales of internal combustion engine passenger cars**. Disponível em: <<https://theicct.org/publication/update-on-government-targets-for-phasing-out-new-sales-of-internal-combustion-engine-passenger-cars/>>. Acessado em 11 de novembro de 2023.
- [103] RICKER, T. **Volvo to end gas-only cars by 2019**. Disponível em: <<https://www.theverge.com/2017/7/5/15921208/volvo-all-electric-by-2019>>. Acessado em 10 de setembro de 2023.
- [104] CAMPBELL, P. **European truckmakers to phase out diesel sales decade earlier than planned**. Disponível em: <<https://www.ft.com/content/7d49589b-ff50-444d-8eef-b8abe5691f91>>. Acessado em 11 de setembro de 2023.
- [105] EISENSTEIN, P. A. **GM to go all-electric by 2035, phase out gas and diesel engines**. Disponível em: <<https://www.nbcnews.com/business/autos/gm-go-all-electric-2035-phase-out-gas-diesel-engines-n1256055>>. Acessado em 12 de setembro de 2023.
- [106] JOLLY, J. **JLR to make Jaguar brand electric-only by 2025**. Disponível em: <<https://www.theguardian.com/business/2021/feb/15/jlr-to-make-jaguar-brand-electric-only-by-2025>>. Acessado em 10 de setembro de 2023.
- [107] VOLVO. **Volvo Cars to be fully electric by 2030**. Disponível em: <<https://www.media.volvocars.com/global/en-gb/media/pressreleases/277409/volvo-cars-to-be-fully-electric-by-2030>>. Acessado em 20 de setembro de 2023.
- [108] HAWKINS, A. J. **Honda will phase out gas-powered cars by 2040**. Disponível em: <<https://www.theverge.com/2021/4/23/22399212/honda-gas-car-phase-out-2040-electric-vehicle>>. Acessado em 10 de setembro de 2023.
- [109] ROLLS-ROYCE. **A PROPHECY FULFILLED, A PROMISE KEPT, A REMARKABLE UNDERTAKING UNDERWAY. ROLLS-ROYCE MOTOR CARS ANNOUNCES FIRST FULLY ELECTRIC CAR**. Disponível em: <<https://www.press.rolls-roycemotorcars.com/rolls-royce-motor-cars-pressclub/article/detail/T0346152EN/a-prophecy-fulfilled-a-promise-kept-a-remarkable-undertaking-underway-rolls-royce-motor-cars-announces-first-fully-electric-car?language=en>>. Acessado em 15 de setembro de 2023.
- [110] TARANTOLA, A. **Maserati plans to go fully electric by 2025**. Disponível em: <<https://www.engadget.com/maseratti-plans-to-go-fully-electric-by-2025-165704355.html>>. Acessado em 08 de setembro de 2023.
- [111] CONNELLY, E.; DASGUPTA, A. **Electric Vehicles**. Disponível em: <<https://www.iea.org/reports/electric-vehicles>>. Acessado em 03 de setembro de 2023.
- [112] RUOSO, A. C.; RIBEIRO, J. L. D.; OLARU, D. **Electric vehicles' impact on energy balance: Three-country comparison**. Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 203, p. 114768, 2024.

- [113] HEYWOOD, J. B. **Internal combustion engine fundamentals**. McGraw-Hill Education. Segunda edição, 2018.
- [114] FERGUSON, C. R.; KIRKPATRICK, A. T. **Internal Combustion Engines**. John Wiley and Sons. Terceira edição, 2016.
- [115] MATTOS, A. P. **Estudo do desempenho de um motor turbo-alimentado a etanol empregando EGR para redução de emissões de NOx e controle de detonações**. Tese. Unicamp, 2018.
- [116] TURNS, S. R. **An introduction to combustion: concepts and applications**. McGraw-Hill, 3rd ed. 2012.
- [117] CARVALHO Jr., J. A.; ZEVALLOS, A. A. M.; CORONADO, C. J. R.; McQUAY, M. Q. **Combustão Aplicada**. Editora UFSC. 2 ed, 2018. ISBN 9788532808219.
- [118] WEISMAN, W. **Gas from the Past: Biogas 101**. Disponível em: <<https://www.renewableenergyworld.com/baseload/bioenergy/gas-from-the-past-biogas-101/>>. Acessado em 12 de janeiro de 2024.
- [119] ALVES, J. W. S. **Diagnóstico Técnico Institucional da Recuperação e Uso Energético do Biogás Gerado pela Digestão Anaeróbica de Resíduos**. Dissertação de mestrado, PIPGE/USP. 2000.
- [120] LISK, P. **Methane Recovery from Animal Manures The Current Opportunities Casebook**. U.S. Department of Energy. 1998.
- [121] TIETJEN, C. **Principal problems of the use of city wastes for crop production and soil conservation**. F.A.O. Soils Bulletins, v. 27, p. 211-226, 1975.
- [122] CLAASSEN, P. A. M. et al. **Utilisation of biomass for the supply of energy carriers**. Applied Microbiology and Biotechnology, v. 52, n. 6, p. 741-755, 1999.
- [123] MEYNELL, P.J. **Methane: Planning a Digester**. Schocken Books, 1976.
- [124] MCCABE, J. **Biological Treatment of Sewage and Industrial Wastes, Volume I: Aerobic Oxidation**. Reinbold Publishing, 1956.
- [125] BUSWELL, A. M.; HATFIELD, W. D. **Anaerobic Fermentations**. State of Illinois, n.32, 1936.
- [126] CERVI, R. G. **Avaliação econômica do aproveitamento do biogás e biofertilizante produzido por biodigestão anaeróbica: estudo de caso em unidade biointegrada**. Dissertação de mestrado, Faculdade de Ciências Agrônômicas da Unesp, 2009.
- [127] GRYSCHKEK, J. M., BELO, F. R. **Produção e uso do gás metano na agricultura e agro-indústria**. ESALQ, 1983.
- [128] ZHANG, Z., ZHANG, E., LICHTFOUSE, E. **Membranes for Environmental Applications**. Springer International Publishing. 2020.
- [129] GAO, J. et al. **A thermodynamic analysis of methanation reactions of carbon oxides for the production of synthetic natural gas**. RSC Advances, v. 2, n. 6, p. 2358, 2012.

- [130] CHERNICHARO, C. A. L. **Reatores anaeróbios: princípios do tratamento biológico de águas residuárias**. Editora UFMG, v.5, 2008.
- [131] FERNANDES, D. M. **Biomassa e biogás na suinocultura**. Dissertação de mestrado, Universidade Estadual do Oeste do Paraná, 2012.
- [132] FERRAZ, J. M. G; MARRIEL, I. E. **Biogás: fonte alternativa de energia**. Embrapa, n.03, 1980.
- [133] SAKUMA, A. C. **Desenvolvimento e análise experimental de biodigestores modulares de baixo tempo de residência**. Dissertação de mestrado, Universidade Federal do Paraná, 2013.
- [134] DEGANUTTI, R. et al. **Biodigestores rurais: modelo indiano, chinês e batelada**. Encontro de energia no meio rural, 2002.
- [135] SILVEIRA, B. et al. **Guia Técnico de aproveitamento energético de biogás em estações de tratamento de esgoto**. Brasília, DF : Ministério das Cidades, 2015.
- [136] ADNAN, A. I. et al. **Technologies for Biogas Upgrading to Biomethane: A Review**. Bioengineering, v. 6, n. 4, p. 92. 2019.
- [137] Renewable Gas - discussion on the state of the industry and its future in a decarbonised world. [s.l: s.n.]. Disponível em: <https://task37.ieabioenergy.com/wp-content/uploads/sites/32/2022/02/Renewable_Gas_Report_END.pdf>. Acessado em: 21 de Abril de 2024.
- [138] ANGELIDAKI, I. et al. **Biogas Upgrading: Current and Emerging Technologies**. Biofuels: Alternative Feedstocks and Conversion Processes for the Production of Liquid and Gaseous Biofuels, p. 817–843. 2019.
- [139] GKOTSIS, P. et al. **Biogas Upgrading Technologies – Recent Advances in membrane-based Processes**. International Journal of Hydrogen Energy, v. 48, n. 10. 2022.
- [140] ANDRIANI, D. et al. **A Review on Optimization Production and Upgrading Biogas Through CO2 Removal Using Various Techniques**. Applied Biochemistry and Biotechnology, v. 172, n. 4, p. 1909–1928. 2013.
- [141] EPE, **Panorama do biometano 2023**. Disponível em: <<https://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-781/Panorama%20de%20Biometano.pdf>> Acesso em: 28 de agosto de 2024.
- [142] ANP. **Painel Dinâmico de Produtores de Biometano**. Disponível em: <<https://www.gov.br/anp/pt-br/centrais-de-conteudo/paineis-dinamicos-da-anp/paineis-e-mapa-dinamicos-de-produtores-de-combustiveis-e-derivados/painel-dinamico-de-produtores-de-biometano>>. Acessado em: 30 de maio de 2025.
- [143] ANP. **Relatório dinâmico de autorizações: Autorizações de Biometano**. Disponível em: <<https://www.gov.br/anp/pt-br/centrais-de-conteudo/paineis-dinamicos-da-anp/paineis-e-mapa-dinamicos-de-produtores-de-combustiveis-e-derivados/painel-dinamico-de-produtores-de-biometano>>. Acesso em: 30 de maio de 2025.

- [144] ANP. **RESOLUÇÃO ANP Nº 906/2022**. Disponível em: <<https://atosoficiais.com.br/anp/resolucao-n-906-2022-dispoe-sobre-as-especificacoes-do-biometano-oriundo-de-produtos-e-residuos-organicos-agrossilvopastoris-e-comerciais-destinado-ao-uso-veicular-e-as-instalacoes-residenciais-e-comerciais-a-ser-comercializado-em-todo-o-territorio-nacional?origin=instituicao>>. Acessado em 16 de agosto de 2024.
- [145] SILVA, S. T. S. et al. **Technical and economic evaluation of using biomethane from sanitary landfills for supplying vehicles in the Southeastern region of Brazil**. *Renewable Energy*, v. 196, p. 1142-1157, 2022.
- [146] GINDRI, G. O.; De SOUZA, T. A. Z.; JULIO, A. A. V.; VIDIGAL, L. P. V.; CORONADO, C. J. R. **Biomethane Production Model from Biogas Upgrading, and Its Potential Use in the Light Vehicle Fleet in Southeast Brazil**. ABCM, 28 th. International Congress of Mechanical Engineering, Curitiba-PR, 2025.
- [147] Gamma Technologies Inc **Manual GT-Suite v2023**. Westmont, IL, USA, 2023.
- [148] SUN, X. et al. **Effect of hydrogen enrichment on the flame propagation, emissions formation and energy balance of the natural gas spark ignition engine**. *Fuel*, v. 307, p. 121843, 2022.
- [149] SENATRAN. **Frota de veículos 2025**. Disponível em: <<https://www.gov.br/transportes/pt-br/assuntos/transito/conteudo-Senatran/frota-de-veiculos-2025>>. Acessado em 30 de maio de 2025.
- [150] IEA. **Renewables 2023 – Analysis**. Disponível em: <<https://www.iea.org/reports/renewables-2023>>. Acessado em 20 de abril de 2024.
- [151] FHWA. **Annual vehicle distance traveled in miles and related data – 2022(1)**. Disponível em: <<https://www.fhwa.dot.gov/policyinformation/statistics/2022/pdf/vm1.pdf>>. Acessado em 29 de maio de 2025.
- [152] CHANDRA, R. et al. **Performance evaluation of a constant speed IC engine on CNG, methane enriched biogas and biogas**. *Applied Energy*, v. 88, n. 11, p. 3969–3977, 2011.
- [153] PORPATHAM, E.; RAMESH, A.; NAGALINGAM, B. **Investigation on the effect of concentration of methane in biogas when used as a fuel for a spark ignition engine**. *Fuel*, v. 87, n. 8-9, p. 1651–1659, 2008.
- [154] MIDKIFF, K. C. et al. **Fuel Composition Effects on Emissions From a Spark-Ignited Engine Operated on Simulated Biogases**. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, v. 123, n. 1, p. 132–138, 1999.

APÊNDICE A – GT-SUITE®

O *software* GT-SUITE® inclui a plataforma GT-POWER para simulação de motores de combustão interna, sendo uma ferramenta amplamente empregada pela indústria automotiva no projeto e simulação de motores de combustão interna. O presente apêndice tem como intuito introduzir o leitor ao GT-POWER, *software* utilizado nesta tese para o desenvolvimento de modelos matemáticos visando simular o motor protótipo. Cabe ressaltar que todas as informações contidas neste apêndice foram retiradas dos manuais do GT-SUITE® e tutoriais presentes dentro do programa [147]. Para conhecer todas as funcionalidades, é recomendado consultar os manuais para melhor compreensão do *software*.

O GT-POWER pode ser empregado em uma grande variedade de problemas envolvendo projeto e desenvolvimento de motores, como por exemplo:

- Projeto dos coletores de admissão;
- Perfil da abertura de válvulas;
- Desempenho do sistema de recirculação de gases de escape;
- Desempenho de turbo compressores;
- Estudo das temperaturas na parede dos coletores;
- Acoplamento com ferramentas de Dinâmica dos Fluidos Computacional (DFC) tridimensionais, como FLUENT;
- Análise térmica dos cilindros;
- Análise da combustão;
- Projeto de sistemas de controle ativo e passivo.

O GT-POWER não se limita às condições estacionárias, podendo ser empregado também em regime transitório e cargas parciais. As soluções desenvolvidas pelo programa são baseadas em dinâmica dos fluidos computacional através de modelos unidimensionais, o que reduz a complexidade e o custo computacional quando comparado com modelos tridimensionais. Mesmo se tratando de um modelo unidimensional, a solução desenvolvida no GT-POWER inclui análises do escoamento e de transferência de calor no fluido. Além disso, o GT-SUITE® é desenvolvido em uma plataforma orientada a objeto, incluindo uma interface gráfica que torna mais fácil sua utilização por parte do usuário.

Dentre os resultados obtidos em simulações do GT-POWER, é possível obter eficiência volumétrica, potência, torque, pressão e temperatura em cada componente do motor, emissões, análise de detonação, transferência de calor nos componentes do motor etc.

Com o GT-POWER é possível modelar motores 4 ou 2 tempos, em linha, em

V, com cilindros opostos e até mesmo motores rotativos. Ao modelar um motor de combustão interna, tipicamente são utilizados os objetos 'EngCylinder', 'EngineCrankTrain' e 'Valve*Conn'.

Os objetos 'EngCylinder' e 'EngineCrankTrain' estão relacionados com a geometria e características do motor. Nestes objetos é possível definir parâmetros como diâmetro e curso do pistão, além de aspectos relacionados com a transferência de calor. Cada um dos cilindros do motor devem ser conectados ao 'EngineCrankTrain' de acordo com a ordem de ignição.

No objeto 'EngineCrankTrain' é possível escolher se a simulação será realizada com base na velocidade angular do motor ou em relação à carga imposta. Em simulações estacionárias nas quais somente o motor é considerado, geralmente as simulações são conduzidas com base na velocidade angular. Já em situações em que o motor está acoplado a um veículo, é comum conduzir simulações baseadas na carga imposta.

Para iniciar a simulação de um motor de combustão interna, alguns dados de entrada devem ser fornecidos de forma que o modelo possa conduzir corretamente as simulações desejadas. O número de informações necessárias pode variar de acordo com os modelos escolhidos e com o nível de complexidade desejada. No entanto, abaixo estão descritos alguns dados de entrada que comumente são necessários:

→ **Características gerais do motor:** razão de compressão, ordem de ignição, posição dos cilindros (em linha ou V e ângulo V), 2 ou 4 tempos;

→ **Geometria do cilindro:** diâmetro, curso, comprimento da biela, altura do volume morto, geometria do pistão, área do pistão e do cilindro;

→ **Admissão e escape:** geometria dos componentes (coletores, portas, catalisador, tubo de escape e silenciadores). Coeficientes de perda de carga e coeficientes de descarga também podem ser usados quando conhecidos previamente;

→ **Borboleta do motor:** posição e coeficientes de descarga pelo ângulo do acelerador;

→ **Injetores:** posição, número de injetores, número de orifícios e diâmetro do bico, taxa de injeção, relação combustível-ar, tipo de combustível e poder calorífico;

→ **Válvulas:** diâmetro, perfil de elevação, coeficientes de descarga, folga da válvula, coeficiente de *swirl* e *tumble*;

→ **Turbocompressores:** mapas das turbinas e compressores e inércia do turbocompressor;

→ **Ambiente:** pressão, temperatura e umidade.

Com os dados iniciais devidamente conhecidos e configurados no GT-SUITE[®], é possível conduzir simulações condizentes com o motor desejado. Cabe ainda destacar que, quando a simulação é realizada em fases de desenvolvimento do motor, tais parâmetros

podem ser alterados visando otimizar o protótipo. Por exemplo, é comum variar a razão de compressão visando determinar uma taxa que otimize o desempenho e não provoque detonação.

APÊNDICE B – MODELOS MATEMÁTICOS EM GT-SUITE®

O GT-SUITE® possui diversos modelos e possibilidades que podem ser utilizadas para simular motores de combustão interna. O foco desta seção será dado às aplicações utilizadas no desenvolvimento do trabalho, com uma breve apresentação dos modelos e objetos comumente utilizados.

Os cilindros são conectados à admissão e ao escapamento através dos objetos 'Valve*Conn', nos quais é possível definir diferentes tipos de válvulas de admissão e escape. Existem diversos modelos de válvulas, como:

→ '**ValveCamConn**': É o modelo mais comum, no qual o usuário insere informações sobre o perfil de abertura da válvula em relação ao ângulo do came e as características do fluxo são calculadas;

→ '**ValveCamPRConn**': Possui como principal diferença ao modelo anterior a possibilidade de definir o coeficiente de descarga a partir de funções de L/D (elevação em relação ao diâmetro) e taxa de pressão ou da posição do pistão;

→ '**ValveCamDesignConn**': Neste modelo, o perfil de abertura das válvulas é importado a partir de um arquivo .vtd, que pode ser feito a partir de ferramentas de pré-processamento do próprio GT-SUITE®;

→ '**ValveCamDynConn**': A posição da válvula é calculada a partir da sobreposição do perfil de abertura inserido pelo usuário e do efeito do diferencial de pressão existente na válvula. Este modelo pode ser útil em estudos de frenagem do motor, nos quais o fluxo de exaustão é restrito;

→ '**ValveCamUserConn**': Similar ao modelo anterior, no entanto a rotina de cálculo para a sobreposição dos efeitos é prescrita pelo usuário;

→ '**ValveSolenoidConn**': Utilizado em válvulas acionadas por solenoides.

Ao selecionar qualquer um dos modelos descritos de válvulas, é importante ter em mente que as perdas de pressão causadas pelo formato (alterações de diâmetro e dobras), rugosidade e haste da válvula não podem ser separados. Assim, para que as perdas apresentadas nos dutos de admissão ou escape não sejam incluídas duas vezes na simulação, os coeficientes de perda por pressão e por fricção nos dutos de admissão ou escape devem ser colocados como zero, pois tais perdas já são calculadas nas válvulas.

Outro cuidado que deve ser tomado na modelagem das válvulas é que o diâmetro dos dutos de admissão e escape devem ser iguais ao diâmetro da abertura do cabeçote, para que perdas por contração ou expansão nessas regiões sejam evitadas.

Para a temperatura do cilindro, o objeto 'EngCylTWall' deve ser utilizado. Neste objeto, é recomendado utilizar um multiplicador de transferência de calor entre 1,50 e 2,00. Além disso, quando não há informação sobre a temperatura no duto de admissão e escape,

é recomendado escolher como condições iniciais 450 K para o duto de admissão e 550 K para o duto de exaustão. Esta estimativa é usada no cálculo da transferência de calor nas válvulas.

Ao usar modelos preditivos, os coeficientes de *swirl* e *tumble* são essenciais para que a simulação se desenvolva corretamente. Esses coeficientes são especificados pelo usuário a partir da relação L/D (elevação em relação ao diâmetro) e são definidos como a razão entre o fluxo de momento angular e o fluxo de momento linear, sendo calculados pelas Equações (B.1) e (B.2).

$$C_s = \frac{2\tau_T}{\dot{m}U_{is}B} \quad (\text{B.1})$$

$$C_t = \frac{2\tau_T}{\dot{m}U_{is}B} \quad (\text{B.2})$$

Com a velocidade isentrópica de válvula calculada por:

$$U_{is} = \sqrt{RT_0} \left[\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left(1 - P_R^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right) \right]^{1/2} \quad (\text{B.3})$$

onde

C_s = Coeficiente de swirl;

C_t = Coeficiente de tumble;

τ_T = Torque [N.m];

\dot{m} = Vazão mássica [kg/s];

U_{is} = Velocidade isentrópica de válvula [m/s];

B = Diâmetro do cilindro [m];

P_R = Razão de pressão absoluta (pressão estática na saída/pressão total na entrada);

R = Constante do gás;

T_0 = Temperatura de estagnação [K];

γ = Razão de capacidades caloríficas (1,40 para o ar à 300 K).

A transferência de calor nos objetos 'EngCylinder' e 'EngCrankcase' é modelada pela combinação dos objetos 'EngCylHeatTr' e 'EngCylITWall'.

No objeto 'EngCylHeatTr', o usuário seleciona o modelo de transferência de calor desejado. Os modelos disponíveis são:

→ **WoschniGT**: Modelo que emula a relação de Woschni, na qual o expoente de temperatura implementado é $-0,50$ visando aumentar a eficiência computacional. A principal diferença com o modelo clássico de Woschni é o tratamento dos coeficientes de transferência de calor no período em que as válvulas estão abertas e há um aumento

da transferência de calor. É um modelo recomendado quando dados do *swirl* não são conhecido previamente.

→ **flow**: A transferência de calor é calculada a partir do objeto 'EngCylFlow' quando dados de *swirl* são conhecidos;

→ **WoschniClassic**: É o modelo clássico de Woschni sem *swirl*, no qual o coeficiente $K_2 = 0,53$ ao contrário do publicado por [113] (0,55);

→ **WoschniSwirl**: Calculado a partir do modelo clássico de Woschni com *swirl*. Novamente, o coeficiente $K_2 = 0,53$;

→ **WoschniHuber**: Baseado no modelo proposto por Woschni, Huber e Zeilinger;

→ **Hohenberg**: Modelo proposto por Hohenberg, semelhante ao modelo clássico de Woschni, mas possui maior precisão sobretudo em motores diesel;

→ **hgprofile**: Calcula a transferência de calor a partir de uma matriz de coeficientes reduzidos, geralmente obtidos a partir de uma análise em DFC;

→ **user**: Sub-rotina definida pelo usuário para calcular os coeficientes de transferência de calor.

Os modelos Woschni possuem o termo convectivo de transferência de calor definido pela Equação (B.4).

$$h_c = \frac{K_1 p^{0,80} w^{0,80}}{B^{0,20} T K_2} \quad (\text{B.4})$$

onde:

h_c = Coeficiente de transferência de calor por convecção [$\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$];

K_1 e K_2 = Constantes presentes na Tabela 17;

p = Pressão no cilindro [kPa];

T = Temperatura do cilindro [K];

w = Velocidade média do gás no cilindro.

Tabela 17 – Coeficientes K_1 e K_2 para os diferentes modelos de transferência de calor baseados no modelo de Woschni.

	K_1	K_2
WoschniGT	3,01426	0,50
WoschniClassic	3,26	0,53
WoschniSwirl	3,26	0,53
WoschniHuber	3,26	0,53

Fonte: Autoria própria.

A velocidade média do gás no cilindro é calculada de acordo com a Equação (B.5), exceto para o modelo WoschniHuber.

$$w = C_1 \bar{S}_p + C_2 \frac{V_d T_r}{p_r V_r} (p - p_m) \quad (\text{B.5})$$

onde:

C_1 e C_2 = Constantes dadas na Tabela 18;

\bar{S}_p = Velocidade média do pistão [m/s];

T_r = Temperatura do fluido de trabalho anterior à combustão [K];

p = Pressão instantânea do fluido de trabalho [kPa];

p_m = Pressão do fluido motor, no mesmo ângulo de p [kPa];

p_r = Pressão do fluido de trabalho anterior à combustão [kPa];

V_d = Volume deslocado [m^3];

V_r = Volume do fluido de trabalho anterior à combustão [m^3].

Tabela 18 – Coeficientes C_1 e C_2 para os diferentes modelos de transferência de calor baseados no modelo de Woschni.

	WoschniGT		WoschniClassic		WoschniSwirl	
	C_1	C_2	C_1	C_2	C_1	C_2
Transferência de massa	-	0	6,18	0	$6,18+0,417S_w$	0
Compressão	-	0	2,28	0	$2,28+0,308S_w$	0
Expansão e combustão	-	3,24E-3	2,28	3,24E-3	$2,28+0,308S_w$	3,24E-3

Fonte: Autoria própria.

Os coeficientes para o modelo WoschniHuber são os mesmos dos apresentados na Tabela 18 para o modelo WoschniSwirl.

Em relação às temperaturas no cilindro, tanto 'EngCyltWall' quanto 'EngCyltWall-Detail' podem ser usados para definir as temperaturas do cabeçote, pistão e paredes do cilindro. Caso tais temperaturas não estejam disponíveis previamente, recomenda-se utilizar os seguintes valores como condição inicial:

→ **Temperatura do cabeçote:** 550 - 600 K;

→ **Temperatura do pistão:** 550 - 600 K;

→ **Temperatura do cilindro:** 400 K.

É possível ainda utilizar 'EngCyltWallSoln' para calcular as temperaturas. Neste caso, é necessário impor condições de contorno ao problema, como temperatura do líquido refrigerante e do óleo do motor. Desta forma, as temperaturas são resolvidas a partir do método dos elementos finitos, dando ao usuário os gradientes de temperatura ao longo do cilindro. Esse método é recomendado para simulações transitórias e em carga parcial.

Existem diferentes modelos disponíveis para a injeção de combustível.

→ '**InjAFSeqConn**': Geralmente utilizado para modelar a injeção sequencial de combustível em motores IC. É um modelo indicado para desenvolver mapas de combustível

baseline. Caso a taxa de injeção não seja conhecida, é possível estimar através da Equação (B.6).

$$\dot{m} = \eta_V \rho_{ref} N_{RPM} V_d (F/A) \frac{6}{(n_{cil})(largura\ do\ pulso)} \quad (B.6)$$

onde:

\dot{m} = taxa de injeção [g/s];

η_V = Eficiência volumétrica;

ρ_{ref} = Massa específica de referência para a eficiência volumétrica (tipicamente 1,16 kg/m³);

N_{RPM} = Velocidade angular do motor [rpm];

V_d = Volume deslocado [L];

F/A = Razão combustível/ar;

n_{cil} = Número de cilindros do motor;

$largura\ do\ pulso$ = Duração da injeção [°].

→ **'InjProfileConn'**: Modelo utilizado para injeção em um único pulso de pressão variada. É recomendado para motores de injeção direta;

→ **'InjMultiProfileConn'**: Modelo que permite injeção por múltiplos pulsos de pressão periódica. Permite por exemplo a definição de pré injeção, injeção principal e pós injeção. É um modelo mais comum em motores diesel;

→ **'InjAF-RatioConn'**: É o modelo utilizado para modelar um carburador, injetando combustível na proporção desejada;

→ **'InjPulseConn'**: É um modelo utilizado em motores IC para modelar a injeção sequencial. É usado quando são conhecidas a taxa de injeção e a largura de pulso. Pode também ser usado para modelar efeitos de vaporização e deposição de combustível;

→ **'InjMeanValueConn'**: É um injetor usado em cilindros do tipo 'EngCylMeanV', que é usado em simulações transientes nas quais a velocidade computacional é importante. É um modelo simples pois não requer conhecimento prévio da taxa de injeção nem da largura de pulso;

→ **'InjNozzConn'**: Modelo utilizado para prever perdas por cavitação nos injetores de combustível. É necessário fornecer as características do bico previamente;

→ **'InjNozzUserConn'**: Fornece ao usuário a possibilidade de implementar seu próprio modelo de injeção, podendo ser acoplado com arquivos que contenham informações dos bicos injetores.

O objeto 'EngFrictionCF' é utilizado para modelar o atrito presente no motor e consequentemente perdas por fricção. Perdas nos equipamentos auxiliares (bomba d'água,

ventilador etc) também podem ser modeladas por esse objeto, embora os auxiliares possam ser modelados separadamente e acoplados ao motor.

O GT-POWER usa o modelo Chen-Flynn, no qual o atrito no motor é dado pela Equação (B.7).

$$FMEP = C + (PF \times p_{max}) + (MPFSF \times \bar{S}_p) + (MPSSF \times \bar{S}_p^2) \quad (B.7)$$

onde:

$FMEP$ = Pressão média efetiva de fricção [Pa];

p_{max} = Pressão máxima no cilindro [Pa];

\bar{S}_p = Velocidade média do pistão [m/s];

C = Parte constante da $FMEP$ [Pa];

PF = Fator do pico de pressão do cilindro;

$MPFSF$ = Fator da velocidade média do pistão;

$MPSSF$ = Fator da velocidade média quadrática do pistão.

Um dos modelos mais comuns para a definição da taxa de combustão é a equação de Wiebe. Esta equação se aproxima razoavelmente de uma queima típica em motores IC.

Inicialmente, são calculadas as constantes das Equações (B.8), (B.9), (B.10), (B.11) e (B.12).

$$BMC = -\ln(1 - BM) \quad (B.8)$$

$$BSC = -\ln(1 - BS) \quad (B.9)$$

$$BEC = -\ln(1 - BE) \quad (B.10)$$

$$WC = \left(\frac{D}{BEC^{1/(E+1)} - BSC^{1/(E+1)}} \right)^{-E-1} \quad (B.11)$$

$$SOC = AA - \frac{D \times BMC^{1/(E+1)}}{BEC^{1/(E+1)} - BSC^{1/(E+1)}} \quad (B.12)$$

onde:

AA = Ângulo de ancoragem [°];

D = Duração da combustão [°];

CE = Eficiência da combustão;

BM = Porcentagem de combustível queimado no ângulo de ancoragem (def = 50%);

BS = Porcentagem de combustível queimado no ângulo na fase inicial (def = 10%);

BE = Porcentagem de combustível queimado no ângulo na fase final (def = 90%);

BMC = Constante de queima intermediária;

BSC = Constante de queima inicial;

BEC = Constante de queima final.

Com as constantes definidas, a equação de Wiebe (Equação (B.13)) propriamente dita é aplicada para o cálculo da taxa de combustão em relação ao ângulo do virabrequim.

$$x_b(\theta) = CE \times \left(1 - e^{-(WC)(\theta-SOC)^{E+1}}\right) \quad (\text{B.13})$$

onde x_b é a fração mássica queimada para o ângulo θ .

O GT-SUITE[®] possui capacidade para calcular 13 produtos de combustão: N_2 , O_2 , CO_2 , CO , H_2O , H_2 , H , O , OH , NO , N , SO_2 e Ar . Tais produtos podem ser calculados por equilíbrio ou através de cinética química.

Vale ainda ressaltar que, como H_2O está incluído entre as espécies dos produtos, as concentrações obtidas nos produtos de combustão devem ser tratadas como produtos em base úmida. Caso se deseje obter concentrações em base seca, os devidos cálculos devem ser realizados após a simulação.

O cálculo de NO_x pode ser realizado a partir do objeto 'EngCylNOx', onde o mecanismo de Zeldovich é utilizado. É importante ressaltar que o cálculo de NO_x é sensível à parâmetros como fluxo de ar do motor, Recirculação de Gases de Escape (RGE), taxa de aprisionamento, relação combustível-ar, taxa de combustão e temperatura. Assim, o modelo deve ser calibrado com testes experimentais visando proporcionar uma boa correlação entre resultados numéricos e experimentais.

Apenas o objeto 'EngCylCombSITurb' possui a capacidade de calcular hidrocarbonetos não queimados. Apenas motores de ignição por compressão possuem a capacidade de calcular emissões de fuligem, através dos objetos 'EngCylCombDIPulse' e 'EngCylCombDIJet'.

APÊNDICE C – CONFIGURAÇÕES DO GT-SUITE®

Ao iniciar uma simulação, além do conhecimento prévio do problema e dos parâmetros de entrada, é necessário que o usuário saiba como configurar o modelo matemático de acordo com o que é desejado. O primeiro passo é configurar o ambiente em que a simulação ocorre, através do objeto 'EndEnvironment'. Nele, o usuário insere informações de temperatura, pressão e composição da atmosfera, além de informações como altitude e umidade conforme descrito na Figura 64. Como padrão, a temperatura de 300 K e pressão atmosférica de 1 bar é utilizada. Mas caso o usuário deseje simular condições distintas da atmosfera padrão, ele pode alterar estes parâmetros de entrada.

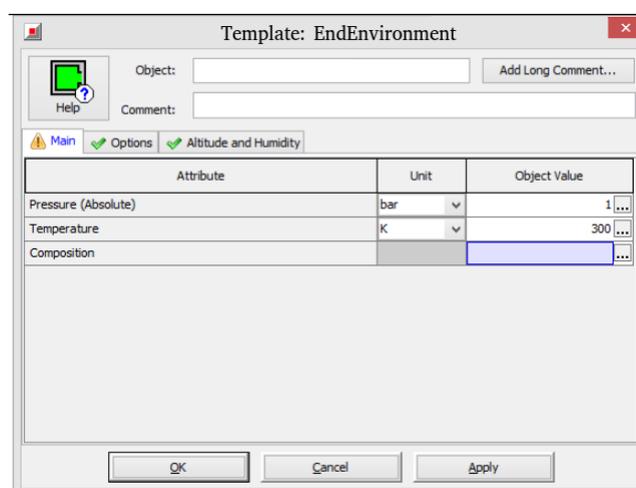


Figura 64 – Configuração da atmosfera.

Fonte: [147].

Existem ainda diversos modelos presentes no GT-SUITE® para a composição da atmosfera. Um dos mais comuns é o que representa o ar como uma mistura de N_2 (fração mássica 0,77) e O_2 (fração mássica 0,23).

Para que o ar presente na atmosfera seja conectado com o cilindro, é criado o duto de admissão através do objeto 'PipeRound'. Ao criar o duto de admissão, são necessárias informações a cerca da geometria e rugosidade do material (Figura 65) e também informações sobre a temperatura das paredes no duto de admissão (Figura 66).

Um nome comum para o duto de admissão é 'intrunner', como aparece nas Figuras 65 e 66 no campo *object*. No entanto, essa nomenclatura não se trata de uma regra, mas sim de uma sugestão para que seja intuitivo ao usuário.

Cabe ainda ressaltar que na Figura 65 é possível ver que o campo rugosidade foi definido como *smooth_plastic*. Essa seleção é comum para motores IC e não indica que o duto de admissão é feito de plástico, mas que a rugosidade desse duto é igual à do plástico.

Após a definição do duto de admissão, a porta de admissão deve ser definida e

Attribute	Unit	Object Value
Basic Geometry and Initial Conditions		
Diameter at Inlet End	mm	40 ...
Diameter at Outlet End	mm	def (=Diameter at Inlet) ...
Length	mm	350 ...
Discretization Length	mm	40 ...
Initial State Name		initial ...
Surface Finish		
<input type="radio"/> Smooth		
<input checked="" type="radio"/> Roughness from Material		smooth_plastic
<input type="radio"/> Sand Roughness	mm	
Additional Geometry Options		
Radius of Bend	mm	ign ...
Angle of Bend	deg	ign ...
Pipe Elevation Change	mm	ign ...
Number of Identical Pipes		def (=1.0) ...

Figura 65 – Geometria do duto de admissão.

Fonte: [147].

Attribute	Unit	Object Value
Wall Temperature Method		
<input checked="" type="radio"/> Imposed Wall Temperature	K	300 ...
<input type="radio"/> Calculated Wall Temperature		
<input type="radio"/> Wall Temperature from Connected Thermal Primitive		
<input type="radio"/> Adiabatic		
Additional Thermal Options		
Heat Transfer Multiplier		def (=1.0) ...
Heat Input Rate	W	ign ...
Thermocouple Object		ign ...
<input checked="" type="radio"/> Heat Transfer Correlation (Colburn)		
<input type="radio"/> User Defined Heat Transfer Model		
<input type="radio"/> Heat Transfer Coefficient	W/(m ² ·K)	
Condense/Evaporate Water Vapor (Non-Refrigerant Circuits)		off

Figura 66 – Configurações térmicas do duto de admissão.

Fonte: [147].

conectada. A Figura 67 ilustra as configurações utilizadas. Como é possível observar, algumas configurações são similares às utilizadas no duto de admissão, como o comprimento da discretização.

Para a porta de admissão, é recomendado utilizar o comprimento da discretização de $0,40 \times$ diâmetro do cilindro. Além disso, a condição de contorno para a temperatura na porta de admissão recomendada é de 450 K quando essa temperatura não é conhecida previamente.

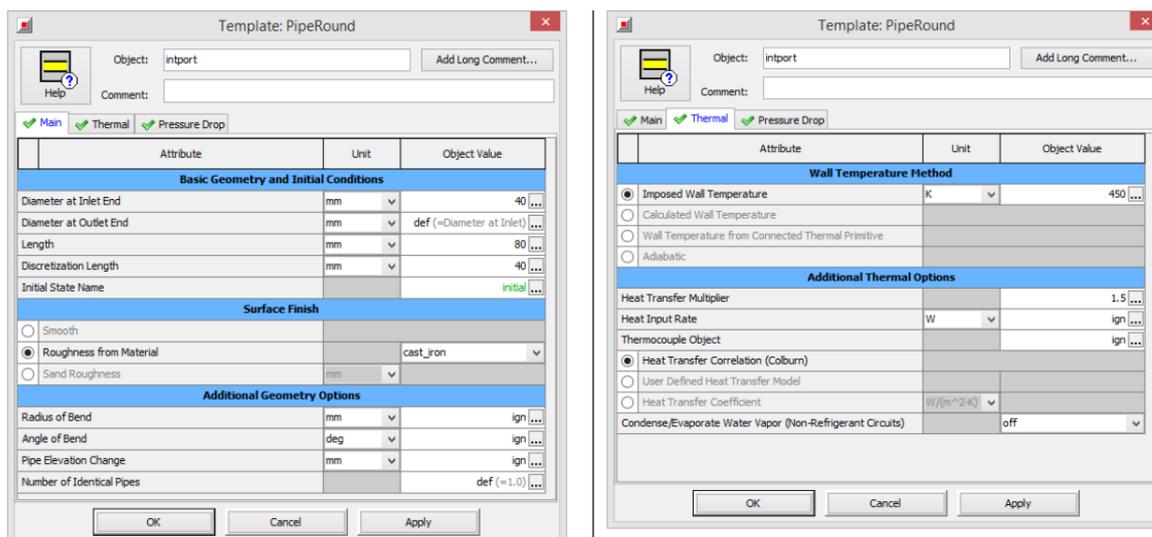


Figura 67 – Configurações da porta de admissão.

Fonte: [147].

Dentre as diferenças entre o duto de admissão e a porta de admissão é possível citar a rugosidade, que para a porta de admissão é modelada com rugosidade de ferro fundido e o multiplicador de transferência de calor é de 1,50 na porta de admissão. O multiplicador de transferência de calor é selecionado por padrão como 1,50 para representar a transferência de calor das válvulas quentes.

As perdas de pressão presentes nas portas de admissão podem ser obtidas a partir de ensaios experimentais. No entanto, como as perdas de pressão que ocorrem nas válvulas contém geralmente as perdas apresentadas nas portas, as portas de admissão são modeladas com perda de pressão zero para que essa parcela não seja calculada repetidamente. A Figura 68 ilustra a configuração da perda de pressão na porta de admissão em uma simulação típica de um motor IC.

Em seguida, o cilindro deve ser definido. Caso não sejam conhecidas as temperaturas do cilindro, pistão e cabeçote, pode-se adotar os valores presentes na Figura 69 como condições de contorno.

Ao definir o cilindro, o modelo de transferência de calor também deve ser escolhido, como ilustra a Figura 70, onde foi selecionado o modelo WoschiniGT. Parâmetros relacionados com a combustão também deve ser escolhidos, como ilustra a Figura 71.

Posteriormente, os bicos injetores são modelados no GT-POWER. Dentre as configurações que devem ser realizadas, é possível citar a taxa de injeção, relação estequiométrica, posição do injetor e fração de combustível vaporizado como ilustra a Figura 72.

Com o sistema de admissão, injetores e cilindros modelados, o sistema de escape pode ser modelado. As configurações são similares às descritas para a admissão, com a diferença que o comprimento de discretização recomendado é de $0,55 \times$ diâmetro do

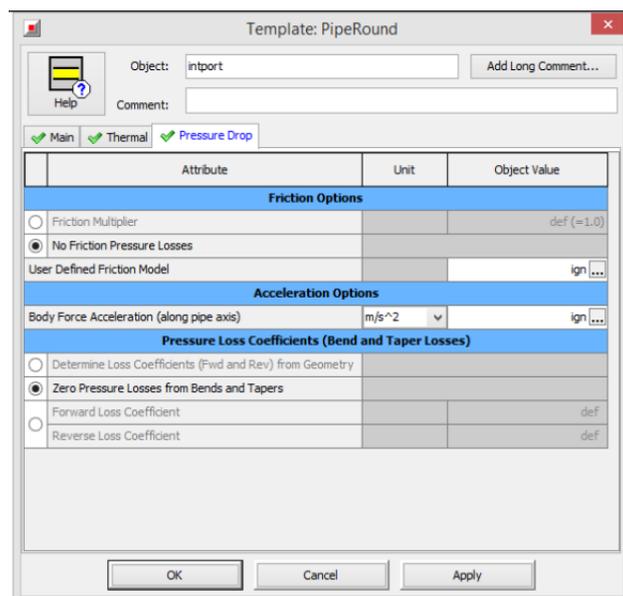


Figura 68 – Configurações de perda de pressão na porta de admissão.

Fonte: [147].

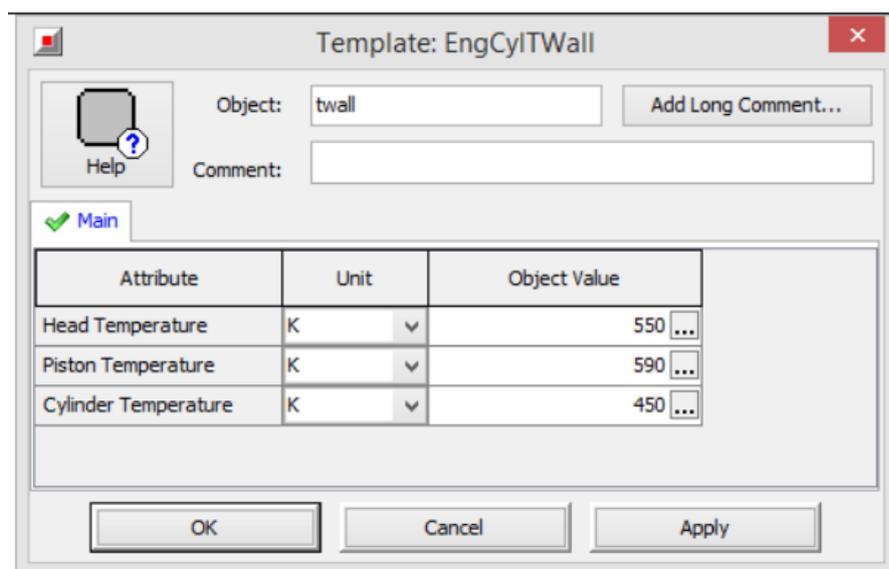


Figura 69 – Condições de contorno para a temperatura no cilindro.

Fonte: [147].

cilindro e a condição de contorno para a temperatura utilizada deve ser em torno de 600 K quando não for conhecida previamente.

Por fim, o trem de manivelas deve ser modelado. Nele, são definidos parâmetros como tipo de motor, posição dos cilindros e ordem de ignição. Parâmetros geométricos do motor são definidos conforme ilustra a Figura 73.

Outra configuração importante de se destacar em motores multicilíndricos é a ordem de ignição, que é configurada conforme a Figura 74. Após configurar todas as partes

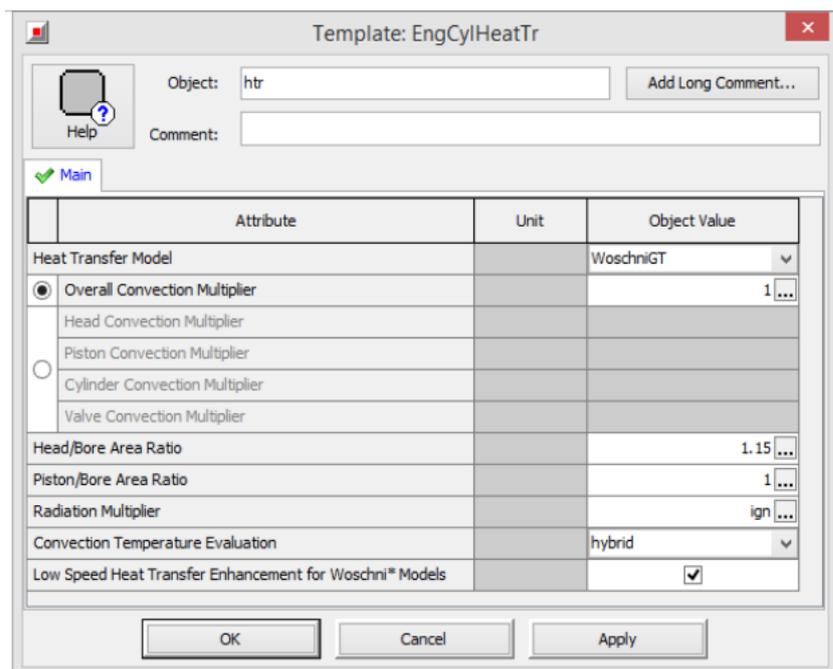


Figura 70 – Modelo de transferência de calor no cilindro.

Fonte: [147].

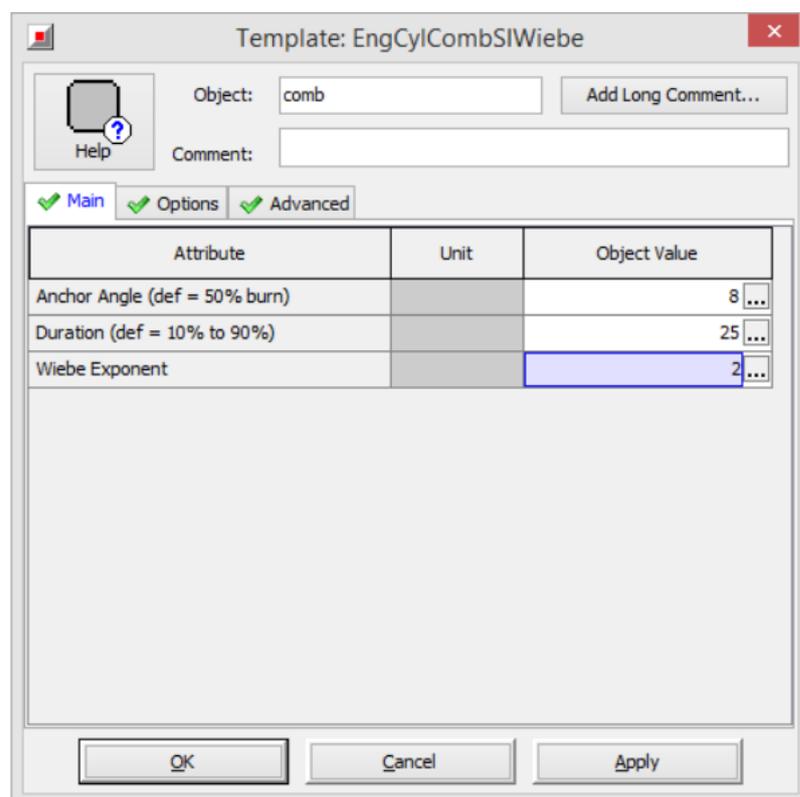


Figura 71 – Fases da combustão.

Fonte: [147].

do motor, cada uma delas é ligada conforme a Figura 75.

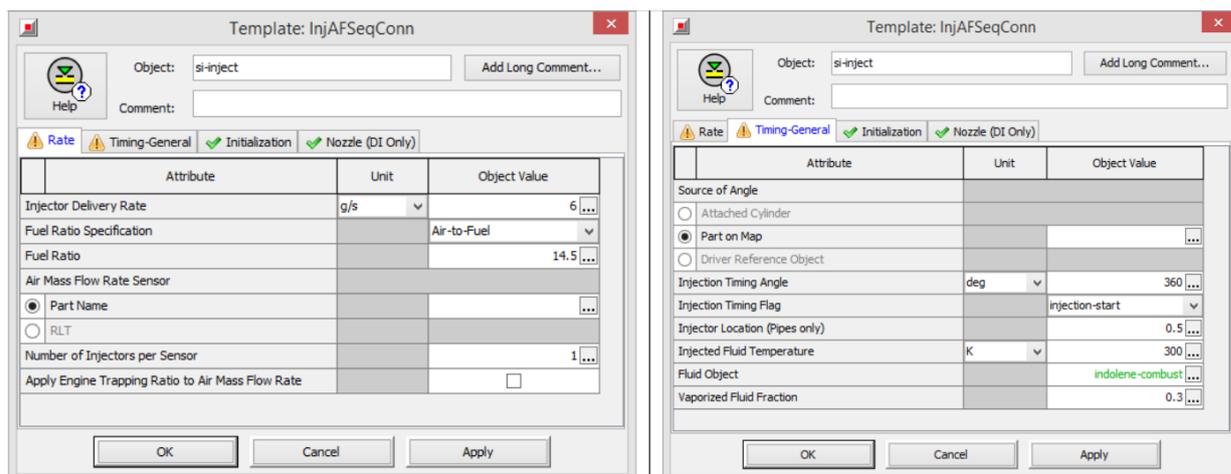


Figura 72 – Modelagem dos injetores.

Fonte: [147].

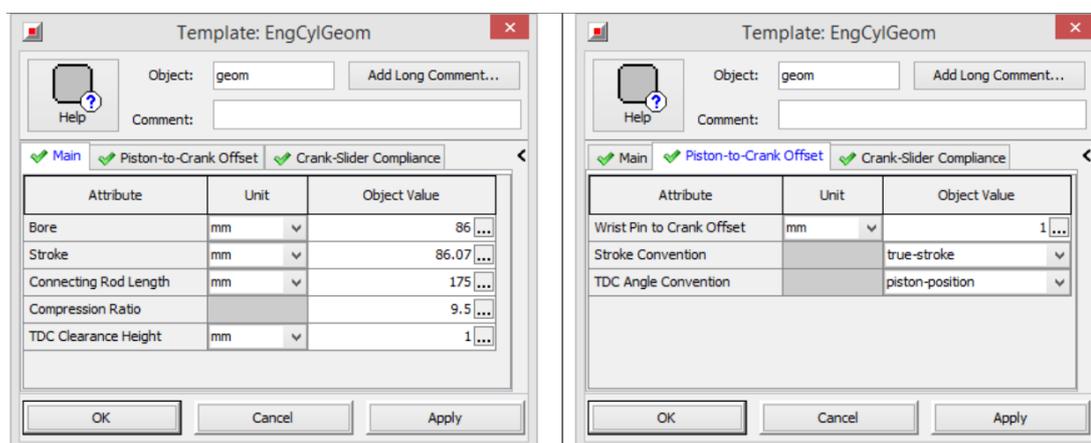


Figura 73 – Configuração geométrica do motor.

Fonte: [147].

O procedimento para montar um motor multicilíndrico é similar ao descrito nesta seção. O GT-POWER possui a facilidade de permitir que as configurações de um cilindro sejam copiadas para outros. Com isso, basta ao usuário configurar corretamente um cilindro e copiar essa configuração para os demais cilindros, realizando alterações pertinentes como ordem de ignição e nomeando corretamente cada um dos cilindros.

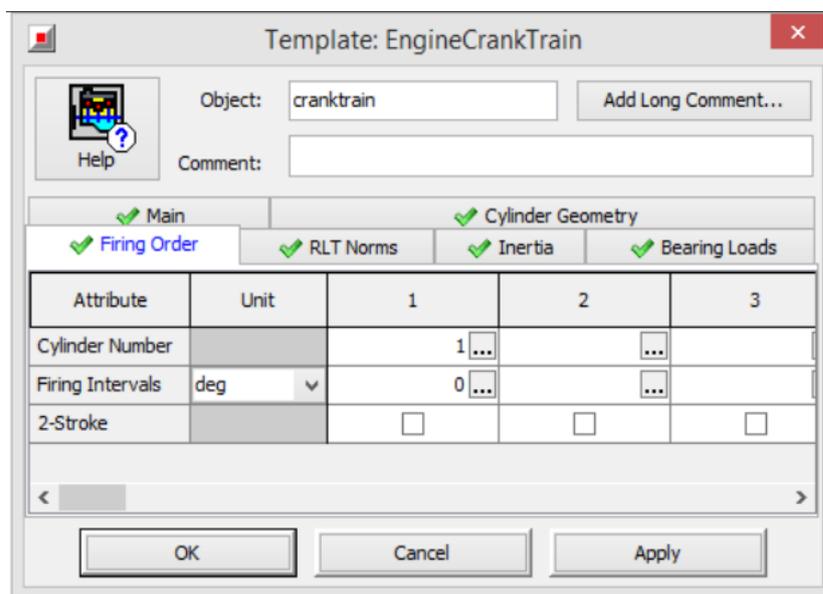


Figura 74 – Configuração da ordem de ignição.

Fonte: [147].

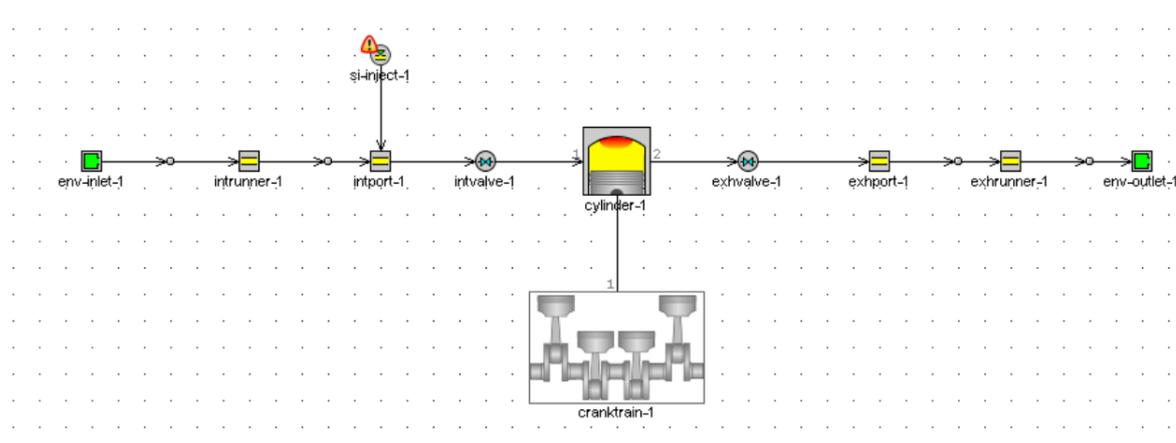


Figura 75 – Montagem final de um motor monocilíndrico no GT-POWER.

Fonte: [147].