

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS**  
**ESCOLA DE ENGENHARIA**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

Guilherme Sávio Nogueira Souza

**AVALIAÇÃO NUMÉRICA DA VIABILIDADE DE SISTEMAS DUAL-FUEL COM**  
**OPERAÇÃO TRANSIENTE PARA O MERCADO DE VEÍCULOS**  
**BRASILEIROS**

Belo Horizonte

2025

Guilherme Sávio Nogueira Souza

**AVALIAÇÃO NUMÉRICA DA VIABILIDADE DE SISTEMAS DUAL-FUEL COM  
OPERAÇÃO TRANSIENTE PARA O MERCADO DE VEÍCULOS  
BRASILEIROS**

Dissertação apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia, como parte integrante dos requisitos para a obtenção do título de mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Fabrício José Pacheco Pujatti

Belo Horizonte

2025

S729a	<p>Souza, Guilherme Sávio Nogueira.  Avaliação numérica da viabilidade de sistemas <i>dual-fuel</i> com operação transiente para o mercado de veículos brasileiros [recurso eletrônico] / Guilherme Sávio Nogueira Souza. – 2025.  1 recurso online (113 f. : il., color.) : pdf.</p> <p>Orientador: Fabrício José Pacheco Pujatti.</p> <p>Dissertação (mestrado) – Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia.</p> <p>Inclui bibliografia.</p> <p>1. Engenharia mecânica – Teses. 2. Sustentabilidade – Teses.  3. Eficiência energética – Teses. 4. Combustíveis para motores – Teses.  5. Veículos a motor – Teses. I. Pujatti, Fabrício José Pacheco.  II. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia.  III. Título.</p>
	CDU: 621(043)



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS  
ESCOLA DE ENGENHARIA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

### FOLHA DE APROVAÇÃO

## **"AVALIAÇÃO NUMÉRICA DA VIABILIDADE DE SISTEMAS DUAL-FUEL COM OPERAÇÃO TRANSIENTE PARA O MERCADO DE VEÍCULOS BRASILEIROS"**

**GUILHERME SÁVIO NOGUEIRA SOUZA**

Dissertação submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, constituída pelos Professores Dr. Fabricio José Pacheco Pujatti (Orientador - Departamento de Engenharia Mecânica-UFMG), Dr. José Guilherme Coelho Baêta (Departamento de Engenharia Mecânica-UFMG), Dr. Augusto Cesar Teixeira Malaquias (Engenheiro da Robert Bosch do Brasil Ltda), Dr. Ramon Molina Valle (Aposentado do Departamento de Engenharia Mecânica-UFMG), como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de **"Mestre em Engenharia Mecânica"**, na área de concentração de **"Energia e Sustentabilidade"**.

Tese aprovada no dia 14 de março de 2025.

Por:



Documento assinado eletronicamente por **Fabricio Jose Pacheco Pujatti, Professor do Magistério Superior**, em 23/04/2025, às 15:47, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Ramon Molina Valle, Professor(a)**, em 30/04/2025, às 10:40, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Augusto César Teixeira Malaquias, Usuário Externo**, em 05/05/2025, às 11:26, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Jose Guilherme Coelho Baeta, Professor do Magistério Superior**, em 05/05/2025, às 12:14, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).

A autenticidade deste documento pode ser conferida no site



[https://sei.ufmg.br/sei/controlador\\_externo.php?acao=documento\\_conferir&id\\_orgao\\_acesso\\_externo=0](https://sei.ufmg.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0), informando o código verificador 4116574 e o código CRC 8C17DEE6.

## **AGRADECIMENTOS**

Tenho uma imensa gratidão à minha família, especialmente à minha mãe, Ângela, ao meu pai, Robson, à minha irmã, Ana Caroline, e à minha noiva Mariane, pelo apoio incondicional e pelo incentivo para que eu me dedicasse à vida acadêmica com empenho. Sou profundamente grato por nunca terem medido esforços para me auxiliar sempre que necessário, especialmente ao longo do desenvolvimento desta dissertação.

A todos os membros da equipe Milhagem, em especial ao Álvaro César, ao Rafael Perktold, ao Rafael Bayão, à Mariana Ribeiro, ao Rodrigo Lara, à Luíza Palhares, ao João Marcos e ao Eyder Ferreira, pela amizade e pelo apoio nos anos de equipe, que estarão para sempre comigo como um momento especial da minha graduação. Tenho para mim que, apesar de todos os títulos, minha maior conquista foi ter conhecido tantos engenheiros competentes que trabalham com o que gostam.

Ao meu orientador, Professor Fabrício Pujatti, que também conheci graças ao Milhagem, agradeço por me servir de referência desde o primeiro semestre de graduação na UFMG como exemplo de um professor, pelo seu empenho e pela sua didática no processo de aprendizado, sem deixá-lo moroso ou desinteressante. A sua orientação tem sido fundamental na minha formação acadêmica.

Gostaria também de expressar minha sincera gratidão a todo o grupo de pesquisa que fez parte deste projeto: Rodrigo Rosalen, Henrique Dornelles, Clarissa Martins, Felipe Cota, Filipe Mol, Thales Duarte e Heder Fernandes. Sinto-me muito feliz por ter feito parte de uma equipe de pesquisa de alto nível.

Também estendo meus agradecimentos a toda a equipe da Stellantis que me acompanhou ao longo dessa jornada. Em especial, quero agradecer aos chefes que tive ao longo desse período: Richard Lenni, Matthew Bresler e Tiago Pill, por serem fontes constantes de incentivo e de apoio durante todo o percurso.

“La vittoria più importante è la prossima.”

— Enzo Ferrari

## RESUMO

A busca por soluções energéticas sustentáveis e eficientes tem impulsionado o desenvolvimento de tecnologias automotivas inovadoras, com foco na redução das emissões de carbono e hidrocarbonetos e no aumento da eficiência no setor de transporte. Neste contexto, o presente estudo investiga a otimização de misturas de combustíveis em sistemas *dual-fuel* durante operações transitórias, com o objetivo de aprimorar o desempenho e a eficiência de veículos destinados ao mercado brasileiro, por meio de uma abordagem numérica. Estudos anteriores destacam o potencial dos sistemas *dual-fuel* para atender a essas demandas, evidenciando a relevância desta investigação. A proposta consiste na validação da tecnologia *dual-fuel* em veículos de passeio por meio de simulações numéricas utilizando misturas etanol-metano e gasolina-metano. Para isso, foi empregado um modelo no software GT-Suite, calibrado com dados experimentais de dinamômetro, a fim de simular o desempenho do veículo nos ciclos de condução FTP-75 e HWFET. A metodologia adotada busca otimizar a combustão em diferentes condições operacionais por meio da injeção simultânea de combustíveis líquidos e gasosos. Os resultados apontam para uma redução potencial de até 10% no consumo energético do veículo, além de diminuições de até 25% na pegada de carbono em comparação com combustíveis fósseis convencionais. Também foi possível gerar um mapa otimizado de substituição do metano por etanol ou gasolina ao longo da operação veicular. As evidências obtidas demonstram que a implementação de sistemas *dual-fuel* não apenas eleva a eficiência energética, como também contribui para a sustentabilidade no setor automotivo ao viabilizar a integração de fontes renováveis de energia. Este trabalho, portanto, oferece uma contribuição relevante para a transição rumo a uma mobilidade mais limpa, em consonância com as metas globais de redução de emissões.

**Palavras-chave:** *Dual-fuel*, motores de combustão interna, eficiência de conversão de combustível, fração de massa queimada, ciclos de condução.

## ABSTRACT

The pursuit of sustainable and efficient energy solutions has driven the development of innovative automotive technologies, with a focus on reducing carbon and hydrocarbon emissions and improving efficiency in the transportation sector. In this context, the present study investigates the optimization of fuel mixtures in dual-fuel systems during transient operations, aiming to enhance the performance and efficiency of vehicles intended for the Brazilian market through a numerical approach. Previous studies highlight the potential of dual-fuel systems to meet these demands, underscoring the relevance of this investigation. The proposed approach involves the validation of dual-fuel technology in passenger vehicles through numerical simulations using ethanol–methane and gasoline–methane blends. For this purpose, a model developed in the GT-Suite software was employed, calibrated with experimental engine test bench data, to simulate vehicle performance under the FTP-75 and HWFET driving cycles. The adopted methodology aims to optimize combustion under different operating conditions through the simultaneous injection of liquid and gaseous fuels. The results indicate a potential reduction of up to 10% in vehicle energy consumption, as well as a decrease of up to 25% in the carbon footprint compared to conventional fossil fuels. An optimized substitution map of methane with ethanol or gasoline throughout vehicle operation was also generated. The findings demonstrate that the implementation of dual-fuel systems not only increases energy efficiency but also contributes to automotive sustainability by enabling the integration of renewable energy sources. Therefore, this work offers a relevant contribution to the transition toward cleaner mobility, in line with global emission reduction goals.

**Keywords:** Dual-fuel, Internal combustion engine, fuel conversion efficiency, mass burned fraction data, driving cycles.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Diagrama de Pressão-Volume, útil para compreensão dos processos do ciclo .....	23
Figura 2 - Sistema biela-virabrequim .....	23
Figura 3 - Ciclos de um motor a quatro tempos de um MCI à centelha .....	24
Figura 4 - Forças arbitrárias atuantes sobre um veículo automotor .....	28
Figura 5 - Elementos primários de um trem de força .....	28
Figura 6 - Exemplos de coeficientes de resistência aerodinâmica .....	30
Figura 7 - Economia de combustível aplicado a MCI.....	30
Figura 8 - Vendas de combustíveis líquidos no Brasil de 2000 a 2023 .....	31
Figura 9 - Valor da produção por alimento no Brasil em 2023.....	33
Figura 10 - Produção de etanol no Brasil em mil m <sup>3</sup> por fases do Proálcool.....	35
Figura 11 - Temperatura Global vs. Atividade Solar de 1880 a 2020.....	40
Figura 12 - Emissões globais de gases de efeito estufa classificadas por setor econômico, aplicações específicas e tipos de gases emitidos.....	42
Figura 13 - Panorama geral de uso de petróleo no mundo .....	44
Figura 14 - Regulamentações de limites de emissão por país em 2024, comparados às regulamentações europeias de Euro III à Euro V .....	44
Figura 15 - Exemplos de ciclos de condução existentes no mundo .....	47
Figura 16 - Exemplo de etiqueta PBEV .....	48
Figura 17 - Velocidade por tempo no ciclo FTP-75.....	49
Figura 18 - Velocidade por tempo no ciclo HWFET .....	50
Figura 19 - Exemplos de instalação da tecnologia dual-fuel em motores. À esquerda, um injetor PFI e o outro DI; à direita, ambos são DI.....	52
Figura 20 - Comparação de velocidades de chama laminar encontradas para G50.M50. ....	55
Figura 21 - Comparação das pressões e MBF simuladas e encontradas .....	56
Figura 22 - Biblioteca de funcionalidades do software GT-SUITE® .....	68
Figura 23 - Programas utilizados durante a pesquisa. ....	68
Figura 24 - Motor Stellantis GSE T4 .....	75
Figura 25 - Injetor PHINIA DI-CHG6.1 42054893AA .....	76
Figura 26 - Vista inferior e vista em seção do cabeçote do motor. ....	76
Figura 27 - Dinamômetro AVL ASM-600/4.0-10 do laboratório Stellantis .....	77
Figura 28 - Simplificação esquemática do VRE do motor GSE T4.....	80
Figura 29 - Simplificação esquemática do VRE adaptado à tecnologia dual-Fuel .....	81
Figura 30 - Pontos estudados no mapa de casos do motor .....	82
Figura 31 - Dimensões do veículo estudado.....	83
Figura 32 - Modelo de simulação veicular em ciclos de condução.....	84
Figura 33 - Modelo para desenvolvimento do mapa de troca de marchas.....	86
Figura 34 - Mapa de troca de marchas gerado.....	86
Figura 35 - Comparação das velocidades de chama laminar para mistura G75.M25.....	88

Figura 36 - Evolução da massa de gasolina queimada ao longo do ciclo para todas as misturas analisadas, para 1500 RPM, 3 bar de BMEP e 3000 RPM, 14 bar de BMEP. ....	89
Figura 37 - Mapas térmicos do tempo de operação do motor em função de RPM e BMEP nos ciclos FTP-75 e HWFET, considerando o uso exclusivo de etanol.....	91
Figura 38 - Eficiência de combustão do motor por BMEP, RPM e mistura, normalizada em relação aos valores obtidos com metano.....	93
Figura 39 - Eficiência de combustão média do motor no ciclo de condução, normalizado pelos valores obtidos apenas com o motor operando com metano .....	95
Figura 40 - BSCO e BSCO <sub>2</sub> normalizados em relação aos valores obtidos com metano.....	96
Figura 41 - BSHC normalizado em relação aos valores obtidos com metano .....	97
Figura 42 - Duração da combustão (MBF <sub>90</sub> ) pelo ângulo do virabrequim a 2500 RPM e 3 bar BMEP .....	98
Figura 43 - Volume de ar admitido pelo motor em pontos específicos de funcionamento normalizado em relação aos valores obtidos com metano .....	99
Figura 44 - Mapa otimizado quanto a substituição de metano na mistura .....	100

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Relação ar/combustível (A/F).....	25
Tabela 2 - Composição do GNV comercializado pela GASMIG .....	38
Tabela 3 - Panorama global sobre regulamentações de emissões .....	46
Tabela 4 - Leitura sugerida para tema da pesquisa .....	64
Tabela 5 - Propriedades básicas do etanol hidratado .....	71
Tabela 6 - Propriedades básicas da Gasolina E22 .....	72
Tabela 7 - Propriedades da mistura de metano estudada .....	73
Tabela 8 - Propriedades do GNV comercializado no Brasil .....	73
Tabela 9 - Real proporção de metano na massa da mistura .....	74
Tabela 10 - Propriedades das misturas etanol-metano e gasolina-metano.....	74
Tabela 11 - Dimensões do motor estudado.....	75
Tabela 12 - Características do dinamômetro AVL - ASM 600/4.0-10 .....	77
Tabela 13 - Condições de contorno para o VRE.....	81
Tabela 14 - Caracterização do veículo .....	83
Tabela 15 - Variação do BSFC simulado em relação ao medido no dinamômetro. ....	90
Tabela 16 - Comparação entre consumo projetado com dados obtidos em dinamômetro e aqueles obtidos pela simulação unidimensional do motor.....	92

## LISTA DE ABREVIATURAS, SIGLAS E SÍMBOLOS

### A

A/F: *Air/Fuel Relation*. Relação Ar/Combustível  
ABNT. Associação Brasileira de Normas Técnicas  
ANP. Agência Nacional do Petróleo  
Arla 32. Agente Redutor Líquido Automotivo

### B

BEV: *Battery Electric Vehicle*. Veículo Elétrico a Bateria  
 $B_m$ . Velocidade máxima laminar da chama  
BMEP: *Brake Mean Effective Pressure*. Pressão Efetiva Média no Freio  
BSCO: *Brake Specific Carbon Monoxide Emission*. Consumo específico de monóxido de carbono normalizados pela potência  
BSCO<sub>2</sub>: *Brake Specific Carbon Dioxide Emission*. Consumo específico de dióxido de carbono normalizados pela potência  
BSFC: *Brake Specific Fuel Consumption*. Consumo Específico de Combustível Efetivo  
BSHC: *Brake Specific Hydrocarbon Emission*. Consumo específico de hidrocarbonetos normalizados pela potência  
 $B_\phi$ . velocidade de roll-off laminar da chama

### C

C<sub>2</sub>H<sub>5</sub>OH. Etanol (álcool etílico)  
C<sub>8</sub>H<sub>18</sub>. Octano  
CAE: *Computer Aided Engineering*. Engenharia Assistida por Computador  
 $C_D$ . Coeficiente de resistência aerodinâmica  
CI: *Compression Ignition*. Ignição por Compressão  
CONPET. Programa Nacional da Racionalização do Uso dos Derivados do Petróleo e do Gás Natural  
COV<sub>IMEP</sub>. Coeficiente de Variação do IMEP  
CTM-UFMG. Centro de Tecnologia da Mobilidade da Universidade

### D

D<sub>A</sub>. Resistência aerodinâmica  
DI: *Direct Injection*. Injeção Direta  
DOE: *Design of Experiments*. Planejamento de Experimentos

### E

E0. Gasolina Pura  
E100. Etanol Etílico  
E22. Gasolina com teor de 22% de etanol  
E96. Etanol Hidratado  
ECU: *Electronic Control Unit*. Unidade de Controle Eletrônico  
EGR: *Exhaust Gas Recirculation*. Recirculação de Gases de Exaustão

EPA: *Environmental Protection Agency*. Agência de Proteção Ambiental dos Estados Unidos,  
Agência de Proteção Ambiental

## F

FCEV: *Fuel Cell Electric Vehicle*. Veículo Elétrico a Célula de Combustível

FMEP: *Friction Mean Effective Pressure*. Pressão Média Efetiva de Atrito

fr. Coeficiente de resistência a rolagem

FTP-75: *Federal Test Procedure 75*. Teste Federal dos Estados Unidos 75

## G

GASMIG. Companhia de Gás de Minas Gerais

ge. Consumo específico

GLP. Gás Liquefeito de Petróleo

GNV. Gás Natural Veicular

## H

HEV: *Hybrid Electric Vehicles*. Veículo Elétrico Híbrido

HWFET: *Highway Fuel Economy Test Driving Schedule*. Teste Federal para Rodovias dos  
Estados Unidos

## I

IARC: *International Agency for Research on Cancer*. Agência Internacional de Pesquisa em  
Câncer

IBGE. Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística

IEA: *International Energy Agency*. Agência Internacional de Energia

IMEP: *Indicated Mean Effective Pressure*. Pressão Média Efetiva Indicada

INMETRO. Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia

## J

JC08: *Japanese Cycle 08*. Ciclo Japonês 08

## M

MBF: *Mass Burned Fraction*. Fração de Massa Queimada

MCI. Motor a Combustão Interna

MEP: *Mean Effective Pressure*. Pressão Efetiva Média

MFB: *Mass Fraction Burned*. Fração de massa queimada

## N

NBR. Normas Brasileiras Regulamentadoras

NEDC: *New European Driving Cycle*. Novo Ciclo de Condução Europeu

## O

OPEP. Organização dos Países Exportadores de Petróleo

## P

P. Potência gerada

P<sub>b</sub>. Potência Gerada no Freio

PBEV. Programa Brasileiro de Etiquetagem Veicular

PCI. Poder Calorífico Inferior

$P_e$ . Potência média do motor no intervalo

PFI: *Port Fuel Injection*. injeção no coletor de admissão

PLANGÁS. Plano Nacional do Gás Natural / Plano de Antecipação da Produção de Gás Natural

$p_m$ . Pressão da mistura

PM: Particulate Material. Material Particulado

PMI. Ponto Morto Inferior

PMS. Ponto Morto Superior

$p_{ref}$ . Pressão de referência

Proálcool. Programa Nacional do Álcool

PROCONVE. Programa de Controle de Poluição do Ar por Veículos Automotores

## Q

$Q_s$ . Taxa de consumo do veículo

## R

RenovaBio. Política Nacional de Biocombustíveis

$R_g$ . Resistência à aclives

RPM: Rotações por minuto.

$R_x$ . Resistência a rolagem

$R_{xf}$ . Resistência a rolagem das rodas dianteiras

$R_{xr}$ . Resistência a rolagem das rodas traseiras

## S

S. Distância percorrida

SCRE: *Single Cylinder Research Engine*. Motor Monocilíndrico de Pesquisa

SI: *Spark Ignition*. Ignição por Centelha

$S_L$ . Velocidade laminar da chama

SOHC: *Single Over Head Camshaft*. Comando único no cabeçote

## T

T. Torque

TCU: *Transmission Control Unit*. Unidade de Controle da Transmissão

TPA: *Three Pressure Analysis*. Análise de Três Pressões

$T_{ref}$ . Temperatura de referência

$T_u$ . Temperatura da mistura

## U

UHC: *Unburned Hydrocarbons*. Hidrocarbonetos Não Queimados

## V

$V_C$ . Volume de Combustão

$V_{ct}$ . Velocidade constante

$V_D$ . Volume Deslocado

$V_T$ . Volume Total

## W

W. Peso do veículo

$W_{c,i}$ . Trabalho gerado por ciclo

**A**

$\alpha$ . Expoente da temperatura

**B**

$\beta$ . Expoente da pressão

**$\Gamma$**

$\gamma_f$ . Densidade de massa do combustível

**$\Sigma$**

$\sigma_{IMEP}$ . Desvio padrão do IMEP

**$\Phi$**

$\Phi_m$ . Razão de equivalência para a  $B_m$

## SUMÁRIO

<b>1. INTRODUÇÃO</b> .....	<b>17</b>
1.1. Objetivos e relevância .....	19
1.2. Objetivo geral da pesquisa.....	19
1.3. Objetivos específicos da pesquisa.....	20
<b>2. REVISÃO DA LITERATURA</b> .....	<b>21</b>
2.1. Conceitos básicos.....	21
2.1.1. MCI - Motores a combustão interna.....	21
2.1.1.1. Funcionamento de motores quatro tempos de ignição por centelha ...	22
2.1.1.2. Terminologia técnica e abreviações relevantes de MCI .....	25
2.1.2. Dinâmica veicular .....	27
2.1. Combustíveis.....	31
2.1.1. Gasolina.....	32
2.1.2. Etanol.....	33
2.1.3. Metano .....	37
2.2. Mudanças climáticas e qualidade do ar: contexto e relevância.....	40
2.2.1. Desafios regulatórios do setor automotivo rumo à sustentabilidade .....	41
2.3. Ciclos de condução.....	45
2.3.1. Ciclo de condução U.S. FTP-75.....	48
2.3.2. Ciclo de condução U.S. HWFET .....	49
2.4. Tecnologia <i>dual-fuel</i> .....	51
2.4.1. Estado da arte da utilização do biogás e da tecnologia <i>dual-fuel</i> .....	51
2.4.2. Estimativa da velocidade da chama laminar das misturas .....	52
2.4.3. Avanços recentes e pesquisas relevantes sobre o tema .....	56
2.4.3.1. Pesquisas relevantes com metano .....	57
2.4.3.2. Pesquisas relevantes com combustíveis líquidos e gasosos .....	58
2.4.3.3. Pesquisas relevantes com metano-hidrogênio .....	61
2.4.3.4. Pesquisas relevantes gasolina-etanol.....	63
2.4.4. Literatura relevantes ao tema.....	64
2.5. Descrição dos programas utilizados .....	67
2.6. Considerações finais sobre a revisão da literatura .....	69
<b>3. METODOLOGIA</b> .....	<b>70</b>
3.1. Caracterização das propriedades dos combustíveis estudados .....	70
3.1.1. Caracterização do etanol estudado .....	71

3.1.2.	Caracterização da gasolina estudada .....	71
3.1.3.	Caracterização da mistura de metano estudada .....	72
3.1.4.	Caracterização das propriedades de todas as misturas .....	73
3.2.	Caracterização do motor estudado .....	74
3.2.1.	Adaptação do motor estudado à tecnologia <i>dual-fuel</i> .....	76
3.3.	Caracterização do aparato experimental utilizado .....	77
3.3.1.	Procedimento para gerar plano cotado .....	79
3.4.	Caracterização da simulação unidimensional do motor (VRE) .....	80
3.4.1.	Desenvolvimento do mapa de casos do motor .....	82
3.4.2.	Cálculo da velocidade da chama laminar de todas as misturas .....	82
3.5.	Caracterização do veículo estudado .....	83
3.6.	Caracterização da simulação dos ciclos de condução do veículo .....	84
<b>4.</b>	<b>RESULTADOS E ANÁLISE .....</b>	<b>87</b>
4.1.	Validação dos modelos .....	87
4.1.1.	Validação do cálculo de velocidade da chama para a gasolina .....	88
4.1.2.	Validação do modelo unidimensional do motor .....	90
4.1.3.	Validação do modelo de ciclos de condução .....	92
4.2.	Resultados obtidos pelo modelo unidimensional do motor .....	92
4.3.	Resultados obtidos pela simulação de ciclos de condução .....	95
4.4.	Resultados obtidos com misturas otimizadas para ciclo .....	99
<b>5.</b>	<b>CONCLUSÕES .....</b>	<b>102</b>
5.1.	Sugestões de trabalhos futuros .....	103
	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>104</b>
	<b>ANEXO I - CALIBRAÇÃO DO DINAMÔMETRO STELLANTIS .....</b>	<b>112</b>

## 1. INTRODUÇÃO

A busca contínua por soluções energéticas sustentáveis e eficientes tem impulsionado o desenvolvimento de tecnologias automotivas. Motores de combustão interna (MCI), particularmente motores de ignição por centelha, contribuem significativamente para a poluição do ar ao emitir gases derivados da combustão de combustíveis fósseis (HEYWOOD, 2018). Recentemente, tecnologias de propulsão que não dependem de MCI foram desenvolvidas para mitigar as emissões veiculares, como os veículos híbridos elétricos (HEV) veículos elétricos a bateria (BEV) e os veículos elétricos a célula de combustível (FCEV). Contudo, considerando o cenário atual e os materiais disponíveis, sua efetividade na mitigação de poluentes atmosféricos ainda é questionável, uma vez que fatores como a matriz energética, os processos de fabricação e o descarte de componentes influenciam significativamente os resultados ambientais.

A adoção em larga escala de veículos elétricos ainda é limitada por fatores como o alto custo, os longos tempos de recarga e a ausência de infraestrutura adequada. Em muitos casos, a necessidade de expansão dessa rede de apoio compromete a viabilidade técnica, econômica e ambiental da eletrificação, sobretudo quando se considera o ciclo de vida completo das tecnologias envolvidas. Além disso, a extração e o beneficiamento das matérias-primas utilizadas na fabricação das baterias, como lítio, cobalto e níquel, apresentam impactos socioambientais relevantes, que frequentemente não são considerados nas análises de sustentabilidade (MALAQUIAS, NETTO e FILHO, 2019).

Nesse cenário, é necessário avançar nas pesquisas voltadas à melhoria da eficiência dos motores de combustão interna, que continuarão a ser utilizados, especialmente em mercados emergentes. No Brasil, por exemplo, o uso consolidado de biocombustíveis representa uma alternativa viável e ambientalmente competitiva. Motores de combustão operando com biocombustíveis podem apresentar menor impacto ambiental do que veículos elétricos, a depender da matriz elétrica utilizada e das emissões associadas à extração e ao processamento das matérias-primas. Assim, mais do que uma transição lenta, o contexto brasileiro revela que, em muitos casos, os benefícios anunciados pela eletrificação não se traduzem em uma descarbonização efetiva. Dessa forma, os veículos híbridos movidos a

biocombustíveis despontam como uma alternativa viável e estratégica para a redução das emissões globais, especialmente em contextos nos quais a eletrificação plena enfrenta limitações. A combinação entre a crescente eficiência dos MCI e o uso de biocombustíveis sustentáveis, como o etanol brasileiro, permite mitigar impactos ambientais sem depender exclusivamente de cadeias produtivas complexas e, muitas vezes, ambientalmente onerosas. (SANTOS, ROSO, *et al.*, 2021).

Motores de injeção direta (DI), recentemente adotados em larga escala como uma estratégia para melhorar a eficiência dos MCI, oferecem vantagens em termos de eficiência volumétrica e térmica quando comparados aos motores com injeção no coletor de admissão (PFI), especialmente no uso de combustíveis gasosos. No entanto, essa tecnologia apresenta níveis mais elevados de emissão de partículas, em função do tempo reduzido para a homogeneização da mistura ar-combustível (HUANG, SURAWSKI, *et al.*, 2021). Assim, a tecnologia *dual-fuel* está sendo aplicada por seus benefícios ambientais e econômicos, principalmente pela redução de emissões e pelo aumento de eficiência energética. Embora essa tecnologia seja predominantemente usada em geração de energia estacionária, seu potencial de aplicação em veículos comerciais leves pode ser explorado para atender a regulamentações ambientais cada vez mais rígidas.

O conceito de motores *dual-fuel* remonta ao início do século XX, concebido por Rudolf Diesel, cuja inovação vinha de um combustível secundário reativo para acender a mistura, aumentando a eficiência e versatilidade do motor. Esse conceito ganhou destaque durante períodos de escassez de combustível, especialmente durante a guerra, quando a limitada disponibilidade de combustíveis líquidos de alta qualidade levou à adoção de fontes de energia alternativas, como combustíveis gasosos, em motores de ignição.

Segundo Reif (2015), apesar de sua importância histórica, pesquisas sobre sistemas *dual-fuel* em veículos de passeio permanecem relativamente escassas, assim como Huang et al. (2021) concluem em seu artigo de revisão teórica, em que creem ser necessário mais estudos de aplicações práticas de *dual-fuel* em veículos reais, com foco nos combustíveis renováveis mais promissores, como etanol, metanol e hidrogênio. A aplicação de sistemas de *dual-fuel* em veículos apresenta vários desafios, como o aumento da complexidade do veículo, manutenção, custo e peso, todos os quais impactam negativamente a dinâmica veicular. Contudo, vários estudos

têm sido realizados sobre *dual-fuel* em motores monocilíndricos para analisar o comportamento da chama. Entre eles, destaca-se o trabalho de Da Costa (2020), que demonstrou um aumento significativo na eficiência da combustão.

Sob essa perspectiva, esta pesquisa integra o programa ROTA 2030, uma iniciativa do Governo Federal brasileiro voltada a impulsionar avanços tecnológicos no setor automotivo, com ênfase em soluções ambientalmente sustentáveis e eficientes. Assim, este estudo é conduzido no âmbito do Projeto Multiflex, resultado de uma colaboração estreita entre o Centro de Tecnologia da Mobilidade da Universidade Federal de Minas Gerais (CTM-UFMG), GASMIG, PHINIA e Stellantis.

### **1.1. Objetivos e relevância**

O objetivo principal desta pesquisa foi validar um modelo que ateste a viabilidade da tecnologia *dual-fuel* em veículos de passeio, avaliando seu potencial para mostrar as vantagens frente aos combustíveis convencionais. Para isso, o estudo examinou três parâmetros fundamentais: eficiência energética do motor, desempenho geral do veículo e redução de emissões de poluentes. Esses parâmetros foram comparados aos resultados obtidos com o uso isolado de cada combustível, a fim de verificar se a combinação pode superar os benefícios atualmente conhecidos do etanol, gasolina e metano em aplicações individuais.

Para isso, serão utilizados como parâmetros os ciclos de condução EPA FTP-75 e EPA HWFET, que permitiram validar os três parâmetros seguindo os padrões aplicados pela indústria e seguindo as normas das agências reguladoras.

Adicionalmente, foi realizada uma análise da otimização da proporção de metano na mistura com etanol e gasolina, considerando que a relação entre os combustíveis não é fixa durante o funcionamento do motor. Essa otimização considerou os parâmetros analisados e abrangeu diferentes proporções de metano estudadas, variando entre 0%, 25%, 50%, 75% e 100%.

### **1.2. Objetivo geral da pesquisa**

Esta dissertação teve como objetivo investigar a viabilidade da aplicação de uma tecnologia *dual-fuel* em veículos de passeio, focando em um motor

turboalimentado de 4 cilindros que utiliza injeção de etanol ou gasolina combinado com metano, e analisar seu desempenho em diferentes condições operacionais, usando uma metodologia numérica.

### **1.3. Objetivos específicos da pesquisa**

- Desenvolver simulações unidimensionais do motor utilizando diferentes proporções de misturas de etanol, gasolina e metano para calibração;
- Desenvolver simulações de ciclo de condução para veículos de passeio;
- Simular o desempenho do veículo em ciclos de condução de acordo com a metodologia da ABNT para avaliação de consumo energético e emissões;
- Comparar o desempenho dos veículos com e sem dual-fuel analisando sua viabilidade;
- Otimizar a proporção de metano em um regime transiente de misturas considerando carga e rotação do motor.

## 2. REVISÃO DA LITERATURA

Este capítulo apresenta os conceitos fundamentais de motores de ignição por centelha, além de caracterizar os combustíveis utilizados ao longo da pesquisa e definir o conceito de operação *dual-fuel*. Em seguida, descreve as mudanças climáticas e ambientais, discute os ciclos de condução utilizados para padronizar as regulamentações de emissões mundiais e detalha as funcionalidades do *software* GT-SUITE®, que desempenha um papel central no desenvolvimento da pesquisa.

### 2.1. Conceitos básicos

Nesta seção, são apresentados os princípios fundamentais que regem o funcionamento de um veículo. Na parte motriz, os Motores de Combustão Interna (MCI) têm seu desempenho e eficiência influenciados por diversos parâmetros operacionais, como regime de rotação, carga, tempo de ignição e tipo de combustível utilizado. Já a dinâmica veicular envolve a interação entre o motor e os demais elementos que afetam o movimento do veículo, como a transmissão, a resistência ao rolamento, o arrasto aerodinâmico, a inclinação da via e as forças inerciais.

A compreensão integrada entre o funcionamento do MCI e os princípios da dinâmica veicular é essencial para a realização de simulações de desempenho. Essa integração permite uma análise mais realista e abrangente do consumo de combustível e das emissões veiculares, especialmente quando se consideram diferentes condições de condução, ciclos de operação e perfis de uso. Além disso, esse conhecimento é indispensável para a otimização de sistemas de propulsão e para a tomada de decisões no projeto e calibração de veículos.

#### 2.1.1. MCI - Motores a combustão interna

Motores a combustão interna (MCI) são máquinas térmicas nas quais a energia química do combustível é convertida em energia mecânica por meio da combustão de uma mistura ar-combustível na câmara de combustão, sendo essa energia transmitida ao eixo de saída pelo conjunto virabrequim-manivela (VAN BASSHUYSEN e SCHÄFER, 2004).

Podemos classificar um MCI entre ciclo Otto e ciclo Diesel. O primeiro é caracterizado por uma combustão a volume constante, enquanto o segundo a combustão ocorre à pressão constante. Essa diferenciação, entretanto, é difícil de ser evidenciada em motores reais. Dessa forma para Baêta (2006) a classificação de motores considerando apenas esse quesito é deficiente.

Uma outra forma de distinguir os motores é pelo método de ignição, que pode ser de Ignição por Centelha (SI) ou Ignição por Compressão (CI). Nos motores SI, a mistura de ar e combustível admitida na câmara de combustão é inflamada por uma faísca, já em motores CI a ignição do combustível ocorre espontaneamente devido às altas temperaturas causadas por razões de compressão mais altas do ar na câmara (HEYWOOD, 2018).

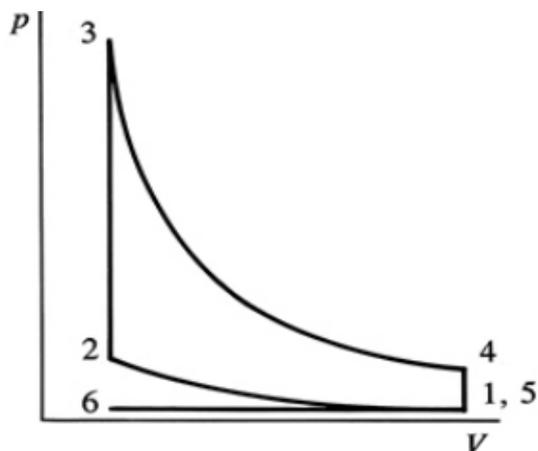
Como Baêta (2006) define, outra possível classificação entre motores é pelo regime de propagação da chama dominante, seja do tipo por difusão ou seja do tipo pré-misturado. Nos regimes de propagação de chama difusiva, típicos dos ciclos CI, o combustível e o oxidante difundem-se um em direção ao outro e só reagem onde se encontram, formando a chama. A eficiência térmica aumenta à medida que a carga do motor diminui, e o acréscimo de turboalimentação não resulta em problemas de combustão anômala.

Já no regime de chama pré-misturada, caso da tecnologia dual-fuel e mais característico dos sistemas SI, o combustível e o oxidante estão pré-misturados e ocorre a combustão em toda a região da mistura quando a mistura é inflamada. Dessa forma, uma frente de chama é estabelecida e se propaga, possibilitando o aproveitamento total do ar disponível na câmara de combustão. Esse regime se distingue pela rápida combustão, possibilitando o alcance de potências específicas muito elevadas.

#### **2.1.1.1. Funcionamento de motores quatro tempos de ignição por centelha**

O ciclo real de um MCI é composto por seis processos, em especial pelo processo de entrada de energia a volume constante e pelas etapas de exaustão e de admissão da mistura (ilustrado na Figura 1, que ilustra os diagramas de pressão por volume, como as etapas 5-6 e 6-1, respectivamente).

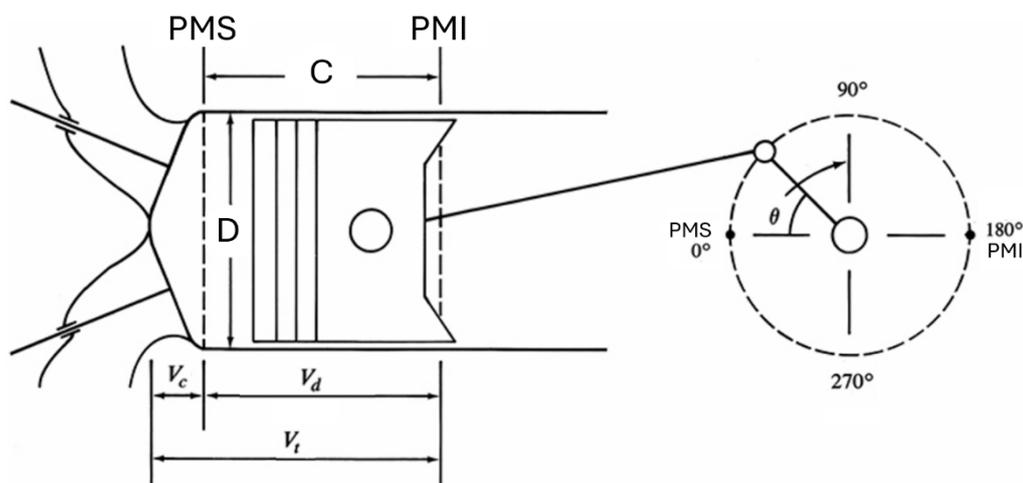
Figura 1 - Diagrama de Pressão-Volume, útil para compreensão dos processos do ciclo



Fonte: Heywood (2018).

A energia produzida pela combustão é transformada em trabalho útil à medida que os gases da combustão pressionam um pistão que se move entre o Ponto Morto Inferior (PMI) e o Ponto Morto Superior (PMS), transmitindo potência por meio de um mecanismo biela-virabrequim para o eixo de transmissão, como a Figura 2 ilustra.

Figura 2 - Sistema biela-virabrequim



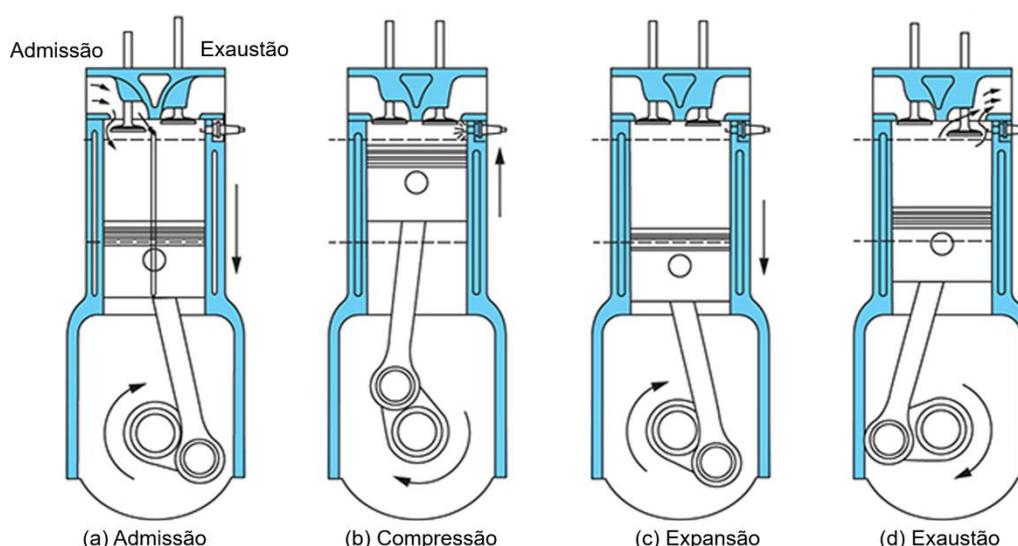
Fonte: Adaptado, Heywood (2018). Nota:  $V_C$  = Volume de Combustão;  $V_D$  = Volume Deslocado;  $V_T$  = Volume Total;  $D$  = Diâmetro do pistão e  $C$  = Curso do Pistão.

Em motores a quatro tempos, cada cilindro realiza quatro cursos do pistão (equivalentes a duas rotações do virabrequim) para completar o ciclo de

funcionamento, dos quais apenas um gera potência, como representado na Figura 3. De acordo com Heywood (2018), os quatro tempos são:

- a) Admissão: Se inicia com o pistão no PMS e termina com o pistão no PMI. Durante o movimento descendente, as válvulas de admissão se abrem, permitindo a admissão de uma nova carga de ar fresco no cilindro. Em motores naturalmente aspirados, o ar é admitido pela diferença de pressão, enquanto em motores sobrealimentados, o ar é comprimido e forçado para dentro do cilindro por um compressor.
- b) Compressão: Com as válvulas de admissão e escape fechadas, o pistão se move para o PMS, comprimindo o ar do  $V_T$  para o  $V_C$ . Em motores SI, o combustível é injetado próximo ao final da compressão e a centelha é disparada, iniciando a combustão dos gases e resultando em um aumento rápido da pressão no cilindro.
- c) Expansão (Potência): Com a força gerada pela combustão, o pistão retorna ao PMI, convertendo a energia térmica em trabalho mecânico. É o único tempo em que há produção de potência pelo motor.
- d) Exaustão: o pistão retorna ao PMS, expulsando os gases de combustão do cilindro através das válvulas de escape abertas. Após o pistão passar pelo PMI, as válvulas de escape se fecham, reiniciando o ciclo.

Figura 3 - Ciclos de um motor a quatro tempos de um MCI à centelha



Fonte: Heywood (2018), adaptado.

### 2.1.1.2. Terminologia técnica e abreviações relevantes de MCI

Para a sequência desta dissertação, é necessário definir alguns conceitos e siglas relacionados a motores de combustão interna, que têm relação com processos internos do motor e seu funcionamento.

Relação Ar/Combustível (A/F): é a proporção entre a massa de ar e a massa de combustível que entra na câmara de combustão de um motor. Varia de acordo com o tipo de combustível utilizado, como mostra a Tabela 1, tendo-se sempre como referência a concentração de O<sub>2</sub> presente no ar atmosférico.

Tabela 1 - Relação ar/combustível (A/F)

COMBUSTÍVEL	A/F
GASOLINA PURA (E0)	14,7:1
GASOLINA COMUM (E22)	13,2:1
ETANOL (E100)	9,0:1
METANO	17,2:1
HIDROGÊNIO	34,0:1
DIESEL	15,2:1

Fonte: (PEREIRA, 2001).

RPM (Rotações por Minuto): É a medida da frequência de rotação de um motor, indicando o número de voltas que o eixo de saída do motor completa a cada minuto, também representada pela variável “N”.

MEP (*Mean Effective Pressure* – Pressão Média Efetiva): Uma medida útil do desempenho relativo do motor, obtida dividindo o produto da potência com a rotação pelo volume deslocado por ciclo no cilindro. É dado pela equação (1):

$$MEP = \frac{P n_R}{V_d N} \quad (1)$$

em que  $n_R$  é o número de rotações do virabrequim por cursos de potência e  $P$  é a potência gerada.

IMEP (*Indicated Mean Effective Pressure* – Pressão Média Efetiva Indicada): representa o MEP calculado diretamente na câmara de combustão, sem levar em conta as perdas mecânicas, como mostra a Equação (2).

$$IMEP = \frac{W_{c,i}}{V_d} \quad (2)$$

Onde  $W_{c,i}$ , representa o trabalho gerado por ciclo.

BMEP (*Brake Mean Effective Pressure* – Pressão Média Efetiva no Freio): indica o desempenho de um motor em converter a pressão de combustão em torque. Refere-se à pressão média que, se atuasse sobre o pistão durante o ciclo de combustão, produziria o torque medido no eixo de saída do motor (freio). Na prática, como mostra a Equação (3), é o torque,  $T$ , normalizado pelo volume:

$$BMEP = \frac{2\pi n_R T}{V_d} \quad (3)$$

FMEP (*Friction Mean Effective Pressure* – Pressão Média Efetiva de Atrito): quantifica as perdas de energia associadas ao atrito mecânico entre as partes móveis do motor, como pistões, anéis, virabrequim e válvulas durante o ciclo, ou seja, é a diferença entre IMEP e BMEP, como mostra a Equação (4).

$$FMEP = IMEP - BMEP \quad (4)$$

$COV_{IMEP}$  (Coeficiente de Variação do IMEP): Uma medida importante derivada dos dados de pressão é o desvio padrão do IMEP ( $\sigma_{IMEP}$ ) dividido pela média do IMEP, geralmente expresso em porcentagem, como demonstrado na Equação (5). Um valor elevado de  $COV_{IMEP}$  indica instabilidade na combustão, afetando o desempenho do motor e a suavidade de operação, sendo constatado que problemas de dirigibilidade de veículos geralmente ocorrem quando excede cerca de 2%:

$$COV_{IMEP}(\%) = \frac{\sigma_{IMEP}}{IMEP} \times 100 \quad (5)$$

MBF (*Mass Burned Fraction* – Fração de Massa Queimada): conceito utilizado em motores de combustão interna para descrever a proporção da mistura de ar e combustível que foi queimada em um determinado ponto do ciclo de combustão. É expressa em função do ângulo de rotação do virabrequim e indica como a combustão evolui ao longo do ciclo. Pode ser representada de duas formas: a primeira, pelo intervalo de tempo (ou o número de graus do virabrequim) necessário para que uma certa massa de combustível seja queimada, como no caso do  $MBF_{10-90}$ , que corresponde ao período durante o qual o percentual de massa queimada passa de 10% para 90%. Já a segunda, pelo ponto específico em que uma fração da massa foi queimada, como o  $MBF_{50}$ , que indica o ponto no ciclo em que 50% da massa total de combustível já foi consumida.

BSFC (*Brake Specific Fuel Consumption* – Consumo Específico no Freio): É uma medida de eficiência de um motor que relaciona a quantidade de combustível consumida para gerar uma determinada potência, como demonstrado na Equação (6). Dada pelo consumo específico de combustível no freio, é expressa em gramas de combustível por quilowatt-hora [g/kWh]. Quanto menor o valor de BSFC, mais eficiente é o motor em converter combustível em energia útil.

$$BSFC = \frac{\dot{m}_f}{P_b} \quad (6)$$

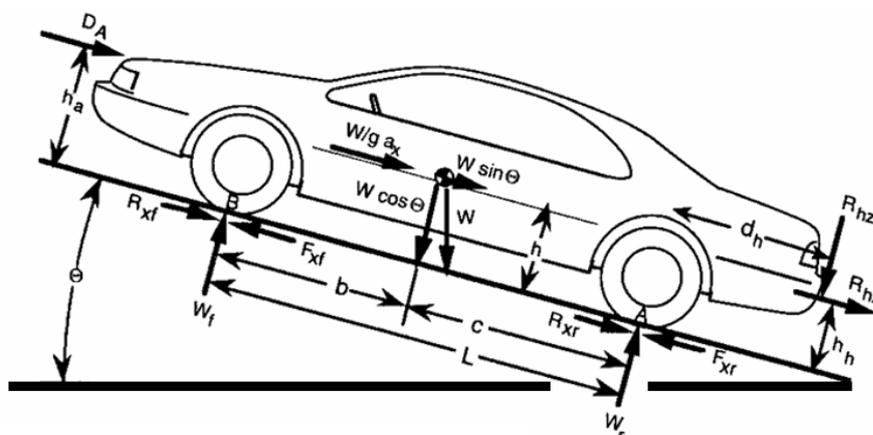
Em que  $\dot{m}_f$  é a vazão mássica de combustível no ciclo e  $P_b$  é a potência total.

### 2.1.2. Dinâmica veicular

Dado que este estudo propõe a comparação de desempenho entre veículos automotores, a análise dos fundamentos dos veículos será limitada ao movimento unidimensional. Assim, este capítulo abordará os métodos de cálculo de velocidades, aceleração e consumo de combustível no desempenho veicular.

O movimento básico de um veículo pode ser descrito como a resultante das forças aplicadas sobre um corpo, conforme a segunda Lei de Newton. A Figura 4 mostra as forças atuantes em um veículo com tração nas quatro rodas subindo em uma determinada angulação.

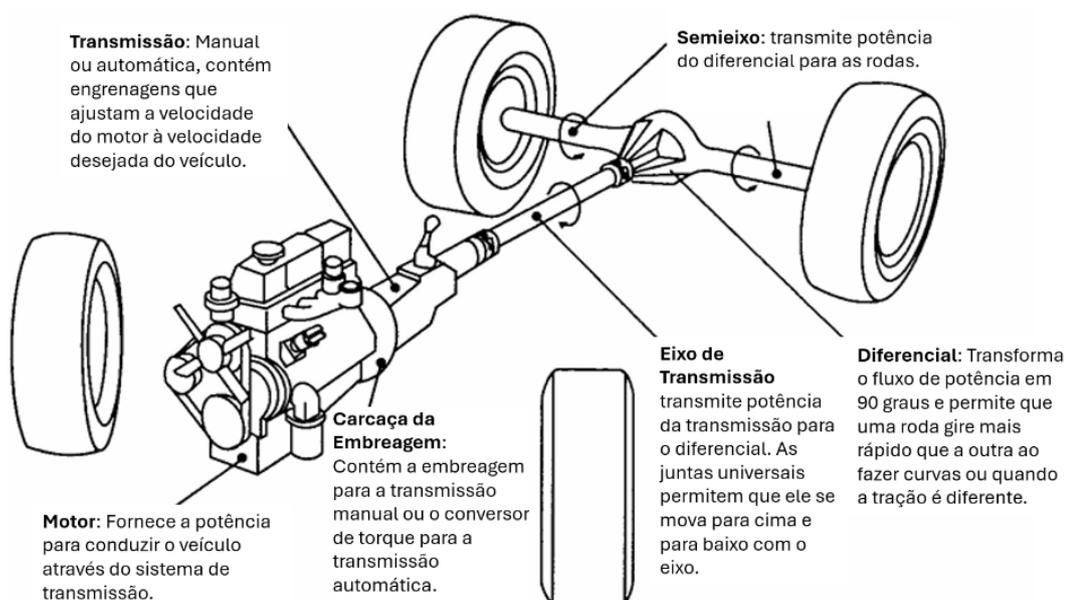
Figura 4 - Forças arbitrárias atuantes sobre um veículo automotor



Fonte: Gillespie (1992).

As forças resultantes da tração,  $F_{xf}$  e  $F_{xr}$ , são apresentadas na área de contato entre pneus das rodas quando acionadas e a superfície da estrada, ela impulsiona o veículo para a frente. No trem de força, as forças de tração são geradas pelo MCI e transferidas pela transmissão para o diferencial e, finalmente, para as rodas. Os principais componentes de um trem de força são ilustrados na Figura 5.

Figura 5 - Elementos primários de um trem de força



Fonte: Gillespie (1992), traduzido.

Durante o movimento do veículo, diversas resistências atuam contrariamente ao seu deslocamento. As principais forças de resistência incluem: a resistência à rolagem, diretamente associada ao rolamento dos pneus; a resistência aerodinâmica; a resistência mecânica do trem de força; e a resistência à inclinação do terreno (GILLESPIE, 1992). Enquanto a resistência mecânica do trem de força normalmente é indicada como uma porcentagem de eficiência, as demais resistências são definidas por Gillespie (1992) como:

- Resistência a rolagem ( $R_x$ ), mostrada na Equação (7):

$$f_r W = R_{xf} + R_{xr} \quad (7)$$

Em que  $R_{xf}$  e  $R_{xr}$  são as resistências à rolagem das rodas dianteiras e traseiras, respectivamente,  $W$  é o peso do veículo e  $f_r$  é o coeficiente de resistência a rolagem.

- Resistência a aclives ( $R_g$ ), mostrada na Equação (8)(7):

$$R_g = W \sin \theta \quad (8)$$

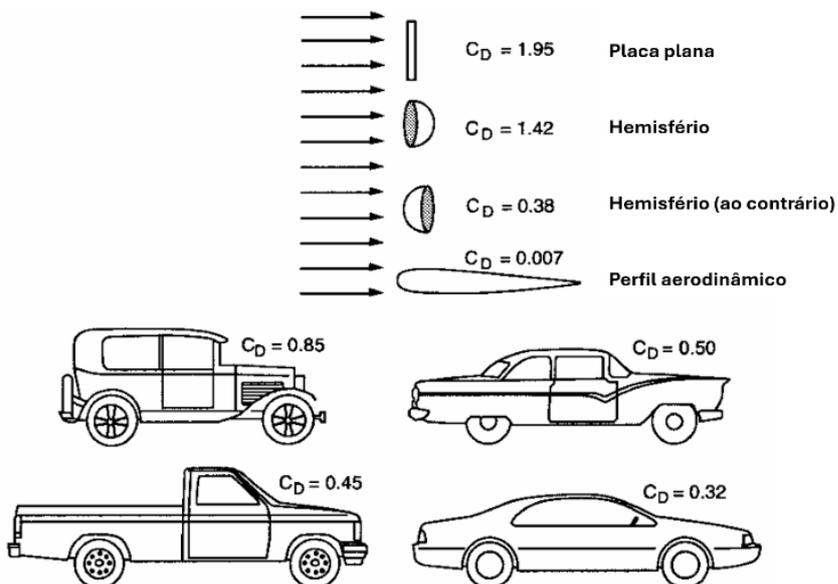
Em que  $\theta$  é a inclinação na via em que o veículo trafega, sendo a resistência a aclives em função de seu seno.

- Resistência aerodinâmica ( $D_A$ ), mostrada na Equação (9):

$$D_A = \frac{1}{2} \rho V^2 C_D A \quad (9)$$

Em que  $A$  é a área frontal do veículo,  $\rho$  é a densidade do ar,  $V$  a velocidade do veículo e  $C_D$  o coeficiente de resistência aerodinâmica. Por ser diretamente proporcional ao quadrado da velocidade do veículo, à medida que a velocidade aumenta, a força resistiva cresce exponencialmente, tornando-se um fator crítico para o consumo de energia e eficiência em altas velocidades. Como mostra a Figura 6, ela também depende do formato do tridimensional do veículo, que é definido empiricamente.

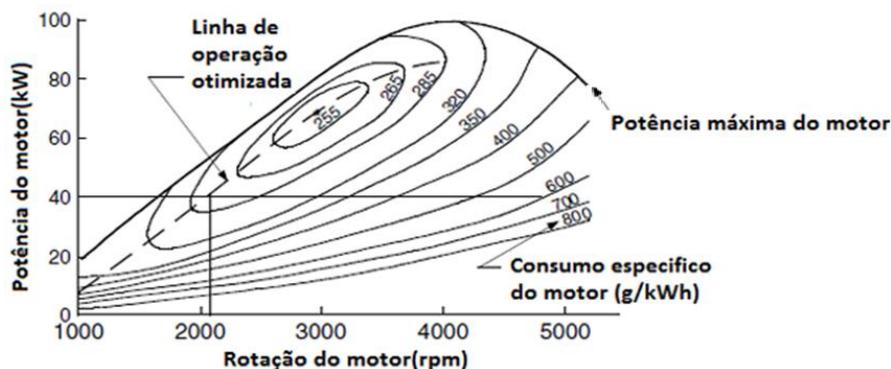
Figura 6 - Exemplos de coeficientes de resistência aerodinâmica



Fonte: Gillespie (1992), traduzido.

Por fim, a economia de combustível de um veículo é expressa pelo consumo em litros a cada 100 km ou pelo percentual de ganho em relação a um valor de referência. Diretamente relacionado ao BSFC do motor, outros fatores influenciam o consumo, tais como as relações de marchas da transmissão, as forças de resistência ao veículo, a velocidade e as condições de operação, sendo que o consumo tende a ser menor em rotações mais baixas. A Figura 7 apresenta a curva de economia de combustível, onde o consumo ideal ocorre com o acelerador totalmente aberto.

Figura 7 - Economia de combustível aplicado a MCI



Fonte: Ehsani *et al.* (2018).

Já taxa de consumo do veículo ( $Q_s$ ) pode ser calculada pela Equação (10), considerando o consumo específico ( $g_e$ ) e a densidade do combustível.

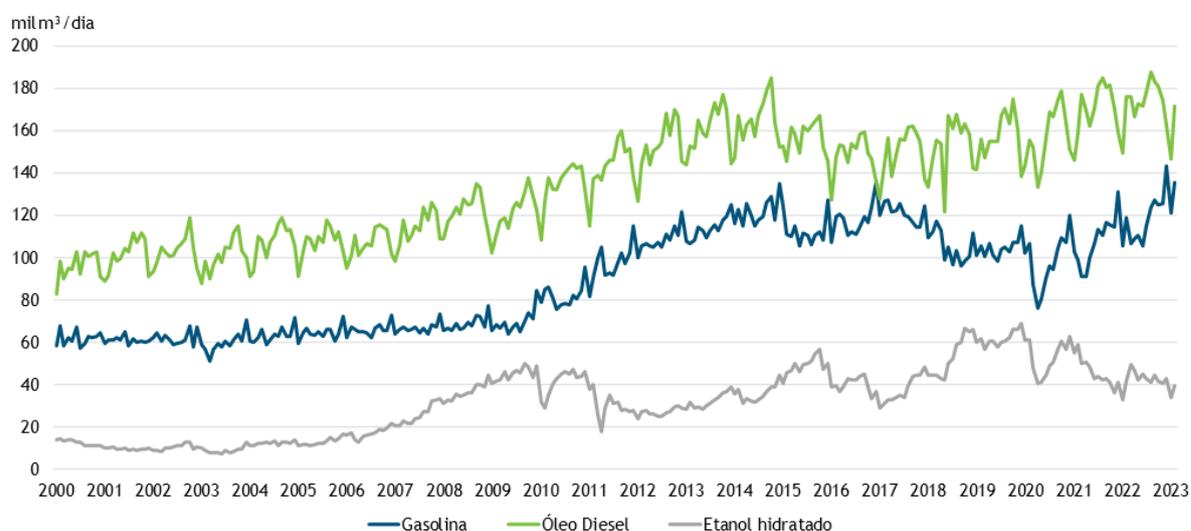
$$Q_s = \frac{P_e g_e S}{1000 \gamma_f V_{cc}} \quad (10)$$

Em que  $\gamma_f$  é a densidade de massa do combustível,  $S$  é a distância total percorrida a uma velocidade constante ( $V_{ct}$ ) e  $P_e$  é a potência média do motor.

## 2.1. Combustíveis

Segundo o Instituto Brasileiro de Petróleo e Gás (2023), a partir de dados da Agência Nacional do Petróleo (ANP), o combustível mais vendido no Brasil nos últimos 23 anos é a gasolina comum, apesar das vendas de etanol hidratado terem crescido 238% no mesmo período, como ilustrado na Figura 8.

Figura 8 - Vendas de combustíveis líquidos no Brasil de 2000 a 2023



Fonte: Instituto Brasileiro de Petróleo e Gás (2023), adaptado.

Como combustíveis alternativos aos derivados do petróleo, têm-se os álcoois (principalmente o etanol e o metanol), o gás natural, o hidrogênio e o biodiesel. Cada um possui suas próprias características físicas e químicas, como também os métodos

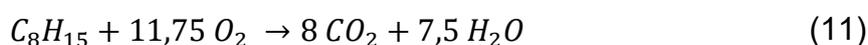
de obtenção e os níveis de emissão de poluentes diretos e indiretos que os fazem uma melhor alternativa para diferentes situações. Destes combustíveis alternativos, os que já apresentam o uso mais comum e difundido no Brasil e no mundo são o etanol e o gás natural.

### 2.1.1. Gasolina

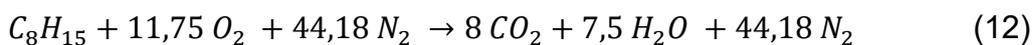
Principal combustível para motores SI, a gasolina é uma mistura de diversos hidrocarbonetos extraídos do petróleo.

O petróleo é constituído quase inteiramente de carbono e de hidrogênio com alguns traços de outros componentes químicos, variando de 83% a 87% de carbono e de 11% a 14% de hidrogênio em conteúdo mássico. O carbono e o hidrogênio se combinam de diversas maneiras e formam muitos tipos de hidrocarbonetos diferentes (PULKRABEK, 1997). O petróleo cru é extraído dos poços e é separado em vários produtos por destilação, usando-se processos térmicos ou catalíticos. A relação de produção de cada derivado pode ser determinada pela exigência do mercado consumidor. Dessa forma, a produção em massa de veículos automotivos demandou um aumento da produção de gasolina.

Com isso, aprimoraram-se as técnicas de refino, destacando-se o craqueamento (do inglês *cracking*), que quebra moléculas maiores em menores, e a alquilação, seu processo inverso, que combina moléculas pequenas para formar hidrocarbonetos maiores (DA SILVA e DA SILVA, 1997). A combustão completa da gasolina é mostrada na Equação (11):



Porém, a queima em um motor é feita através de uma mistura do combustível com o ar ambiente. Desse modo, é preciso considerar que o ar é uma mistura de vários outros gases e não somente  $O_2$ . Para fins de simplificação do cálculo de equilíbrio, a fração do ar que não é  $O_2$  é considerada como sendo  $N_2$ , com uma relação de 3,76 moles de  $N_2$  para um de  $O_2$ . Esta nova equação pode ser apresentada como a Equação (12) demonstra, derivada de Pulkrabek (1997):

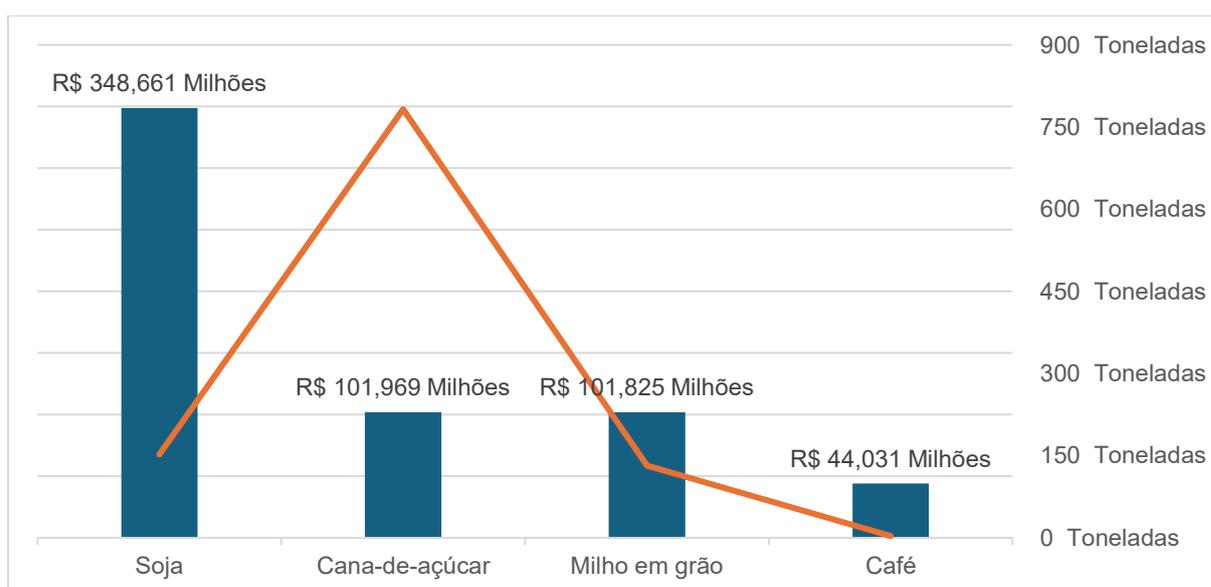


No passado, adicionava-se chumbo tetraetila à gasolina para aumentar a octanagem e melhorar o desempenho dos motores. Devido aos danos à saúde e ao meio ambiente, ele foi substituído por alternativas mais seguras, como o etanol. Em outubro de 2024, a Lei N° 14.993 estabeleceu incentivos ao uso de combustíveis sustentáveis e fixou em 27% o teor padrão de etanol anidro na gasolina (BRASIL, 2024).

### 2.1.2. Etanol

O álcool etílico é um composto formado por dois átomos de carbono e por um radical OH (C<sub>2</sub>H<sub>5</sub>OH), podendo ser obtido através de vegetais ricos em açúcar, como a cana-de-açúcar. Atualmente, o Brasil é o maior produtor de cana-de-açúcar do mundo, sendo o produto agrícola mais produzido no país em 2023 e o segundo em valor da produção, de acordo com o Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística (IBGE), como Figura 9 ilustra.

Figura 9 - Valor da produção por alimento no Brasil em 2023

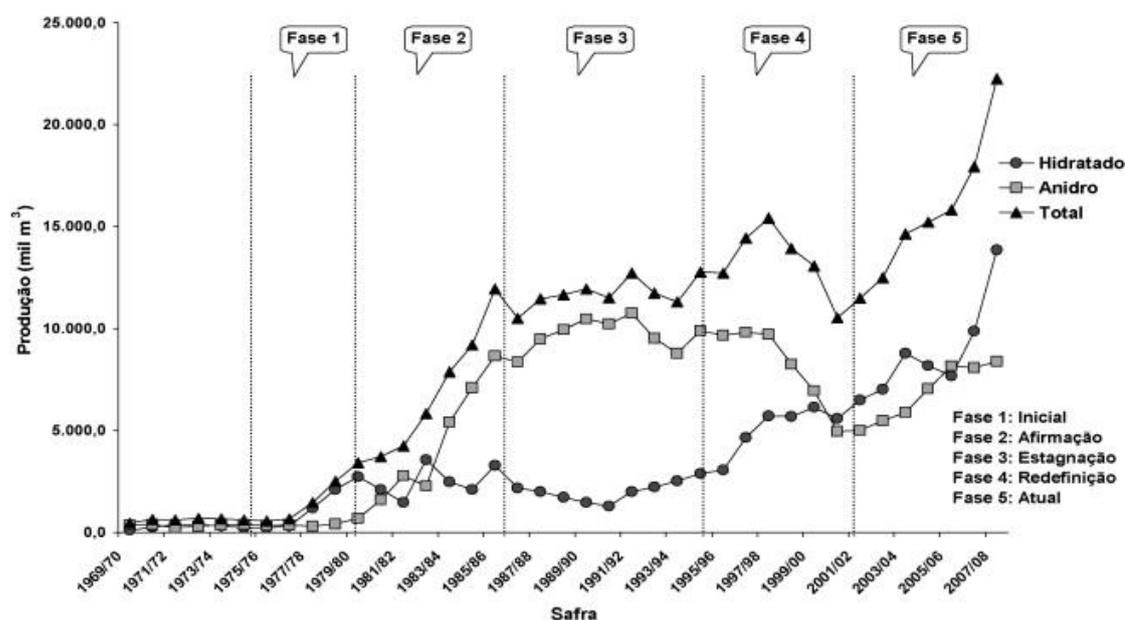


Fonte: IBGE (2023).

O uso de etanol no mercado brasileiro foi impulsionado com a criação do Proálcool (Programa Nacional do Álcool) pelo governo brasileiro em 1975, em resposta à crise internacional do petróleo em 1973. Assim, foi possível prevenir o país de políticas de preços da Organização dos Países Exportadores de Petróleo (OPEP), além de incentivar a produção e o uso de etanol como combustível.

De acordo com Ministério da Agricultura e Pecuária (2008), durante o Proálcool, cinco fases distintas do programa puderam ser identificadas, como também ilustrado na Figura 10:

- 1<sup>a</sup> Caracterizada por um forte esforço para aumentar a produção de álcool anidro, utilizando melão, com o objetivo de misturar com a gasolina (1975–1979).
- 2<sup>a</sup> Marcada pelo segundo choque do petróleo, o preço do barril de petróleo atingiu US\$ 36,00. Em 1980, as importações de óleo cru chegaram a 46%. A produção de álcool alcançou, ao final do período, 12 bilhões de litros, 15% a mais do que a meta estabelecida (1980–1986).
- 3<sup>a</sup> Chamada de período de estagnação, uma vez que o cenário mundial do petróleo mudou, e os preços do petróleo caíram a menos da metade de seu preço. Em 1986, o número de carros a álcool somou 96% do total de vendas (UNICA, 2010), porém houve reação da indústria do petróleo, o que prejudicou significativamente o desenvolvimento de combustíveis alternativos (1986-1995).
- 4<sup>a</sup> Após esse período, o governo federal reconsiderou o Programa Proálcool. O programa ainda enfrentava dois obstáculos: a redução drástica da produção de carros movidos a álcool pela indústria automobilística e o aumento da produção de açúcar em vez de álcool pela indústria sucroalcooleira. Em 1998, o governo concordou em aumentar a adição percentual de álcool à gasolina, de 22% para 24% (1995-2000).
- 5<sup>a</sup> Impactada por dois choques da indústria do petróleo – ataques terroristas contra os Estados Unidos em setembro de 2001 e a interrupção da produção venezuelana – o período culmina ao retorno de importação de gasolina pelo país. Em 2003, o primeiro carro *flex* (que opera com etanol e gasolina) é lançado no Brasil, tecnologia que lidera o mercado automotivo até os dias de hoje (2000-2016).

Figura 10 - Produção de etanol no Brasil em mil m<sup>3</sup> por fases do Proálcool

Fonte: Ministério da Agricultura e Pecuária (2008), adaptado.

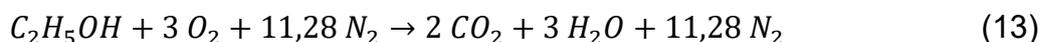
Em 2017, com a promulgação da Lei Nº 13.576/2017, foi instituída a Política Nacional de Biocombustíveis, conhecida como RenovaBio, com o objetivo de auxiliar o Brasil no cumprimento das metas estabelecidas no Acordo de Paris, tratado internacional adotado em 2015 com o intuito de combater as mudanças climáticas e promover o desenvolvimento sustentável (BRASIL, 2017).

Atualmente, o álcool combustível brasileiro, também conhecido como E96, é hidratado e composto por 96% de álcool etílico e 4% de água. Sua produção a partir da cana-de-açúcar utiliza resíduos, como o bagaço, para gerar a energia do próprio processo de obtenção do etanol.

Sua fabricação envolve duas etapas principais: fermentação, onde microrganismos transformam o açúcar do melaço em álcool, e destilação, que separa o álcool do mosto de fermentação. O vinhoto, subproduto desse processo, pode causar danos ecológicos graves se despejado em rios e lagos, pois a proliferação de bactérias reduz o oxigênio dissolvido na água, em um processo chamado eutrofização. Devido a esses riscos, o Ministério do Meio Ambiente impõe severas restrições e obriga o tratamento adequado do vinhoto (DA SILVA e DA SILVA, 1997). Mais recentemente, o vinhoto tem emergido como alternativas promissoras para a

geração de hidrogênio verde (DE SÁ, CAMMAROTA, *et al.*, 2013), o que pode aumentar a eficiência do processo.

A combustão completa do etanol pode é descrita pela Equação (13):



O álcool etílico possui o Poder Calorífico Inferior (PCI) ao da gasolina. Porém, a sua razão ar-combustível é também inferior, necessitando de menos quantidade de ar para a combustão completa pois já possui oxigênio em sua composição. Assim, a mistura ar-combustível do álcool etílico possui maior quantidade de energia disponível para uma mesma massa de ar.

Assim, Pulkrabek (1997) aponta que uso do álcool etílico como combustível apresenta tanto vantagens quanto desvantagens. Entre os benefícios, destaca-se que, por ser uma fonte de energia renovável, o etanol é obtido de diversas fontes naturais ou manufaturadas. Outro ponto positivo é a sua alta octanagem, que confere maior resistência à detonação, o que permite o uso de maiores razões de compressão nos motores, aumentando a sua eficiência térmica. O álcool etílico também emite menos poluentes que a gasolina e possui baixo teor de enxofre, o que o torna ambientalmente vantajoso. Outra vantagem é sua compatibilidade com motores bicomcombustíveis, também chamados de *flex*, que podem operar tanto com gasolina quanto com álcool etílico, ou com uma mistura de ambos em qualquer proporção, sem necessidade de ajustes mecânicos. Essa tecnologia, lançada ao mercado brasileiro em 2003, já é amplamente difundida entre os consumidores, representando 94% das vendas de carros e 51% das vendas de veículos comerciais leves no país em 2019 (ANFAVEA, 2021).

Entretanto, o álcool etílico tem algumas limitações. Seu conteúdo energético é inferior ao da gasolina, o que reduz a autonomia dos veículos, apesar da eficiência térmica similar entre os combustíveis. Outra desvantagem é a corrosividade do álcool, que pode danificar materiais como cobre, bronze, alumínio, borracha e plásticos, impondo restrições na escolha de materiais durante o desenvolvimento dos automóveis. É possível destacar também que sua baixa pressão de vapor e sua alta taxa de evaporação dificultam a partida dos motores em baixas temperaturas, exigindo

a instalação de sistemas de partida a frio, que injetam pequenas quantidades de gasolina para facilitar o processo.

### 2.1.3. Metano

O metano ( $\text{CH}_4$ ) é o hidrocarboneto mais simples, composto por um átomo de carbono ligado a quatro átomos de hidrogênio. É um gás incolor, inodoro e altamente inflamável, que se destaca por sua estabilidade química e por sua alta relação de energia por molécula. No Brasil, o metano é obtido principalmente de duas fontes: o Gás Natural Veicular (GNV) e o biometano.

O GNV se apresenta na forma de uma mistura gasosa de hidrocarbonetos, em sua maioria metano. As primeiras extrações de GNV foram obtidas juntamente com a exploração de petróleo, o que criou erroneamente o conceito de que o gás natural ocorre com ele. Na realidade, o GNV pode ocorrer de forma independente em reservatórios específicos, conhecidos como campos de gás seco, onde ele se encontra em formações geológicas porosas, aprisionado em rochas sedimentares ou no subsolo, longe de depósitos de petróleo (INGERSOLL, 1995).

Já o biometano é produzido através da decomposição anaeróbica de matéria orgânica, como resíduos agrícolas, dejetos animais ou lixo em aterros sanitários. Esse processo biológico, chamado de digestão anaeróbica, é conduzido por microrganismos que transformam a matéria orgânica em biogás, do qual o metano é o principal componente.

Após a purificação do biometano, seu teor de metano pode alcançar de 96% a 98%, dependendo da tecnologia utilizada. A técnica de *Pressure Swing Adsorption* é amplamente usada para separar o  $\text{CO}_2$  do biogás, aumentando a concentração de  $\text{CH}_4$ . No entanto, uma pequena fração de metano, em torno de 4%, pode ser perdida no processo de exaustão (SENGUR, AKGUL e CALLI, 2024).

Semelhante ao Proálcool, o Plano Nacional do Gás Natural (PLANGÁS), lançado em 1987, teve resultados limitados e foi seguido, em 1992, por um novo plano com a meta de aumentar a participação do gás natural na matriz energética de 2% para 12% até o final dos anos 1990. Em 2006, a Petrobras introduziu o Plano de Antecipação da Produção de Gás Natural (que também recebeu o nome de PLANGÁS). Focado em expandir a produção, processamento e transporte do gás natural, com o objetivo de

atingir 55 milhões de metros cúbicos diários até 2010, buscando suprir a crescente demanda e promover uma matriz energética mais diversificada e sustentável. Infelizmente, nenhum desses planos conseguiu cumprir seus objetivos (FGV ENERGIA, 2014).

O gás natural comercializado no Brasil é regulamentado pela ANP, e é composto de aproximadamente 90% de metano (CH<sub>4</sub>), sendo os outros 10% compostos por hidrocarbonetos mais pesados - como etano (C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>) e propano (C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>) – e por outros gases como nitrogênio (N<sub>2</sub>), oxigênio (O<sub>2</sub>) e dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>), segundo dados da GASMIG (2024). A composição média do gás natural veicular em novembro de 2004 fornecido pela GASMIG é apresentada na Tabela 2.

Tabela 2 - Composição do GNV comercializado pela GASMIG

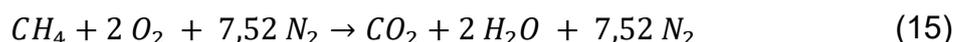
<b>METANO</b>	<b>ETANO</b>	<b>PROPANO</b>	<b>C4+</b>	<b>CO<sub>2</sub></b>	<b>N<sub>2</sub></b>
88,5%	6,2%	2,2%	0,8%	1,8%	0,5%

Fonte: GASMIG (2024).

A combustão completa do gás metano descrita pela Equação (14):



Porém, a queima em um motor é feita através de uma mistura do combustível com o ar ambiente, sendo o ar uma mistura de gases. Assim como para os demais gases, para fins de simplificação do cálculo da equação de equilíbrio, a fração do ar que não é oxigênio é considerada como sendo nitrogênio, sendo que para cada mol de oxigênio tem-se, então, 3,76 moles de nitrogênio, como a equação (15) apresenta:



O uso de misturas ricas para o GNV não é recomendado por não apresentar vantagens que são notadas com outros combustíveis líquidos. Como não há aumento significativo do torque e o GNV não apresenta o calor latente de evaporação, não se justifica o uso de misturas mais ricas para ajudar no resfriamento da câmara de

combustão, como é o caso dos combustíveis líquidos (KATO, IGARASHI, *et al.*, 1999). O uso de misturas pobres também não é aconselhável em alguns motores, por elevar os níveis de emissões de hidrocarbonetos (HC) e de óxidos de nitrogênio (NO<sub>x</sub>) para acima do aceitável em (INGERSOLL, 1995). Por ser um combustível gasoso que é armazenado na forma de gás comprimido, o gás natural deve ser armazenado em cilindro sem costura a altas pressões, que variam entre de 220 kPa a 250 kPa.

Se comparado com a gasolina e o álcool etílico, o GNV tem um menor valor calorífico por unidade de massa de mistura, e sua eficiência volumétrica é menor por ser um combustível gasoso. Isso reduz o desempenho do motor em relação ao obtido com o álcool etílico e com a gasolina. O GNV também pode levar algumas peças a um desgaste prematuro e anormal, como as válvulas e a sede das válvulas, devido à falta de lubricidade deste combustível (KATO, IGARASHI, *et al.*, 1999).

Pulkrabek (1997) apresentou diversas vantagens e desvantagens relacionadas ao uso do metano. Entre os aspectos positivos, destaca-se seu elevado número de octanos, que chega a 120, tornando-o um excelente combustível para motores SI, pois permite que eles operem com altas razões de compressão. Essa elevada octanagem se deve, em parte, à alta velocidade da frente de chama. Além disso, o metano emite baixos níveis de poluentes, superando até mesmo o etanol em alguns casos, e não gera partículas em sua combustão, o que é um ponto positivo para o meio ambiente.

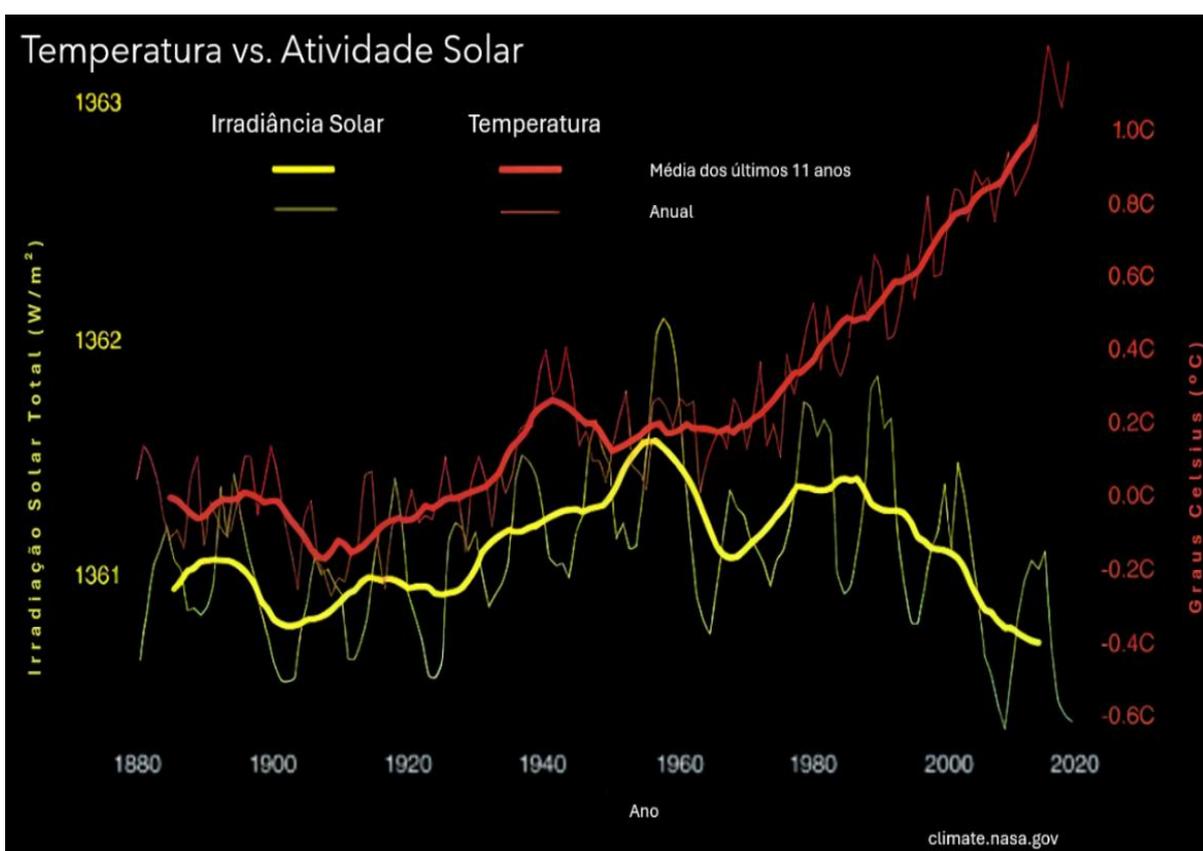
Entretanto, o gás natural também apresenta algumas desvantagens significativas. Uma delas é sua baixa energia específica, o que resulta em um desempenho inferior do motor quando comparado a combustíveis líquidos. Outro ponto negativo é que, por ser gasoso, o metano reduz a eficiência volumétrica dos motores, afetando sua performance geral. Além disso, a necessidade de armazenar o gás em cilindros pressurizados é uma limitação importante, especialmente em veículos adaptados, pois esses cilindros ocupam um espaço considerável no interior do veículo, comprometendo o espaço disponível para passageiros e para carga. A autonomia dos veículos movidos a metano também é reduzida devido à capacidade limitada dos cilindros de armazenamento.

Esses fatores fazem com que, apesar de suas vantagens ambientais e de sua alta octanagem, o uso do metano exija considerações cuidadosas, principalmente no que se refere ao desempenho e à adaptação dos veículos.

## 2.2. Mudanças climáticas e qualidade do ar: contexto e relevância

Pesquisadores climáticos preveem um aumento na temperatura média global de até 5,8 °C ainda no final do século XXI. Outubro de 2023 foi o outubro mais quente já registrado globalmente, com uma temperatura média do ar de 15,30°C, 0,85°C acima da média de outubros entre 1991 e 2020 e 0,40°C acima do outubro mais quente anterior, em 2019 (COPERNICUS - EUROPEAN COMMISSION, 2023). Essa projeção também ultrapassa a correlação histórica entre a temperatura atmosférica e a atividade solar, evidenciando que o aumento observado decorre predominantemente de ações humanas, conforme ilustrado na Figura 11.

Figura 11 - Temperatura Global vs. Atividade Solar de 1880 a 2020



Fonte: NASA (2024), traduzido.

Esse aquecimento acelerado tem impactos diretos sobre os ecossistemas, com eventos climáticos extremos como ondas de calor, secas severas e derretimento das

calotas polares tornando-se mais frequentes. Projeções de curto prazo corroboram essa tendência, com estimativas indicando um aumento entre 2 e 3°C nas temperaturas globais nos próximos anos, refletindo o impacto contínuo das mudanças climáticas.

O aquecimento global é amplamente atribuído ao efeito estufa, fenômeno natural que possibilita a vida humana na Terra, porém intensificado pelo aumento da concentração de dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) e outros gases, como o metano (CH<sub>4</sub>), na atmosfera. Assim, os gases dificultam a dissipação da radiação infravermelha refletida pela superfície terrestre, retendo energia e resultando no aumento da temperatura global.

Esse processo tem impactos ambientais significativos, incluindo o agravamento de desastres naturais e a deterioração de ecossistemas. Entre os danos causados pelo aquecimento global, destaca-se o desaparecimento de espécies ameaçadas, o que desestabiliza cadeias alimentares e compromete os recursos naturais dos quais as populações humanas dependem, principalmente povos originários e as economias que vivem dessas espécies. Além disso, a migração de espécies marinhas de águas quentes para regiões anteriormente mais frias pode afetar tanto a biodiversidade local quanto as economias dependentes dessas espécies. O aquecimento global também tem sido relacionado a eventos meteorológicos extremos, como o fenômeno El Niño, que provoca perturbações climáticas na região do Pacífico Sul, gerando tornados, inundações e secas. Outro impacto preocupante é o derretimento das calotas polares, que contribui para a elevação do nível do mar e ameaça inundar permanentemente regiões costeiras e, em casos extremos, países inteiros Ehsani *et al.* (2018).

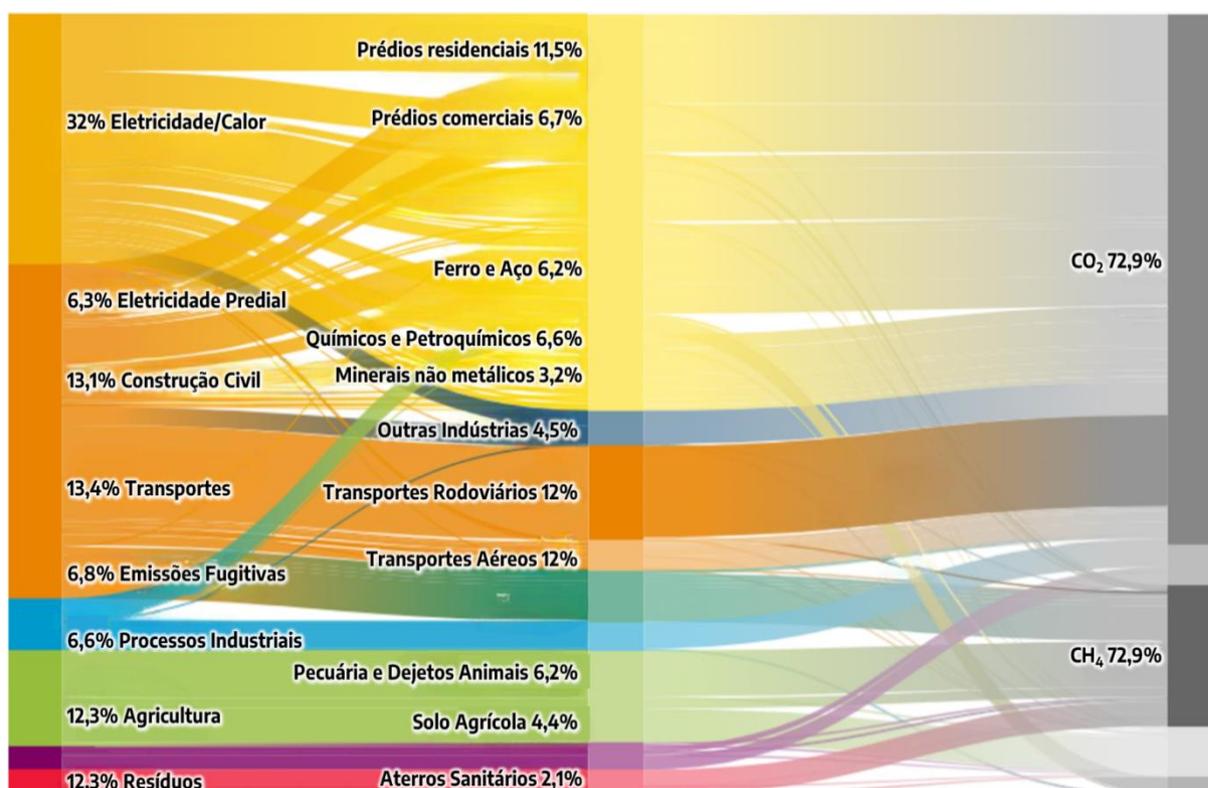
### **2.2.1. Desafios regulatórios do setor automotivo rumo à sustentabilidade**

Para mitigar os efeitos das mudanças climáticas, políticas públicas focam principalmente na redução no consumo de combustíveis fósseis, que desempenham um papel crucial na redução das emissões de CO<sub>2</sub> e CH<sub>4</sub> na atmosfera.

O CO<sub>2</sub> é o principal subproduto da combustão de hidrocarbonetos e carvão. No Brasil, o setor de transportes contribui com mais de 38% das emissões totais do poluente relacionadas ao setor energético (DE CASTRO, BARROS e DA VEIGA,

2013). A Figura 12 apresenta a distribuição das emissões de gases do efeito estufa no mundo.

Figura 12 - Emissões globais de gases de efeito estufa classificadas por setor econômico, aplicações específicas e tipos de gases emitidos.



Fonte: WRI (2020).

Não menos importantes, outros poluentes CO, NO<sub>x</sub>, HC, aldeídos e materiais particulados também são regulados, pois causam impactos mais imediatos e localizados na qualidade do ar, especialmente em grandes centros urbanos. Em 2017, a poluição do ar de várias fontes, incluindo a de escapamento de motores a diesel e de processos industriais de forma independente, foi responsável por mais de 300 mil mortes por câncer de pulmão no mundo. Além disso, estudos conduzidos pela Agência Internacional de Pesquisa em Câncer (IARC) sugerem que a poluição do ar pode causar outros tipos de câncer, como o câncer de bexiga (IARC, 2020).

Semelhante ao conceito de BSFC, as emissões veiculares são mais bem avaliadas quando expressas como emissões específicas por unidade de potência no

freio, tornando o indicador mais útil e comparável entre diferentes motores ou condições de operação. Isso ocorre porque esse tipo de análise leva em consideração a quantidade de potência gerada: um motor que emite mais poluentes, mas também gera muito mais potência, pode ser mais eficiente em termos de emissões específicas. A simples medição das emissões, como no caso do CO, não oferece essa perspectiva, pois não considera o desempenho do motor.

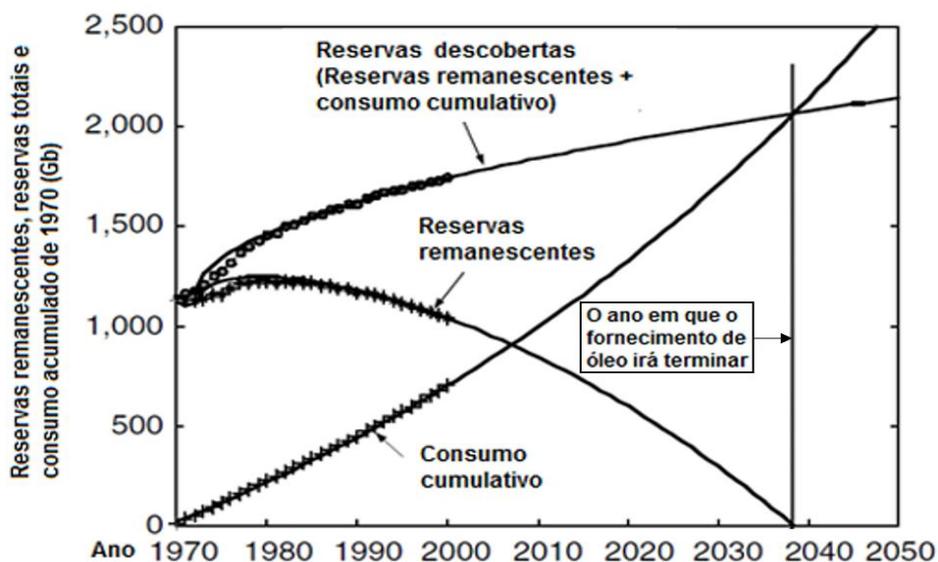
As regulamentações ambientais, como as normas de emissões, geralmente estabelecem limites baseados em emissões específicas por unidade de potência, e não apenas na quantidade total de poluentes emitidos. Nesse contexto, surgem indicadores como BSCO, BSCO<sub>2</sub> e BSHC que representam o consumo específico de CO, CO<sub>2</sub> e HC normalizados pela potência, respectivamente.

Em resposta a esse cenário, normas para regulamentação das emissões na indústria automotiva vêm sendo instituídas desde 1970, como o *Clean Air Act*, instituída pela EPA (Environmental Protection Agency, agência reguladora do meio ambiente dos Estados Unidos) considerado o primeiro marco regulatório global sobre o tema (EPA, 2024). No Brasil, a criação do Programa de Controle de Poluição do Ar por Veículos Automotores (PROCONVE), em 1986, pela Resolução do Conselho Nacional do Meio Ambiente nº 18, de 6 de maio de 1986, estabeleceu as bases para a regulação nacional (CONAMA, 1986).

Passadas mais de cinco décadas desde a primeira regulamentação mundial, a Agência Internacional de Energia (IEA) definiu uma nova meta atualizada para atingir emissões de poluentes líquidas zero até 2050 (IEA, 2023). Essas regulamentações se fazem necessárias diante de estimativas que apontam para uma frota global de 1,6 bilhão de veículos até 2035 (SENECAL e LEACH, 2021). Contudo, como ilustra a Figura 12, não é suficiente regular apenas o setor automotivo, que representa apenas uma fração dos 13,4% de emissões de gases efeito estufa emitidos pelo setor de transporte no mundo.

É preciso ressaltar também que grande parte da matriz energética global ainda depende, direta ou indiretamente, de combustíveis fósseis, os quais possuem recursos finitos. Conforme Ehsani *et al.* (2018), a longevidade das reservas de petróleo depende da descoberta de novas fontes e da taxa de consumo acumulada, como pode ser evidenciado na Figura 13.

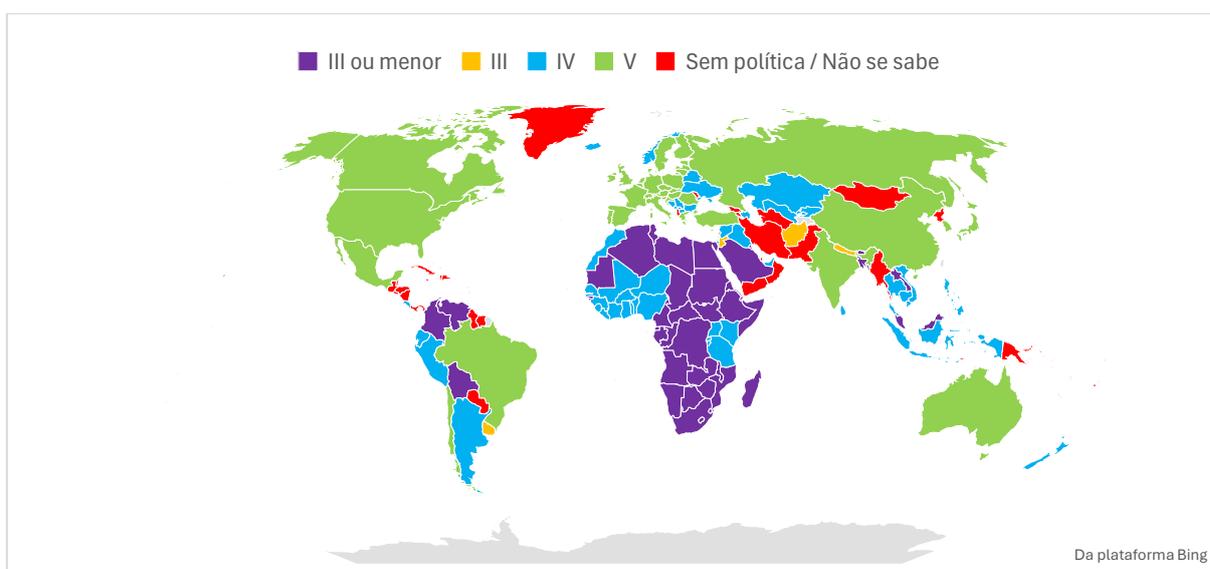
Figura 13 - Panorama geral de uso de petróleo no mundo



Fonte: Ehsani *et al.* (2018).

Atualmente, o Brasil já se alinha com os padrões globais de emissões para veículos leves, adotando regulamentações equivalentes à penúltima legislação europeia (Euro V), como mostra a Figura 14.

Figura 14 - Regulamentações de limites de emissão por país em 2024, comparados às regulamentações europeias de Euro III à Euro V



Fonte: PCFV (2024), atualizado.

Reforçando o endurecimento das regulamentações ambientais no setor automotivo, o Brasil implementou, em 1º de janeiro de 2022, a fase L7 do Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores (PROCONVE), voltada a veículos leves de passageiros e comerciais leves. Esta fase trouxe exigências mais restritivas em relação aos limites máximos de emissões, alinhando-se parcialmente à norma Euro 6b, e introduziu avanços relevantes, como a obrigatoriedade de ensaios em condições reais de condução, maior controle sobre emissões evaporativas e requisitos de durabilidade para os sistemas de pós-tratamento de gases. Dando sequência ao processo de convergência com os padrões internacionais, está prevista para 1º de janeiro de 2025 a entrada em vigor da fase PROCONVE L8, que estabelecerá limites ainda mais rigorosos para a emissão de poluentes. Os novos parâmetros se aproximam dos níveis definidos por aqueles vigentes nos Estados Unidos desde 2017, e pela norma Euro VI, implementada na União Europeia em 2014, evidenciando o esforço nacional em harmonizar-se com as práticas regulatórias mais avançadas no controle de emissões veiculares.

Em paralelo a esse avanço regulatório, o programa ROTA 2030, instituído pelo Governo Federal como sucessor do programa INOVAR-AUTO, visa promover a modernização da indústria automotiva brasileira. Estruturado com base em pilares como eficiência energética, redução de emissões e estímulo à inovação tecnológica, o ROTA 2030 busca ampliar a competitividade e a inserção internacional do setor automotivo nacional. A presente pesquisa, inserida no escopo do projeto Multiflex, está alinhada a esses objetivos, ao propor soluções que conciliam desempenho veicular com sustentabilidade ambiental (MDIC, 2020).

### **2.3. Ciclos de condução**

Considerando a padronização dos limites das emissões para os diferentes tipos de veículos comercializados, as legislações utilizam os ciclos de condução pré-determinados pelas normas. Os ciclos de condução também são usados para outros fins, desde a projeção dos veículos (avaliação do impacto da modificação de peças do veículo, calibração do motor, escolha de pneus, consumo de combustível e dirigibilidade), até a otimização e avaliação de novas tecnologias.

No Brasil, são adotados pelo Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia (INMETRO) como padrão de avaliação de consumo, os ciclos padrão estadunidense: EPA FTP-75, para consumo nas cidades, e EPA HWFET, para o consumo nas estradas, assim como informados nas normas ABNT NBR 6601 e ABNT NBR 7024, respectivamente. A Tabela 3, porém, mostra que no mundo existem outros dois padrões de avaliação de consumo: o europeu e o japonês.

Tabela 3 - Panorama global sobre regulamentações de emissões

PAÍS/REGIÃO	ANO-ALVO	META DE EMISSÕES <sup>1</sup>	FROTA-ALVO	CICLO DE TESTE
Brasil	2017	138 [g/km]	Automóveis / comerciais leves	Combinado (FTP-75 + HWFET)
Canadá	2025	97 [g/km]	Automóveis	Combinado (FTP-75 + HWFET)
Canadá	2025	141 [g/km]	Comerciais leves	Combinado (FTP-75 + HWFET)
China	2015	161 [g/km]	Automóveis / comerciais leves	NEDC
China (proposta)	2020	117 [g/km]	Automóveis / comerciais leves	NEDC
Coreia do Sul	2015	145 [g/km]	Automóveis	Combinado (FTP-75 + HWFET)
Coreia do Sul (proposta)	2020	97 [g/km]	Automóveis	Combinado (FTP-75 + HWFET)
Estados Unidos	2025	97 [g/km]	Automóveis	Combinado (FTP-75 + HWFET)
Estados Unidos	2025	141 [g/km]	Comerciais leves	Combinado (FTP-75 + HWFET)
Índia	2021	113 [g/km]	Automóveis	NEDC
Japão	2020	122 [g/km]	Automóveis	JC08
Japão	2015	155 [gCO <sub>2</sub> /km]	Comerciais leves	JC08
México	2016	145 [gCO <sub>2</sub> /km]	Automóveis	Combinado (FTP-75 + HWFET)
México	2016	196 [gCO <sub>2</sub> /km]	Comerciais leves	Combinado (FTP-75 + HWFET)

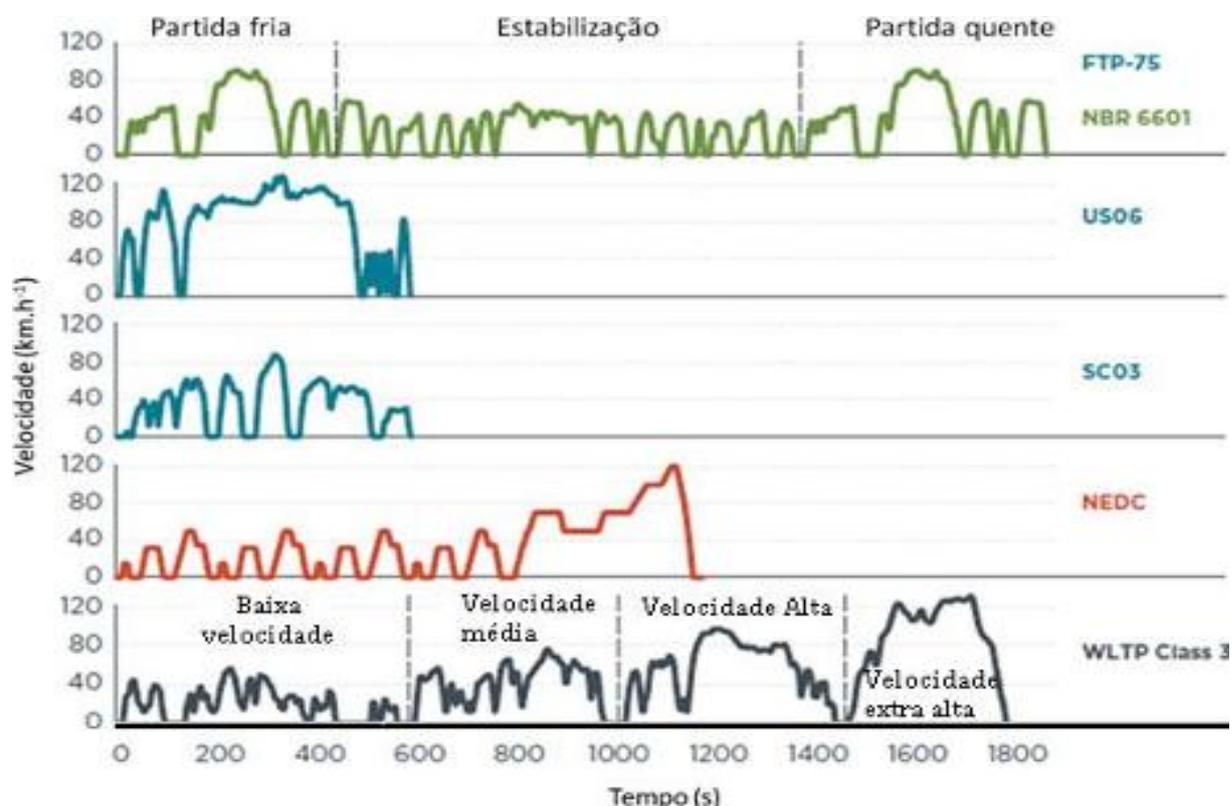
<sup>1</sup> As metas de emissões, dadas em CO<sub>2</sub>, foram todas normalizadas com base no ciclo NEDC. Alguns países estabelecem as metas em consumo de combustível, e não em emissões de CO<sub>2</sub>. A conversão foi feita pelo International Council on Clean Transportation (ICCT), com metodologia disponível em Kühlwein, German e Bandivadekar (2014).

PAÍS/REGIÃO	ANO-ALVO	META DE EMISSÕES <sup>1</sup>	FROTA-ALVO	CICLO DE TESTE
União Europeia	2021	95 [gCO <sub>2</sub> /km]	Automóveis	NEDC
União Europeia	2020	147 [gCO <sub>2</sub> /km]	Comerciais leves	NEDC

Fonte: Yang (2014).

Os ciclos de condução são desenvolvidos aplicando dados obtidos em testes de rua. Em geral, esses testes são divididos de acordo com o tipo de rota, veículo, duração e níveis de velocidade (ROSO e MARTINS, 2015), envolvendo uma ampla gama de usuários. Por exemplo, os engenheiros de tráfego usam ciclo de condução para simulação do tráfego, controle de tráfego e demais cálculos. Já os engenheiros de automóveis fazem uso de ciclos de condução para o projeto e avaliação do desempenho do veículo (POURESMAEILI, AGHAYAN e ALI TAGHIZADEH, 2018). A Figura 15 apresenta diversos tipos de ciclos de condução existentes atualmente:

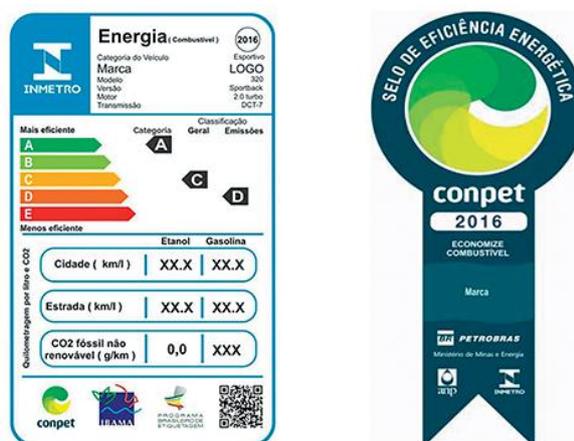
Figura 15 - Exemplos de ciclos de condução existentes no mundo



Fonte: Kühlwein, German e Bandivadekar (2014), adaptado.

Além disso, como forma de demonstrar os valores de consumo corrigido dos carros homologados para venda no Brasil, conforme a ABNT (2017), foi implementado Programa Brasileiro de Etiquetagem Veicular (PBEV) no início da década de 2010 (BRASIL, 2012), que regulou a Lei Nº 12.715/2012. O PBEV é um programa de eficiência energética para veículos leves, coordenado e regulamentado pelo INMETRO em parceria com o CONPET (Programa Nacional da Racionalização do Uso dos Derivados do Petróleo e do Gás Natural). Ele fornece de maneira simples ao consumidor a quilometragem por litro do veículo na cidade e na estrada, além das emissões de CO<sub>2</sub> por rodagem do veículo, e considera as mesmas normas estabelecidas para cálculos de ciclo padrão de consumo, ABNT NBR 6601 e ABNT NBR 7024. Em 2024, ele contempla 865 modelos de 36 marcas de veículos do mercado brasileiro (INMETRO, 2024).

Figura 16 - Exemplo de etiqueta PBEV



Fonte: INMETRO (2024).

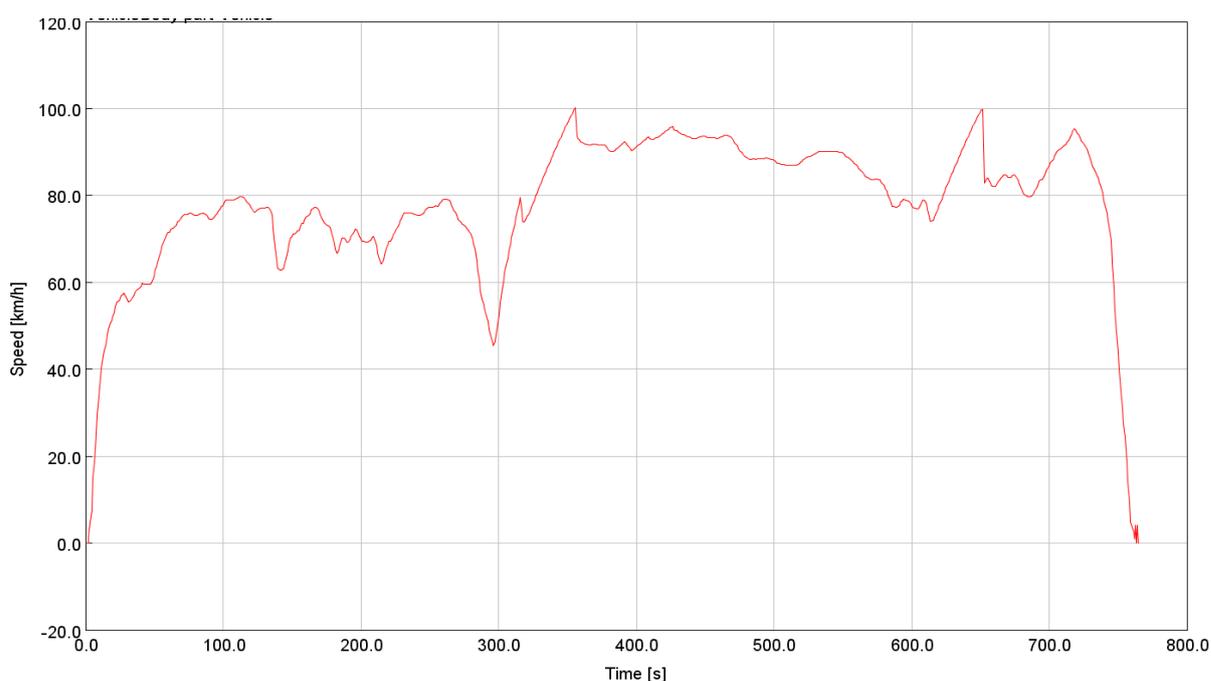
### 2.3.1. Ciclo de condução U.S. FTP-75

A padronização dos testes de emissões de poluentes para cidades no Brasil é descrita pela norma ABNT NBR 6601 (ABNT, 2012). Esta norma adota a rotina americana FTP-75 como o padrão para os testes de emissões no Brasil.

A primeira parte do teste requer 1372 segundos (22,87 minutos) para ser completada, cobre uma distância de 12,1 km a uma velocidade média de 31,46 km/h

e é dividida em duas fases. Os primeiros 505 segundos (8,42 minutos) do ciclo representam a fase transitória após a partida a frio e cobrem uma distância de 5,78 km a uma velocidade média de 41,2 km/h. A segunda fase da primeira parte do ciclo representa a fase estabilizada, com duração de 867 segundos (14,45 minutos), velocidade média de 22,55 km/h e correspondendo a uma distância percorrida de 6,32 km. Em seguida há um período de 10 minutos durante o qual o veículo completamente aquecido fica em repouso com o motor e o eletro-ventilador desligados e o capô aberto, sendo fechado imediatamente antes do reinício do motor. A segunda parte do ciclo, denominada fase transitória a quente, repete os primeiros 505 segundos do teste. O teste completo totaliza 17,88 km em 41,28 minutos, conforme pode ser visto na Figura 17 (MURTA, 2008).

Figura 17 - Velocidade por tempo no ciclo FTP-75



Fonte: ABNT (2012).

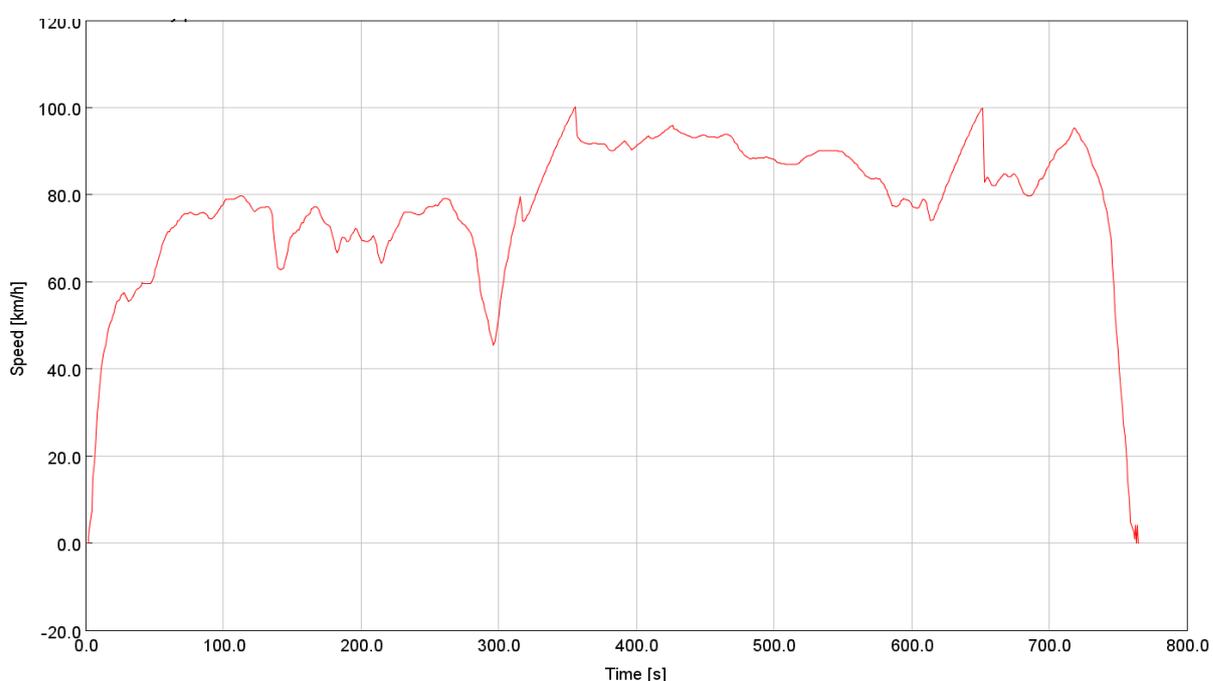
### 2.3.2. Ciclo de condução U.S. HWFET

A padronização dos testes de emissões de poluentes rodoviários no Brasil é descrita pela norma ABNT NBR 7024 (ABNT, 2010). Esta norma adota a rotina americana HWFET como o padrão para os testes de emissões no Brasil.

O ciclo HWFET é utilizado para avaliar o desempenho de veículos em condições de rodovia, sem paradas e com o motor previamente aquecido, simulando uma condução contínua em estrada. O teste tem uma duração de 765 segundos (12,75 minutos), durante os quais o veículo percorre uma distância total de 16,45 km, com uma velocidade média de 77,7 km/h e uma velocidade máxima de 97 km/h.

Ao contrário dos testes urbanos, como o FTP-75, que incluem múltiplas fases e períodos de parada, o HWFET é caracterizado por uma condução constante em rodovias, sem interrupções. Antes da implementação dos ciclos de teste em cinco fases, em 2006, os resultados obtidos com o HWFET eram ajustados para baixo em 22% para refletir de forma mais precisa as condições reais de condução em rodovias. O ciclo HWFET é uma importante ferramenta para medir o consumo de combustível e as emissões de poluentes em situações de alta velocidade, especialmente relevantes para o contexto de rodovias. A Figura 18 ilustra o perfil de velocidade e a distância percorrida ao longo do ciclo HWFET, destacando a ausência de paradas e as características dinâmicas do teste.

Figura 18 - Velocidade por tempo no ciclo HWFET



Fonte: ABNT (2012).

## 2.4. Tecnologia *dual-fuel*

A tecnologia *dual-fuel* tem ganhado destaque no setor automotivo e industrial, devido à sua eficiência energética sem a necessidade de mudanças significativas na estrutura do motor. No entanto, sua adoção ainda enfrenta desafios relacionados à otimização das misturas de combustíveis, ao controle das emissões de metano não queimado e às dificuldades no processo de combustão em baixas cargas.

Como Huang *et al.* (2021) sugerem, comparado aos motores de injeção simples convencionais, as principais vantagens dos motores *dual-fuel* incluem maior flexibilidade de controle, efeito de resfriamento aprimorado, mitigação de detonação, maior velocidade de combustão, limites expandidos de combustão pobre, maior eficiência térmica e redução de algumas espécies de emissões.

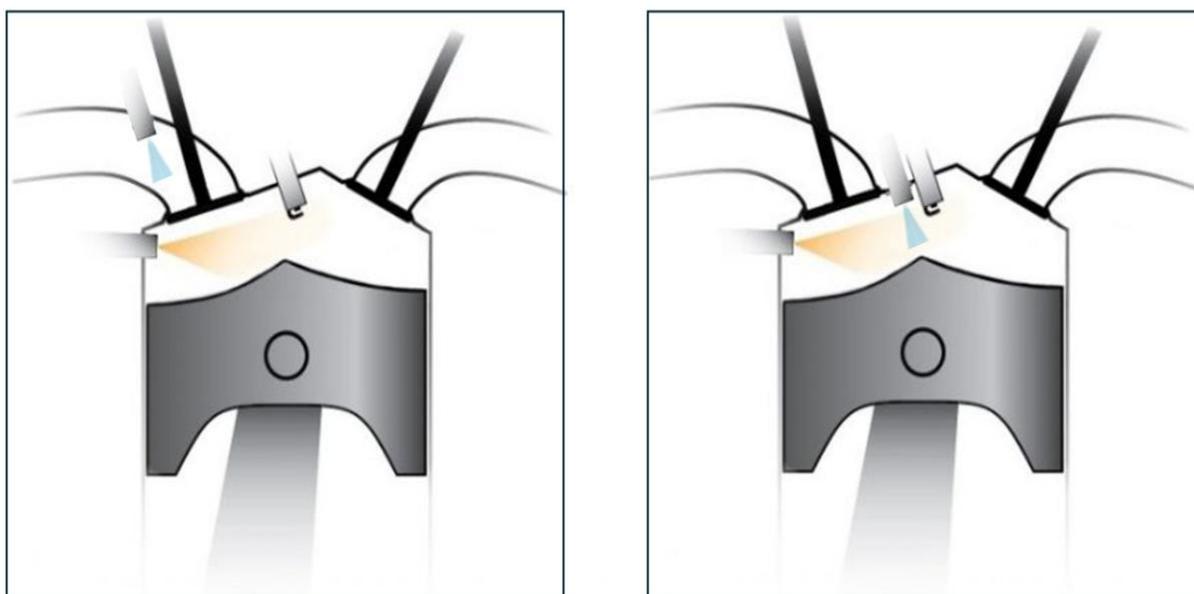
Contudo, a adaptação de um veículo de passeio para uso de *dual-fuel* requer a adição de um sistema de combustível à gás, além da instalação de um sistema adicional de injeção no motor. A instalação do sistema, embora menos invasiva em comparação com outras modificações disponíveis no mercado para o aumento da eficiência veicular, pode ser implementada por meio do desenvolvimento de kits de conversão, de forma semelhante ao que ocorre com a instalação de sistemas de GNV já comercializados. Essa abordagem simplificaria sua adoção pelo mercado consumidor, tornando-a uma alternativa viável e acessível para o público em geral.

### 2.4.1. Estado da arte da utilização do biogás e da tecnologia *dual-fuel*

O conceito da tecnologia *dual-fuel* combina a operação de um motor com dois combustíveis simultâneos, sendo tipicamente um combustível líquido (como diesel ou gasolina) e um combustível gasoso (como metano ou gás natural). Nesse sistema, o combustível gasoso é o primeiro a ser introduzido na câmara de combustão, de forma direta ou indireta, formando uma mistura ar-combustível homogênea. Depois, o combustível líquido é injetado, normalmente de forma direta, pouco antes da ignição. Essa tecnologia é atraente por sua capacidade de reduzir as emissões de poluentes, como NO<sub>x</sub> e partículas, além de promover uma maior flexibilidade no uso de combustíveis mais baratos e de menor impacto ambiental, como o metano.

A Figura 19 apresenta dois exemplos de uma instalação da tecnologia *dual-fuel* em um motor de ignição por centelha.

Figura 19 - Exemplos de instalação da tecnologia *dual-fuel* em motores. À esquerda, um injetor PFI e o outro DI; à direita, ambos são DI.



Fonte: o autor.

A velocidade da chama laminar de cada combustível, a fração de substituição de combustível gasoso e o momento da injeção do combustível líquido são parâmetros chave para otimizar o processo de combustão. A operação em altas cargas geralmente resulta em uma combustão eficiente, com baixas emissões de NO<sub>x</sub> e de material particulado (PM), devido à menor dependência do combustível líquido. No entanto, em baixas cargas, o processo de combustão pode se tornar instável, resultando em emissões elevadas de hidrocarbonetos não queimados (UHC) e metano.

#### 2.4.2. Estimativa da velocidade da chama laminar das misturas

Um importante parâmetro para simulações unidimensionais de motores é a velocidade da chama laminar. Visto a alta demanda de pesquisas sobre o tema, a *Gamma Technologies* desenvolveu em seu *software* GT-SUITE® um modelo de

combustão capaz de simular de forma preditiva o processo de combustão em motores *dual-fuel* operando em ciclos CI. No entanto, até o momento, o sistema não possui um modelo preditivo disponível para motores SI que operam em modo *dual-fuel*, o que representa uma limitação para a simulação desse tipo de motor nesse contexto.

Dessa forma, Pasa *et al.* (2024) criaram uma metodologia para simular a combustão *dual-fuel* em motores de ignição por centelha em um domínio unidimensional usando o GT-SUITE®, com uma estratégia baseada no modelo de combustão existente no *software*, chamado *SITurb*, que é comumente utilizado em simulações de motores SI, para misturas de metano com etanol.

Para isso, a partir de um modelo unidimensional de um SCRE (*Single Cylinder Research Engine*, Motor Monocilíndrico de Pesquisa) semelhante ao trabalho de Da Costa *et al.* (2020), utilizou-se a estratégia de *Three Pressure Analysis* (TPA) para calibrar o fluxo de combustível, em que as pressões observadas experimentalmente nas fronteiras do domínio computacional são impostas em função do ângulo do virabrequim. Isso foi realizado correlacionando a vazão de massa de ar do motor e o IMEP com os valores experimentais, mantendo uma margem de erro tolerada de até 3%. Esse processo de calibração foi aplicado a todos os pontos operacionais investigados no estudo. Assim, é possível modelar a combustão para replicar a curva de pressão medida experimentalmente.

Após definida a operação da representação de motor 1-D, o modelo preditivo de combustão do *SITurb* solicita parâmetros que estabeleçam a velocidade de chama laminar do combustível em várias condições de pressão, de temperatura e de razão de equivalência ( $\Phi$ ). A equação utilizada pelo *software* para obter a velocidade de chama laminar de um determinado combustível em cada condição é expressa na Equação (16).

$$S_L = (B_m + B_\phi(\phi - \phi_m)^2) \cdot \left(\frac{T_u}{T_{ref}}\right)^\alpha \cdot \left(\frac{p_m}{p_{ref}}\right)^\beta \quad (16)$$

Onde:

- $S_L$  é a velocidade laminar da chama.
- $B_m$  é a velocidade máxima laminar da chama.
- $B_\phi$  é a velocidade de *roll-off* laminar da chama.

- $\Phi_m$  é a razão de equivalência para a  $B_m$ .
- $T_u$  é a temperatura da mistura.
- $p_m$  é a pressão da mistura.
- $T_{ref}$  é a temperatura de referência (ambiente).
- $p_{ref}$  é a pressão de referência (ambiente).
- $\alpha$  é o expoente da temperatura.
- $\beta$  é o expoente da pressão.

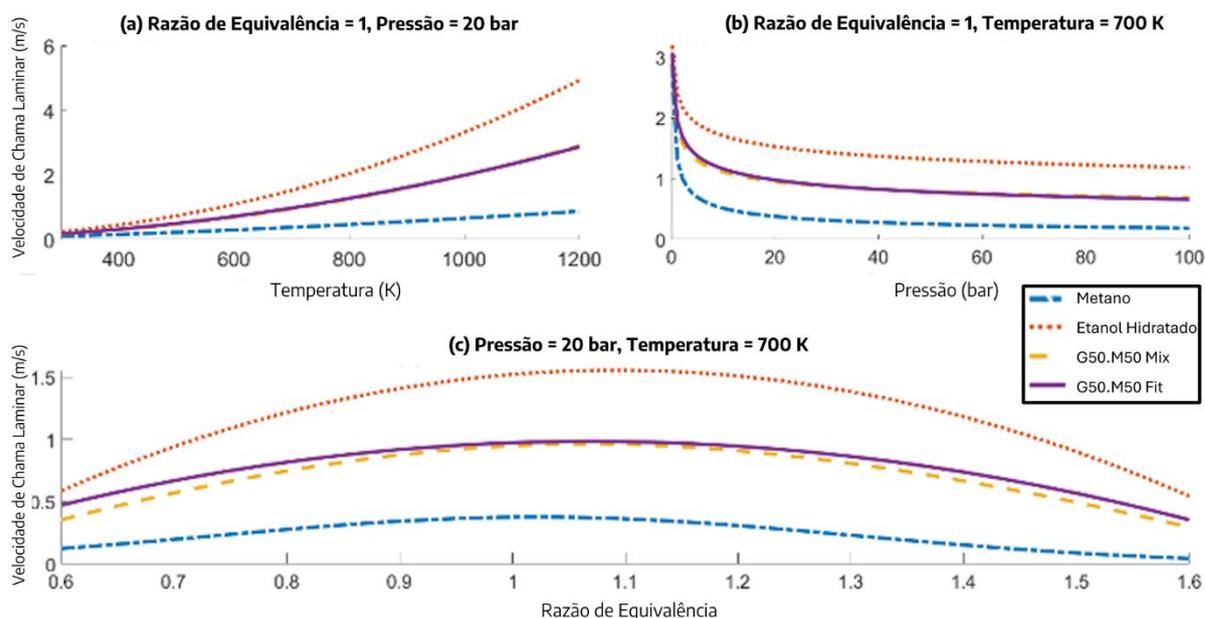
A equação usada pelo *software* para determinar a  $S_L$  do metano é ligeiramente diferente e foi descrita por Amirante *et al.* (2017), como ilustra a Equação (17), onde  $S_{L0}$  é a velocidade laminar da chama quando  $T_u=T_0$ , substituindo  $(B_m + B_\phi(\phi - \phi_m)^2)$ :

$$S_L = S_{L0} \cdot \left(\frac{T_u}{T_{ref}}\right)^\alpha \cdot \left(\frac{p}{p_{ref}}\right)^\beta \quad (17)$$

Para adaptar o modelo preditivo de combustão *SITurb* à operação *dual-fuel*, Pasa, *et al.* (2024) aproximaram o valor da velocidade de chama laminar dos dois combustíveis. A velocidade de chama laminar foi considerada como uma média das velocidades dos dois combustíveis ponderada pela fração molar de cada um. Essa abordagem permitiu representar de forma precisa o comportamento combinado dos combustíveis em operação *dual-fuel*, facilitando a modelagem preditiva.

Com os valores aproximados para as misturas *dual-fuel* estudadas, surgiu a necessidade de obter um conjunto de coeficientes que, quando aplicados à Equação (17), forneçam uma curva de velocidade de chama laminar que se aproxime da curva obtida com a aproximação linear. Para isso, obtiveram os coeficientes usando um algoritmo de ajuste implementado no MATLAB®, *software* da The MathWorks, Inc., utilizando a função `nlinfit()`, orientados pelo manual do usuário (MATHWORKS INC., 2022). A Figura 20 mostra os resultados obtidos pelo algoritmo empregado na mistura de combustível com 50% de substituição de metano. Esse procedimento foi repetido para as demais proporções analisadas no estudo, permitindo a comparação dos efeitos do percentual de substituição nas características de velocidade de chama da mistura.

Figura 20 - Comparação de velocidades de chama laminar encontradas para G50.M50.



Fonte: Pasa, *et al.* (2024).

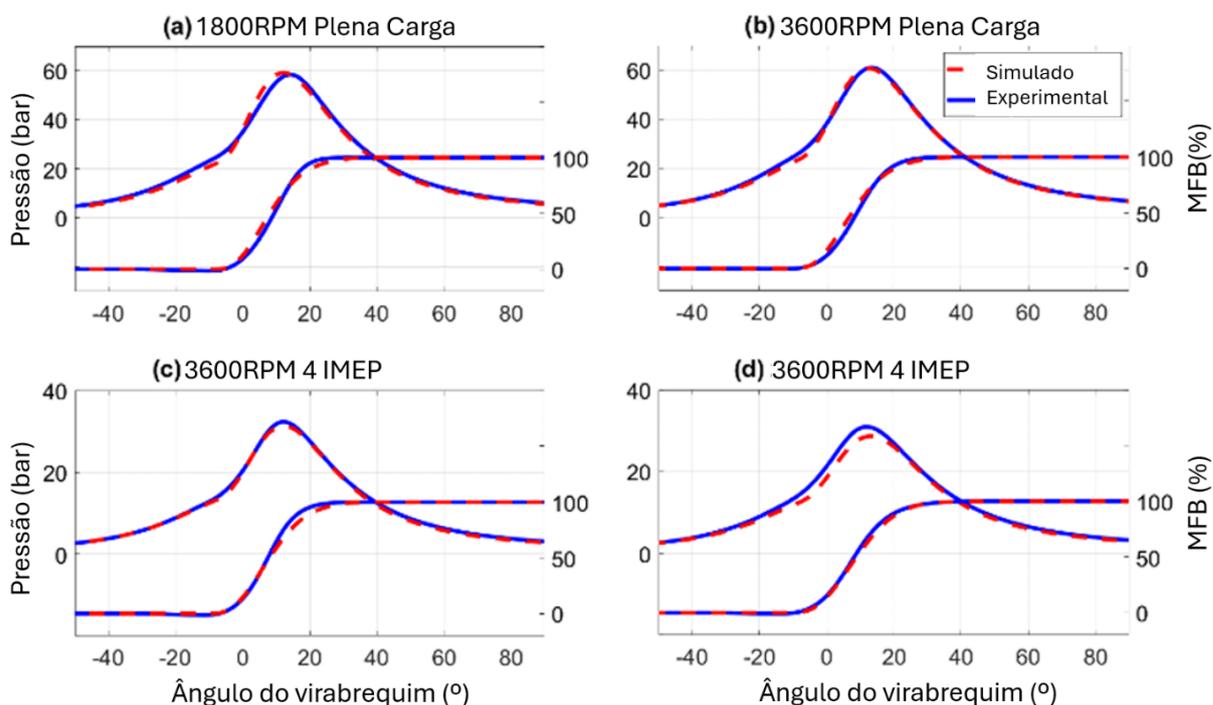
Com os parâmetros da velocidade de chama laminar obtidos usando o algoritmo de ajuste inseridos no modelo *SITurb*, os seguintes parâmetros de turbulência presentes no modelo do GT-SUITE<sup>®</sup> foram calibrados, através de um algoritmo de otimização genética multiobjetivo:

- Multiplicador da Escala de Comprimento de Taylor;
- Multiplicador de Crescimento do Núcleo da Chama;
- Multiplicador da Velocidade de Chama Turbulenta.

Os objetivos da otimização foram minimizar a diferença entre os indicadores de combustão retornados pelo modelo para os seguintes parâmetros de combustão:  $MFB_{50}$ , duração da combustão ( $MFB_{10-75}$ ), pressão máxima e ângulo da pressão máxima.

A Figura 21 elucida as curvas de pressão e de combustão obtidas experimentalmente por Da Costa (2017) e os valores simulados pelo modelo de Pasa *et al.* (2024). As curvas de pressão simuladas foram semelhantes às experimentais, evidenciando que resultados satisfatórios foram obtidos para ambas as misturas na maioria das condições.

Figura 21 - Comparação das pressões e MBF simuladas e encontradas



Fonte: (PASA, MARTINS, *et al.*, 2024), traduzido.

### 2.4.3. Avanços recentes e pesquisas relevantes sobre o tema

Para a revisão bibliográfica das pesquisas envolvendo sistemas *dual-fuel*, tomou-se como referência a dissertação de Da Costa (2017), que apresenta uma tabela detalhada com os estudos realizados até aquela data. Além disso, o artigo de Malaquias *et al.* (2021), que envolve uma revisão bibliográfica do uso de *dual-fuel* em motores com SI, e também o artigo de Li *et al.* (2022), que inclui uma seção dedicada ao mesmo tema, oferecem uma breve atualização das pesquisas mais recentes. Com base nessas fontes, foram incluídos artigos adicionais relevantes ao escopo desta dissertação, contribuindo para uma atualização abrangente da revisão. As fontes bibliográficas presentes nesta seção abrangem estudos que investigam o uso de biogás de forma independente, além de pesquisas sobre sistemas *dual-fuel*, com combinações de gasolina com metano, de etanol com metano, de gasolina com etanol e de hidrogênio com metano.

### 2.4.3.1. Pesquisas relevantes com metano

O uso de biogás como combustível em motores de ignição por centelha tem sido amplamente estudado, especialmente em relação às suas características de combustão, de eficiência e de emissões. Um dos primeiros trabalhos relevantes é o de Whiston *et al.* (1992) utilizando um modelo de combustão de duas zonas em um motor SI. Seus resultados indicaram que, à medida que a concentração de CO<sub>2</sub> aumenta, o percentual de combustão turbulenta diminui significativamente, alcançando uma redução de 50% quando 30% de CO<sub>2</sub> é adicionado à mistura.

Na mesma linha, Crookes (2006) realizou um estudo experimental com uso de biogás em um motor monocilíndrico variando rotação, carga e relação volumétrica de compressão. Ele observou que, para misturas contendo CO<sub>2</sub>, as emissões de NO<sub>x</sub> foram reduzidas em comparação ao gás natural, embora houvesse um aumento nos hidrocarbonetos não queimados. As variações na potência e no consumo específico de combustível foram mínimas, sendo o CO influenciado principalmente pela relação A/F.

No mesmo ano, Anand *et al.* (2006) avançaram na análise ao aplicarem redes neurais artificiais para prever a eficiência térmica e as emissões de NO<sub>x</sub> em motores de ignição por centelha operando com CH<sub>4</sub> e CO<sub>2</sub>. Eles também relataram que o aumento da concentração de CO<sub>2</sub> no biogás reduz as emissões de NO<sub>x</sub>, como também descobriram que diminui a tendência à detonação, o que torna o biogás uma opção promissora para a combustão controlada e corrobora com a pesquisa de Crookes (2006).

Lee *et al.* (2010) compararam a combustão e as características de emissão do gás natural, do biogás e de H<sub>2</sub> sob diferentes valores de EGR (*Exhaust Gas Recirculation*, sistema que circula uma parte dos gases de escape de volta para o motor, misturando-os com o ar fresco de admissão, reduzindo a formação de óxidos de nitrogênio). Operando com o avanço de ignição otimizado para máxima, as emissões de NO<sub>x</sub> e a eficiência global diminuíram com o aumento da EGR. Quando alimentado com biogás, as emissões de NO<sub>x</sub> diminuíram drasticamente em relação ao uso de gás natural.

Outro aspecto importante, relacionado às emissões, foi abordado por Yadav, Kumar e Thipse (2013), que estudaram as emissões de biogás como combustível em

motores SI. Eles confirmaram que a estrutura molecular do biogás contribui para uma redução significativa nas emissões de HC e NO<sub>x</sub>, embora o aumento nas emissões de CO<sub>2</sub>, especialmente quando o biogás não é purificado, ainda seja um desafio a ser enfrentado.

Porpatham, Ramesh e Nagalingam (2013) estudaram a influência do *swirl* (movimento rotacional do ar dentro do cilindro do motor, criado para melhorar a mistura do ar com o combustível) na combustão e desempenho do motor usando biogás como combustível. Eles descobriram que o aumento do *swirl* dentro do cilindro pode expandir o limite de inflamabilidade do biogás e acelerar a queima, reduzindo as emissões de HC em condições de plena carga. No entanto, essa técnica resultou em um aumento nas emissões de NO<sub>x</sub>, mostrando que o controle do *swirl* deve ser cuidadosamente ajustado.

Finalmente, Qian *et al.* (2017) reforçaram a viabilidade do biogás como um combustível de alta octanagem para motores SI, destacando suas vantagens em relação ao GLP (Gás Liquefeito de Petróleo) e ao GNV. Apesar de apresentar uma menor velocidade de chama e um poder calorífico inferior, o biogás possui uma temperatura de autoignição mais elevada, o que influencia diretamente sua aplicação em motores, oferecendo um combustível mais estável e seguro para a combustão.

#### **2.4.3.2. Pesquisas relevantes com combustíveis líquidos e gasosos**

O uso de etanol em pesquisas automotivas tem grande relevância no Brasil, tanto pelo potencial de redução de emissões quanto pela disponibilidade abundante do combustível no país. Amorim *et al.* (2005) configuraram um motor FIRE FLEX 1.3 8V para operar com gasolina, com etanol hidratado, com uma mistura de ambos e com GNV, otimizando a calibração para comparar a eficiência do motor multcombustível. O estudo demonstrou que o enriquecimento da mistura de GNV não resultou em aumento significativo de torque, indicando que a condição estequiométrica ( $\lambda$  igual a 1,00) pode ser suficiente para maximizar a eficiência de torque neste tipo de combustível. Esse comportamento evidencia que o GNV possui características de combustão distintas em relação a combustíveis líquidos como gasolina e etanol, os quais frequentemente apresentam incrementos de desempenho em misturas enriquecidas. Dessa forma, o GNV possibilita uma

calibração mais simplificada do mapa de combustível, reduzindo a necessidade de ajustes finos para otimização de torque. É importante salientar também que o estudo não incluiu uma análise das emissões associadas ao uso de GNV.

Karlsson, Gásste e Åsman (2008) compararam a gasolina convencional, o biogás comprimido e o etanol em um carro *dual-fuel*. Eles descobriram que o biogás comprimido levou à diminuição do consumo de energia e de emissões de NO<sub>x</sub> e de material particulado, mas as emissões de HC aumentaram em relação à gasolina.

Yadav, Kumar e Thipse (2013), em seu artigo já citado, compararam os efeitos da gasolina, do biogás purificado e do biogás sem purificar no desempenho de um motor, aumentando a relação volumétrica de compressão e otimizando o tempo de ignição. Os autores descobriram que maiores proporções de CO<sub>2</sub> e de outros gases não combustíveis no biogás reduziram a eficiência do motor.

Catapano *et al.* (2017) utilizaram SCRE de quatro válvulas, operando em modo *dual-fuel*, alimentado simultaneamente com GNV e gasolina. O GNV foi injetado diretamente na câmara de combustão a 8 bar, enquanto a gasolina foi injetada no coletor de admissão. Os autores concluíram que a combustão do GNV é aprimorada pela adição de gasolina, que favorece a propagação da frente de chama, resultando em melhor desempenho de combustão. Além disso, o GNV contribuiu significativamente para a redução das emissões de partículas, devido à sua baixa formação de partículas, atribuída à ausência de ligações carbono-carbono. Em modo *dual-fuel* com gasolina, as emissões de partículas são menores quando comparadas à injeção de gasolina no coletor de admissão.

O efeito da metodologia *dual-fuel* em partidas a frio foi estudado por Gong *et al.* (2018). Neste estudo, um motor SI utilizando metanol e GLP (Gás Liquefeito de Petróleo) como combustíveis foi investigado, examinando a proporção dos combustíveis e o tempo de injeção de cada um. O resultado foi uma redução significativa na emissão de formaldeído e de hidrocarbonetos não queimados devido ao uso da estratégia *dual-fuel*.

Chen *et al.* (2019) pesquisaram *dual-fuel* com um motor a GNV que foi modificado com injeção de metanol por PFI. Este experimento identificou um aumento na eficiência térmica e uma redução no consumo específico de combustível. O aumento na eficiência foi explicado pela aceleração da combustão, resultando em

uma duração de combustão mais curta e limpa, reduzindo assim as emissões de hidrocarbonetos não queimados.

Da Costa *et al.* (2020) estudaram a implementação da tecnologia *dual-fuel* em um SCRE, com o intuito de caracterizar o fenômeno com misturas dos combustíveis renováveis mais utilizados no mercado brasileiro, ou seja, etanol hidratado, GNV e metano. Com os resultados obtidos, foi possível concluir que o motor apresentou bom funcionamento tanto na mistura biogás e etanol quanto na mistura GNV e etanol, com redução do  $COV_{IMEP}$ , ou seja, um processo mais estável. Nas condições com razão de 25% de combustível gasoso, o desempenho do motor superou, em alguns pontos de operação, os resultados obtidos apenas com etanol. Além disso, o estudo evidenciou que a implementação da tecnologia *dual-fuel* também resultou na diminuição do atraso de ignição e das durações da combustão, além de inibir a ocorrência de detonação. Outro aspecto relevante foi o aumento considerável da eficiência da combustão no modo *dual-fuel*. Tanto a mistura biogás e etanol quanto a GNV e etanol apresentaram eficiência de conversão de combustível comparável ao etanol. Por fim, para o caso estudado, a tecnologia *dual-fuel* promoveu reduções significativas nas emissões de  $NO_x$ , de HC e de CO. Este resultado corrobora com sua pesquisa feita no ano anterior, de Da Costa *et al.* (2019), que utilizou um cenário semelhante, porém com o uso de iEGR (*Internal Exhaust Gas Recirculation*, sistema de recirculação de gases de escape semelhante ao EGR, porém utilizando o controle de válvulas para reintroduzir uma parte dos gases de escape na câmara de combustão). A pesquisa demonstrou que 70% das emissões foram reduzidas com a implementação do iEGR comparado a operações com apenas GNV.

Em uma pesquisa semelhante à proposta por esta dissertação, Amaral *et al.* (2019) avaliaram a eficiência de conversão de energia de um trem de força composto por um gerador elétrico e por um motor de combustão interna de quatro cilindros. O motor operou em modo *dual-fuel* com etanol e biogás, sob a uma carga equivalente à potência de geração de 8 kW. Contudo, os valores de eficiência encontrados foram inferiores aos de estudos de referência, como os de Da Costa (2017), sugerindo que a limitação da carga a 8 kW pode ter comprometido o desempenho do conjunto, uma vez que em outros estudos com cargas de 13 kW obtiveram uma eficiência superior. A eficiência de conversão de energia calculada com o motor em modo *dual-fuel* apresentou uma redução em relação à eficiência alcançada com biogás puro,

independentemente da proporção das misturas, contrariando também a expectativa baseada no estudo de Da Costa (2017). Os resultados indicaram, portanto, a necessidade de adaptação do sistema para aumentar a pressão de admissão de biogás, elevando sua densidade energética e permitindo testes sob cargas mais altas.

O modo *dual-fuel* com etanol e biogás é uma abordagem ecológica para motores de combustão interna, concluiu Malaquias *et al.* (2021). Essa junção reduz emissões, diminui consumo de combustível e melhora o desempenho do motor, além de ser uma solução rápida para diminuir a pegada de carbono em transporte e para geração de energia. No caso da gasolina, o uso de biogás no modo *dual-fuel* contribui para mitigar, ou até mesmo eliminar, a tendência à detonação.

Como citado anteriormente, na seção “Estimativa da velocidade da chama laminar das misturas”, Pasa *et al.* (2024) criaram uma metodologia para simular a combustão *dual-fuel* em motores de ignição por centelha para misturas de metano com etanol. Assim, corroborando aos resultados de Da Costa *et al.* (2020), demonstraram que uma melhor sincronização da combustão é alcançada quando o motor opera no modo dual-fuel com o aumento do teor de etanol.

#### **2.4.3.3. Pesquisas relevantes com metano-hidrogênio**

Porpatham, Ramesh e Nagalingam (2007) estudaram a influência de diferentes relações A/F sobre o desempenho do motor alimentado com biogás misturado com 5%, 10% e 15% de H<sub>2</sub>. O estudo mostrou que com o aumento do conteúdo de H<sub>2</sub>, a taxa de queima aumentou e as faixas de carga onde prevalece uma temperatura mais baixa de combustão foram ampliadas. Jeong *et al.* (2009) realizaram um estudo parecido com misturas pobres em um gerador, que também resultou na redução de emissões de poluentes.

Rakopoulos, Michos e Giakoumis (2008) usaram um modelo multizona quasi-dimensional para estudar a combustão de biogás com hidrogênio em um motor monocilindro e analisaram o progresso termodinâmico em detalhes. Eles observaram que a adição de quantidades crescentes de H<sub>2</sub> no biogás resultou em uma diminuição no período de desenvolvimento da chama.

Soberanis e Fernandez (2010) fizeram uma revisão teórica sobre o uso de hidrogênio em motores a combustão. Eles sugeriram que o uso da combustão de

hidrogênio, na presença de hidrocarbonetos, como uma primeira etapa da introdução do hidrogênio como combustível, pode ser uma abordagem interessante à indústria. Misturas leves (menos de 10% do volume da mistura) de hidrogênio podem ser o ponto inicial para uma substituição progressiva e limpa dos combustíveis convencionais. O uso de hidrogênio como combustível por si só é interessante, visto que a eficiência térmica de um motor alimentado com hidrogênio pode superar a obtida com um motor a gasolina (38,9% com hidrogênio e 25% com gasolina). A potência de um motor alimentado com hidrogênio atingiu, em testes de laboratório, 80% da potência alcançada por um motor a gasolina.

Na pesquisa já citada de Lee *et al.* (2010), os autores observaram que com a adição do hidrogênio ao biogás, operando no modo *dual-fuel*, tanto as emissões de NO<sub>x</sub> quanto a eficiência do motor aumentaram.

Park *et al.* (2012) estudaram os efeitos da EGR na eficiência e nas emissões de um motor de ignição por centelha usando biogás e hidrogênio como combustível. Verificou-se que o H<sub>2</sub> pode ser usado para melhorar a estabilidade da combustão do biogás, mas a alta temperatura da chama adiabática pode levar a maior emissão de NO<sub>x</sub>. Aumentar a taxa de EGR diminui a temperatura no final da compressão. Isso não só aumenta o atraso da ignição, mas também diminui a velocidade de propagação da chama e a temperatura da combustão. Uma pesquisa semelhante, feita por Huang *et al.* (2009), mostrou que a adição de hidrogênio tem pouca influência no COV<sub>IMEP</sub> em baixas taxas de EGR, enquanto a adição de hidrogênio pode reduzir significativamente o COV<sub>IMEP</sub> em altas taxas de EGR.

Chien, Shiga e Araki (2012) usaram uma mistura de H<sub>2</sub> e CO como combustível e CO<sub>2</sub> como diluente em um motor de ignição por centelha para estudar as características de combustão e de emissões do biogás. Eles descobriram que aumentando a concentração de H<sub>2</sub> é possível melhorar a velocidade de propagação de chama e a taxa de liberação de calor fica mais concentrada.

Estudando um motor alimentado com gás de madeira, Papagiannakis e Zannis (2013) investigaram, por meio de simulações, o impacto da relação volumétrica de compressão e do avanço de ignição nas características de combustão e de emissões de um motor SI sobrealimentado. Os resultados demonstraram que o aumento da relação volumétrica de compressão, aliado à otimização do avanço de ignição, eleva

a eficiência de conversão do combustível. Além disso, aumentando a relação volumétrica de compressão, as emissões de NO<sub>x</sub> subiram.

Hinton e Stone (2014) relataram que devido à alta concentração de gás inerte, o PCI e a velocidade da propagação da chama do biogás diminuem, o que leva à instabilidade da combustão da mistura com biogás. Em contrapartida, o H<sub>2</sub> possui uma alta velocidade de propagação de chama. Desta forma, uma certa proporção de H<sub>2</sub> pode ser adicionada ao biogás, aumentando a velocidade de queima e melhorando a estabilidade da combustão.

Em seu artigo de revisão sobre motores *dual-fuel*, Malaquias *et al.* (2021) sugeriram que o uso de hidrogênio no modo *dual-fuel* em MCI é promissor, pois sua maior taxa de queima, em comparação aos combustíveis fósseis, proporciona uma combustão mais completa e reduz a formação de HC e de CO.

Trabalhando com uma mistura composta por 51,1% de hidrogênio, 24,5% de metano, 23,4% de CO<sub>2</sub> e pequenas quantidades de CO também em um SCRE, Amaral *et al.* (2024) relataram reduções no consumo de etanol e de gasolina, com máximas de 5,6% e 3,6%, respectivamente. O biocombustível mostrou-se mais compatível com a mistura de hidrogênio, permitindo otimizar o torque do motor, enquanto a gasolina exigiu ajustes no ponto de ignição, comprometendo a combustão. A principal vantagem da mistura rica em H<sub>2</sub> é evitar os desafios associados ao uso de hidrogênio puro, como os riscos de segurança no armazenamento desse gás altamente inflamável.

#### **2.4.3.4. Pesquisas relevantes gasolina-etanol**

Daniel *et al.* (2013) investigaram as emissões gasosas e de material particulado de várias misturas de 2,5-dimetilfurano (um biocombustível produzido a partir de frutose que possui maior densidade energética que o etanol e insolúvel em água), comparando-as com os resultados do etanol. Após, utilizaram ambos os combustíveis com a tecnologia *dual-fuel* junto à gasolina. Embora a concentração numérica de material particulado tenha aumentado no modo *dual-fuel*, a flexibilidade proporcionada por essa tecnologia permite otimizar a redução de emissões com mudanças na carga do motor, ajustando instantaneamente a proporção da mistura, o que não é viável com misturas fixas apenas com DI.

Li *et al.* (2022) trabalharam com *dual-fuel* em um motor quatro cilindros alimentado diretamente por etanol e indiretamente por gasolina e reportaram que uma maneira altamente eficaz de otimizar a emissão de particulados é alterando o tempo de injeção de etanol. Com o atraso de 340°CA para 300°CA ocorre uma redução significativa na concentração de particulados. Além disso, com o atraso de 340°CA para 280°CA, a duração da combustão apresentou uma redução de 0,68°.

#### 2.4.4. Literatura relevantes ao tema

A Tabela 4 apresenta um resumo dos principais estudos considerados como referência teórica no uso de biogás e na tecnologia *dual-fuel* em motores com ignição por centelha.

Tabela 4 - Leitura sugerida para tema da pesquisa

COMBUSTÍVEL	AUTORES	TEMA ABORDADO E CONCLUSÃO RELATADA	REVISTA / CONGRESSO
Metano	(WHISTON, ABDEL-GAYED, <i>et al.</i> , 1992)	A partir de um modelo de combustão de duas zonas em um motor SI, demonstrou que à medida que a concentração de CO <sub>2</sub> aumenta, a taxa de combustão turbulenta diminui significativamente.	SAE
Metano Gasolina Etanol	(AMORIM, VALLE, <i>et al.</i> , 2005)	Com um motor FIRE FLEX, demonstraram que o enriquecimento do GNV não aumentou significativamente o torque. Dessa forma, o GNV possibilita uma calibração mais simplificada do mapa de combustível.	SAE
Metano	(CROOKES, 2006)	Em um estudo experimental com uso de biogás em um motor monocilíndrico, observou que para misturas contendo CO <sub>2</sub> as emissões de NO <sub>x</sub> foram reduzidas em comparação ao GNV.	Biomass & Bioenergy
Metano	(ANAND, GOPINATH, <i>et al.</i> , 2006)	Aplicaram redes neurais artificiais para prever a eficiência térmica e as emissões de NO <sub>x</sub> em motores de ignição por centelha operando com CH <sub>4</sub> e CO <sub>2</sub> .	SAE
Metano Hidrogênio	(PORPATHAM, RAMESH e NAGALINGAM, 2007)	Estudaram a influência de diferentes relações A/F sobre o desempenho do motor alimentado com biogás misturado com 5%, 10% e 15% de H <sub>2</sub> . O estudo mostrou que com o aumento do conteúdo de H <sub>2</sub> , a taxa de queima aumentou e as faixas de carga onde prevalece uma temperatura mais baixa de combustão foram ampliadas.	Energy

COMBUSTÍVEL	AUTORES	TEMA ABORDADO E CONCLUSÃO RELATADA	REVISTA / CONGRESSO
Metano Hidrogênio	(RAKOPOULOS, MICHOS e GIAKOUMIS, 2008)	A partir de um modelo multi-zona para estudar a combustão de biogás e H <sub>2</sub> em um motor monocilindro, observaram que a adição de quantidades crescentes de H <sub>2</sub> no biogás resultou em uma diminuição no período de desenvolvimento da chama.	SAE
Metano Gasolina	(KARLSSON, GÄSSTE e ÅSMAN, 2008)	Relataram que o uso de biogás levou à diminuição do consumo de energia e emissões de NO <sub>x</sub> e material particulado, mas as emissões de CH <sub>4</sub> aumentaram em relação à gasolina.	SAE
Metano Hidrogênio	(JEONG, LEE, <i>et al.</i> , 2009)	Fizeram um estudo com misturas pobres em um gerador que demonstrou na redução de emissões de poluentes.	International Journal of Hydrogen Energy
Gasolina Hidrogênio	(SOBERANIS e FERNANDEZ, 2010)	Revisão teórica quanto ao uso de hidrogênio em motores a combustão.	International Journal of Hydrogen Energy
Metano Hidrogênio	(LEE, KIM, <i>et al.</i> , 2010)	Observaram que a adição do hidrogênio ao biogás operando no modo dual-fuel diminuiu as emissões de NO <sub>x</sub> enquanto a eficiência do motor aumentou.	International Journal of Hydrogen Energy
Hidrogênio	(CHEN, SHIGA e ARAKI, 2012)	Usaram H <sub>2</sub> e CO como combustível CO <sub>2</sub> como diluente em um motor SI para estudar as características de combustão e emissões do biogás. Descobriram que aumentando a concentração de H <sub>2</sub> é possível melhorar a velocidade de propagação de chama.	International Journal of Hydrogen Energy
Metano	(PAPAGIANNAKIS e ZANNIS, 2013)	A partir de simulações, estudaram o impacto da relação volumétrica de compressão e do avanço de ignição nas emissões, demonstrando que é possível aumentar a eficiência de conversão. Contudo, há risco de aumentar as emissões de NO <sub>x</sub> .	International Journal of Hydrogen Energy
Metano	(PORPATHAM, RAMESH e NAGALINGAM, 2013)	Descobriram que o aumento do <i>swirl</i> dentro do cilindro expande o limite de inflamabilidade do biogás e acelera a queima, reduzindo as emissões de HC em condições de plena carga.	Energy Conversion and Management
Metano	(YADAV, KUMAR e THIPSE, 2013)	Estudaram as emissões a partir do uso de biogás, confirmando que a estrutura molecular do biogás contribui para uma redução significativa nas emissões de HC e NO <sub>x</sub> , embora o aumento nas emissões de CO <sub>2</sub> , ainda se configura como um desafio a ser superado.	SAE
2,5-dimetilfurano Etanol Gasolina	(DANIEL, XU, <i>et al.</i> , 2013)	Conseguiram reduzir as emissões com mudanças na carga do motor, ajustando instantaneamente a proporção da mistura, o que não é possível em motores flex.	Applied Energy

COMBUSTÍVEL	AUTORES	TEMA ABORDADO E CONCLUSÃO RELATADA	REVISTA / CONGRESSO
Metano	(HINTON e STONE, 2014)	Demonstraram que uma certa proporção de H <sub>2</sub> pode ser adicionada ao biogás melhorando a sua combustão, aumentando o PCI da mistura.	Fuel
Metano	(QIAN, SUN, <i>et al.</i> , 2017)	A partir de uma revisão sobre mecanismos de combustão de biogás e suas aplicações em motores de combustão interna, reforçaram a viabilidade do biogás como um combustível de alta octanagem para motores SI.	Renewable and Sustainable Energy Reviews
Metanol GLP	(GONG, WEI, <i>et al.</i> , 2018)	Estudaram partidas a frio em motores dual-fuel com combustíveis alternativos e demonstraram uma redução significativa na emissão de formaldeído e hidrocarbonetos não queimados.	Energy
Metano Gasolina Etanol	(DA COSTA, HERNÁNDEZ, <i>et al.</i> , 2019)	Conseguiram reduzir 70% das emissões com a implementação do iEGR em um SCRE <i>dual-fuel</i> comparado a operações com apenas GNV.	Energy Conversion and Management
Metanol Metano	(CHEN, WANG, <i>et al.</i> , 2019)	Identificaram um aumento na eficiência térmica e uma redução no consumo específico de combustível a partir de um motor a GNV que foi modificado com injeção de metanol por PFI.	Applied Thermal Engineering
Etanol Metano	(AMARAL, PUJATTI, <i>et al.</i> , 2019)	Avaliaram a eficiência de um trem de força sob carga de 8 kW. Encontraram uma eficiência inferior a estudos de referência com misturas de 25% e 50% de substituição, sugerindo a necessidade de adaptações para operar com cargas mais altas.	Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica
Metano Gasolina Etanol	(DA COSTA, VALLE, <i>et al.</i> , 2020)	Utilizando um SCRE, relataram um aumento da eficiência da combustão no modo <i>dual-fuel</i> , que promoveu reduções significativas nas emissões de NO <sub>x</sub> , HC e CO.	Applied Energy
Metano Gasolina Etanol Hidrogênio	(MALAQUIAS, DA COSTA, <i>et al.</i> , 2021)	Revisão bibliográfica do uso de dual-fuel em motores com SI, abordando H <sub>2</sub> e GNV como combustíveis gasosos.	Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering
Gasolina Etanol	(LI, LI, <i>et al.</i> , 2022)	Em um motor dual-fuel, reportaram que uma maneira eficaz de otimizar a emissão de particulados é alterando o tempo de injeção de etanol, comparado a um motor flex.	Journal of Cleaner Production
Metano Gasolina Etanol	(PASA, MARTINS, <i>et al.</i> , 2024)	Desenvolveram uma metodologia para simular em uma dimensão a combustão <i>dual-fuel</i> em motores SI usando o GT-SUITE® por meio da ferramenta SITurb.	SAE
Metano Hidrogênio	(AMARAL, MALAQUIAS, <i>et al.</i> , 2024)	Trabalhando com misturas ricas em H <sub>2</sub> em um SCRE, relataram reduções no consumo de etanol e gasolina, permitindo otimizar o torque do motor.	Case Studies in Thermal Engineering

Fonte: o autor.

## 2.5. Descrição dos programas utilizados

Para esta pesquisa, o software GT-SUITE® foi selecionado para realizar as simulações do veículo e do MCI. A escolha se deve à robustez de suas ferramentas de simulação e à interface intuitiva, além de ser um software licenciado pelo laboratório, amplamente utilizado na indústria automotiva. Desenvolvido pela Gamma Technologies, o GT-SUITE® é reconhecido como um dos principais softwares CAE de simulação multifísica, abrangendo modelos em múltiplas dimensões, incluindo 0D, 1D e 3D. Ele oferece um conjunto abrangente de bibliotecas de componentes, que possibilitam simular diferentes áreas da física, como dinâmica de fluidos, térmica, mecânica, elétrica, magnética, química e sistemas de controle (GAMMA TECHNOLOGIES, 2016). Com essas bibliotecas, é possível criar modelos altamente precisos de praticamente qualquer sistema de engenharia, incluindo veículos, motores, transmissões e outros sistemas mecânicos.

Durante a pesquisa, também foi utilizado o GT-POWER®, ferramenta que faz parte do software GT-SUITE® e que permite a criação de modelos computacionais detalhados de motores de combustão interna, proporcionando uma visão abrangente do comportamento do motor em diversas condições operacionais. Essa capacidade detalhada de modelagem permite estudar o motor sob diferentes perspectivas e otimizar seu desempenho, auxiliando na redução do tempo de desenvolvimento de novos projetos, crucial na indústria automotiva.

Além de suas funcionalidades avançadas, o GT-SUITE® destaca-se por ser uma ferramenta intuitiva, com vasta documentação disponível, como ilustra a Figura 22, o que facilita seu uso tanto na indústria quanto em ambientes acadêmicos. Sua frequência de uso em pesquisas que abordam tendências globais de sustentabilidade e regulamentações ambientais reforça sua relevância para projetos que visam a inovação tecnológica em consonância com os desafios atuais da mobilidade sustentável.

Figura 22 - Biblioteca de funcionalidades do software GT-SUITE®

Sistemas Integrados	Gerenciamento Térmico	Mecânica de Corpos Múltiplos	Sistemas de Propulsão	Sistemas Fluidomecânicos
<ul style="list-style-type: none"> <li>Modelagem de Bateria</li> <li>Aeronave elétrica</li> <li>Cenários de condução reais com GT-RealDrive</li> <li>Estrutura de modelagem de veículos</li> <li>Desempenho, economia de combustível e emissões</li> <li>Veículos híbridos e elétricos</li> <li>Gestão de energia</li> <li>Controle, Mil., Sil. e HIL</li> <li>Co-Simulação com xILINK</li> <li>Modelagem de sistemas de células de combustível</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Gerenciamento térmico da bateria</li> <li>Resfriamento de veículos</li> <li>Air condicionado e aquecimento</li> <li>Recuperação de calor residual</li> <li>Sistemas de Controle Ambiental</li> <li>Conforto da cabine</li> <li>Aquecedores de água</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Mecânica de veículos 3D</li> <li>Transmissões</li> <li>Transmissão</li> <li>Trem de válvulas</li> <li>Trem de manivela</li> <li>Temporização e acionamentos auxiliares</li> <li>Trem de pouso</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Modelagem de Motor (GT-POWER)</li> <li>Máquinas e acionamentos elétricos</li> <li>Combustão e Emissões</li> <li>Análise de pressão do cilindro</li> <li>Acústica de admissão e exaustão</li> <li>Pós-tratamento de exaustão</li> <li>Motor em tempo real</li> <li>Sistemas de motores de aeronaves</li> <li>Fluido Criogênico e Sistemas Térmicos</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Hidráulica e Injeção de Combustível</li> <li>Bombas e compressores detalhados</li> <li>Máquinas de Parafuso</li> <li>Lubrificação</li> <li>Atrito e Tribologia</li> <li>Rolamentos EHD</li> <li>Sistemas de combustível para aeronaves</li> <li>Modelagem de FVAP e Canister de Carbono</li> </ul>

Fonte: Gamma Technologies (2024).

Para a análise de dados e a criação de gráficos, também foram utilizados o *Microsoft Excel* e a linguagem de programação *Python*, empregando as bibliotecas *scipy*, para cálculos e métodos numéricos avançados, *matplotlib*, para a geração de gráficos e visualizações detalhadas, e *numpy*, para manipulação eficiente de *arrays* e operações matemáticas. Além disso, para o cálculo de velocidade laminar de chamar, também foi utilizado o *Matlab*®. A Figura 23 mostra a ordem dos programas computacionais utilizados durante a pesquisa.

Figura 23 - Programas utilizados durante a pesquisa.



Fonte: O autor.

## 2.6. Considerações finais sobre a revisão da literatura

A revisão da literatura permitiu estabelecer uma base sólida de conhecimento sobre os principais aspectos que envolvem o funcionamento de MCI operando no modo *dual-fuel*, bem como sua interação com a dinâmica veicular. Foram abordadas as características dos combustíveis utilizados e suas influências sobre as emissões e a eficiência energética dos motores. Além disso, discutiram-se as estratégias de controle aplicadas a sistemas *dual-fuel*, as limitações associadas à sua modelagem unidimensional e os desafios inerentes à sua implementação em veículos leves.

Também foram explorados os impactos ambientais relacionados à emissões veiculares e alternativas renováveis, assim como as regulamentações vigentes no Brasil e em outros países, que têm impulsionado o desenvolvimento de tecnologias mais limpas e eficientes.

Com base nas lacunas identificadas nos trabalhos analisados, evidencia-se a necessidade de estudos que integrem medições experimentais e simulações detalhadas, voltados à otimização do uso de combustíveis gasosos renováveis em motores *dual-fuel*, especialmente em aplicações voltadas ao transporte leve. A presente dissertação busca contribuir nesse cenário, por meio da avaliação de estratégias de controle e desempenho energético, com base em uma abordagem integrada entre experimentação e modelagem.

### 3. METODOLOGIA

Neste capítulo, serão detalhados os recursos necessários e utilizados para a execução deste trabalho, abrangendo tanto os materiais quanto os equipamentos empregados nas diferentes etapas da pesquisa. Além disso, serão descritos os procedimentos experimentais adotados, incluindo o planejamento e a execução dos testes realizados, com uma explicação detalhada sobre as metodologias aplicadas para a análise estatística dos dados obtidos, visando garantir a confiabilidade e a precisão dos resultados. Por fim, serão discutidos os critérios e parâmetros estabelecidos para a interpretação dos resultados, proporcionando uma visão abrangente do processo que culminou nas conclusões deste estudo.

#### 3.1. Caracterização das propriedades dos combustíveis estudados

Seguindo a abordagem de (DA COSTA, VALLE, *et al.*, 2020), ao invés de utilizar diretamente o GNV, este trabalho optou por simular misturas de combustíveis líquidos combinadas com misturas ricas de metano. Embora o uso de metano altamente purificado não seja recomendado em aplicações veiculares (já que seu maior grau de pureza não se traduz em ganhos significativos de desempenho, como o aumento expressivo de torque), essa escolha é vantajosa em simulações computacionais unidimensionais (1D). Nessas simulações, o metano puro oferece maior simplicidade de modelagem e precisão nos resultados.

O GNV, embora seja majoritariamente composto por metano, apresenta em sua composição outros hidrocarbonetos e impurezas que podem introduzir variabilidade e incertezas nos resultados das simulações, conforme demonstrado na Tabela 2 **Erro! Fonte de referência não encontrada.** Ao empregar uma mistura controlada de metano e CO<sub>2</sub>, é possível representar de forma mais precisa os processos de combustão e transferência de calor, minimizando os efeitos adversos das flutuações na composição típica do GNV. Essa abordagem resulta em simulações mais consistentes e confiáveis.

Dessa forma, a escolha por misturas de metano com CO<sub>2</sub> visa garantir maior precisão nos modelos termodinâmicos e cinéticos, eliminando variáveis associadas à composição do combustível e facilitando a análise dos resultados — especialmente

em simulações 1D, onde a simplificação do problema é fundamental para a confiabilidade dos dados obtidos. Vale destacar que essa mistura apresenta propriedades muito semelhantes às do GNV, tanto em termos de densidade quanto de poder calorífico inferior (PCI).

Atendendo às recomendações de (DA COSTA, 2017) em sua dissertação, este estudo também incorporou a tecnologia dual-fuel com gasolina, considerando este o segundo combustível comercialmente disponível para motores de ignição por centelha no mercado brasileiro.

### 3.1.1. Caracterização do etanol estudado

Para esta pesquisa, foi utilizado etanol com 96% de etanol etílico e 4% de água. Assim, tem-se as seguintes propriedades, como mostrado na Tabela 5:

Tabela 5 - Propriedades básicas do etanol hidratado

PROPRIEDADE	VALOR
PCI	26,8 MJ/kg
DENSIDADE (20°C, 1 atm)	7,97 E+02 kg/m <sup>3</sup>
MASSA DE CARBONO	50,02%

Além disso, para etanol hidratado temos a seguinte equação de combustão:



Por fim, é necessário considerar a presença de água do combustível, que não interfere diretamente na estequiometria da reação principal de combustão, mas afeta os produtos ao contribuir para o aumento da quantidade de vapor d'água gerado. Essa presença adicional de H<sub>2</sub>O resulta em uma leve redução no poder calorífico inferior (PCI) do combustível, que passa de 26,8 MJ/kg para 26,4 MJ/kg (ANP, 2019).

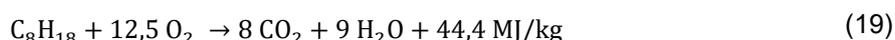
### 3.1.2. Caracterização da gasolina estudada

Para esta pesquisa, foi utilizado E22, ou seja, mistura com 78% de gasolina e 22% de etanol, visto que esse ainda é o teor de gasolina regulamentado como referência pelo Instituto Brasileiro do Meio Ambiente e dos Recursos Naturais Renováveis (IBAMA, 2020). Assim, a Tabela 6 mostra as seguintes propriedades:

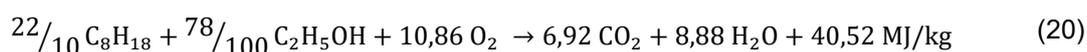
Tabela 6 - Propriedades básicas da Gasolina E22

PROPRIEDADE	VALOR
PCI	39,32 MJ/kg
DENSIDADE (20°C, 1 atm)	7,15 E+02 kg/m <sup>3</sup>
MASSA DE CARBONO	79,34%

Considerando a gasolina composta inteiramente por moléculas de C<sub>8</sub>H<sub>18</sub> (também conhecida octano), temos a equação de combustão com o oxigênio como apresentado na Equação (19):



Considerando 78% de gasolina e 22% de etanol, então, tem-se a Equação (20):



Como a gasolina E22 não é composta apenas por moléculas de C<sub>8</sub>H<sub>18</sub>, é considerado que o calor liberado pela sua combustão é 39,32 MJ/kg (ANP, 2019).

### 3.1.3. Caracterização da mistura de metano estudada

Para esta pesquisa, utilizou-se uma mistura rica em metano com apenas 3,41% de CO<sub>2</sub>. Esse percentual de CO<sub>2</sub> foi adotado para igualar o poder calorífico e a densidade da mistura aos valores encontrados no GNV, seguindo a mesma abordagem de (DA COSTA, HERNÁNDEZ, *et al.*, 2019), visto que estes são parâmetros fundamentais do ponto de vista da simulação da chama. Assim, as propriedades da mistura estudadas são mostradas na Tabela 7:

Tabela 7 - Propriedades da mistura de metano estudada

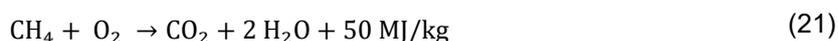
PROPRIEDADE	VALOR
PCI	48,2 MJ/kg
DENSIDADE (20°C, 1 atm)	$7,03 \times 10^{-1} \text{ kg/m}^3$
MASSA DE CARBONO	73,18%

Considerando os dados da Tabela 2 **Erro! Fonte de referência não encontrada.**, a Tabela 8 mostra as propriedades do GNV comercializado no Brasil:

Tabela 8 - Propriedades do GNV comercializado no Brasil

PROPRIEDADE	VALOR
PCI	48,58 MJ/kg
DENSIDADE (20°C, 1 atm)	$7,62 \times 10^{-1} \text{ kg/m}^3$
MASSA DE CARBONO	73,44%

Além disso, para a mistura rica em metano, temos a Equação (21) como a representação da combustão com o oxigênio:



Considerando o teor de dióxido de carbono e em conformidade com os dados reportados por Da Costa (2017), adota-se um poder calorífico de 49 MJ/kg para a mistura de metano.

### 3.1.4. Caracterização das propriedades de todas as misturas

Nesta seção, são apresentados os principais parâmetros e propriedades das misturas de etanol-metano e gasolina-metano, reunidos de forma resumida. Assim como definido por Da Costa (2017) e Da Costa, Hernández, *et al.* (2019) a substituição de combustível gasoso na mistura deve ser obtida comparado à mesma condição operando apenas com o combustível líquido, ou seja, não é necessariamente a mesma proporção entre as massas dos combustíveis, visto que deve se considerar a

relação ar-combustível neste cálculo. Assim, a Tabela 9 mostra a real proporção de metano na massa da mistura:

Tabela 9 - Real proporção de metano na massa da mistura

Mistura		Substituição de metano na mistura	Proporção de metano na mistura
Etanol	E75.M25	25%	19,83%
	E50.M50	50%	39,66%
	E25.M75	75%	59,49%
Gasolina	G75.M25	25%	12,62%
	G50.M50	50%	25,25%
	G25.M75 <sup>2</sup>	75%	37,87%

Fonte: o autor.

Com essa consideração, a Tabela 10 apresenta os valores médios para as misturas etanol-metano e gasolina-metano:

Tabela 10 - Propriedades das misturas etanol-metano e gasolina-metano

MISTURA	E75.M25	E50.M50	E25.M75	G75.M25	G50.M50	G25.M75
PCI [MJ/KG]	31,044	35,287	39,531	41,489	42,459	43,428
DENSIDADE [KG/M <sup>3</sup> ]	6,39 E+02	4,81 E+02	3,23 E+02	6,25 E+02	5,35 E+02	4,44 E+02
MASSA DE CARBONO	54,6%	59,2%	63,8%	78,6%	77,8%	77,0%

Fonte: o autor.

### 3.2. Caracterização do motor estudado

O motor utilizado nesta pesquisa foi o Stellantis GSE T4 (ilustrado na Figura 24), maior motor da família Global Small Engine. Caracterizado por ser um MCI de quatro cilindros em linha, 16 válvulas, turboalimentado e injeção direta de combustível

<sup>2</sup> G75.M25, G50.M50 e G25.M75 são misturas de gasolina com metano, enquanto E75.M25, E50.M50 e E25.M75 são misturas de etanol com metano. Essa nomenclatura segue a lógica [Composição do Combustível Base] - [Porcentagem de Substituição por Metano]: o número após "M" indica a porcentagem de metano na mistura, enquanto os números após "E" e "G" representam, respectivamente, as porcentagens de etanol hidratado e gasolina na composição.

na câmara, possui uma razão de compressão de 10,5 para 1, atinge a potência de 180 cv e torque de 270 [N.m]. Para o mercado sul-americano, a Stellantis oferece motores com tecnologia Flex, o que significa que o motor é adaptado a operar tanto com etanol quanto com gasolina. Os motores GSE T4 conta com a tecnologia MultiAir III, um sistema eletro-hidráulico que permite o controle totalmente flexível do levantamento das válvulas de admissão. Esse sistema possibilita o controle da carga do motor com menores perdas por bombeamento, contribuindo para a redução do consumo de combustível durante operações de baixa e média carga. Fabricado na planta da Stellantis em Betim-MG, possui SOHC (Single Over Head Camshaft, comando único no cabeçote). A Tabela 11 mostra as principais dimensões do GSE T4.

Tabela 11 - Dimensões do motor estudado

<b>DESLOCAMENTO</b>	1.3 L
<b>DIÂMETRO DO CILINDRO</b>	70,00 mm
<b>COMPRIMENTO DA BIELA</b>	146,30 mm
<b>ALTURA DE FOLGA PISTÃO-CABEÇOTE</b>	0,79 mm
<b>CURSO DO PISTÃO</b>	92,20 mm

Fonte: Fornecido pela Stellantis.

Figura 24 - Motor Stellantis GSE T4



Fonte: Stellantis (2021).

### 3.2.1. Adaptação do motor estudado à tecnologia *dual-fuel*

Para adaptar o motor Stellantis GSE T4 à tecnologia *dual-fuel*, foi utilizado o injetor PHINIA DI-CHG6.1 42054893AA, com pressão máxima de  $1,6 \times 10^6$  Pa, como ilustra a Figura 25.

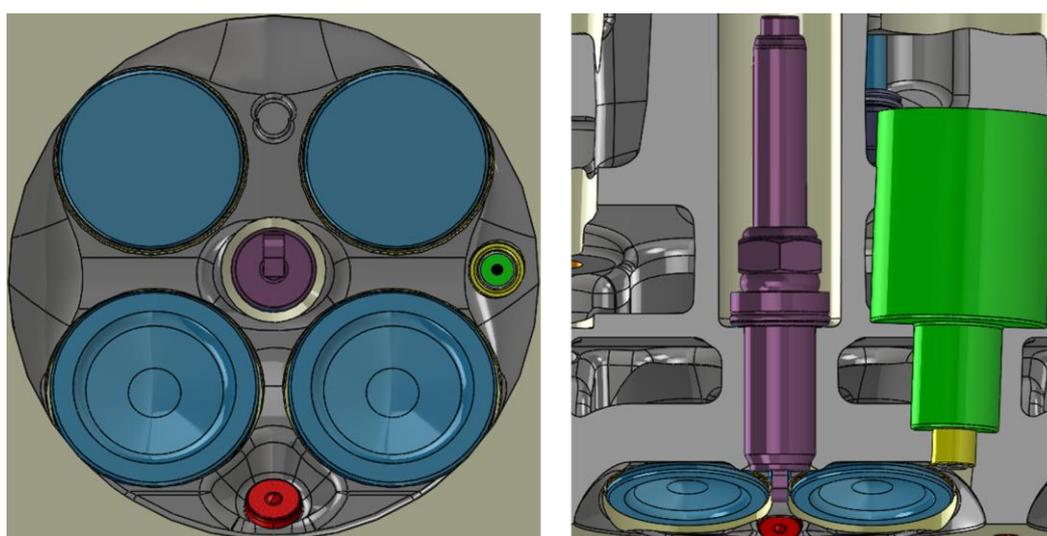
Figura 25 - Injetor PHINIA DI-CHG6.1 42054893AA



Fonte: O autor.

Para garantir seu funcionamento adequado, o combustível gasoso é injetado ainda na fase de admissão, garantindo que a pressão na câmara esteja abaixo do seu limite operacional, o que também ajuda a melhorar a dispersão do gás e garantir uma melhor mistura ar-combustível. Sua instalação foi realizada através de um furo usinado no cabeçote, conforme ilustrado na Figura 26:

Figura 26 - Vista inferior e vista em seção do cabeçote do motor.



Fonte: O autor. Nota: Válvulas de admissão e exaustão representadas em azul, vela de ignição em roxo, injetor de gasolina ou etanol em vermelho e carcaça do injetor PHINIA em verde.

### 3.3. Caracterização do aparato experimental utilizado

Nesta seção é apresentada a estrutura do dinamômetro utilizado pela Stellantis para adquirir os dados de referência para esta pesquisa. Todos os experimentos foram feitos em uma bancada dinamométrica para testes estacionários devidamente instrumentada, conforme apresentado na Figura 27.

Figura 27 - Dinamômetro AVL ASM-600/4.0-10 do laboratório Stellantis



Fonte: O autor.

Os experimentos deste trabalho foram realizados utilizando um dinamômetro de bancada AVL ASM-600/4.0-10. O equipamento é um dinamômetro assíncrono de indução corrente alternada com gabinete de conversor de frequência, projetado para operação contínua (AVL, 2024). A Tabela 12 mostra suas principais características:

Tabela 12 - Características do dinamômetro AVL - ASM 600/4.0-10

POTÊNCIA NOMINAL [KW]	TORQUE NOMINAL [NM]	VELOCIDADE MÁXIMA [RPM]	INÉRCIA DO ROTOR [KGM <sup>2</sup> ]
250	600	10.000	0,3

Fonte: Adaptado de AVL (2024).

O equipamento é calibrado em conformidade com a norma ABNT NBR 8197. Na última calibração realizada, foi identificado um erro máximo de -0,4%, como ilustrado na seção “

## ANEXO I - CALIBRAÇÃO DO DINAMÔMETRO STELLANTIS”.

É necessário ressaltar que a presente dissertação se baseia em simulações numéricas para avaliar o desempenho do motor e as características de combustão no contexto de um sistema *dual-fuel*. Diferentemente de estudos experimentais, as simulações numéricas empregam modelos matemáticos previamente validados para representar o comportamento do sistema em estudo. Conseqüentemente, não se faz necessário realizar uma análise de valor P, dado que a simulação dos ciclos de condução não envolve medições diretas de pressão ou trocas de calor no cilindro, mas sim resultados derivados diretamente das equações do modelo.

Dessa forma, o controle estatístico não é requerido, pois os resultados são determinados de forma determinística pelas condições de contorno e parâmetros de entrada definidos no modelo. Isso elimina a necessidade de análise de variações experimentais ou incertezas associadas a medições físicas, típicas em estudos experimentais. Assim, a robustez da abordagem depende da validação prévia do modelo de simulação.

### 3.3.1. Procedimento para gerar plano cotado

O plano cotado de consumo de combustível do motor foi gerado a partir da variação de BMEP e RPM, por meio de medições experimentais. O objetivo foi caracterizar o consumo específico de combustível em diferentes condições de carga e rotação, possibilitando a geração de um mapa de desempenho interpolado do motor.

O procedimento foi realizado em 11 faixas de rotações, variando de 1000 a 6000 RPM, com incrementos de 500 RPM. Inicialmente, o motor foi operado em plena carga para cada regime de rotação, sendo medida o maior IMEP, que representa o limite máximo de carga em cada rotação. A partir dessa condição, a carga foi reduzida gradualmente, com o fechamento da borboleta em incrementos de 1 bar de IMEP, até atingir 3 bar. Dessa forma, toda a faixa operacional do motor foi coberta.

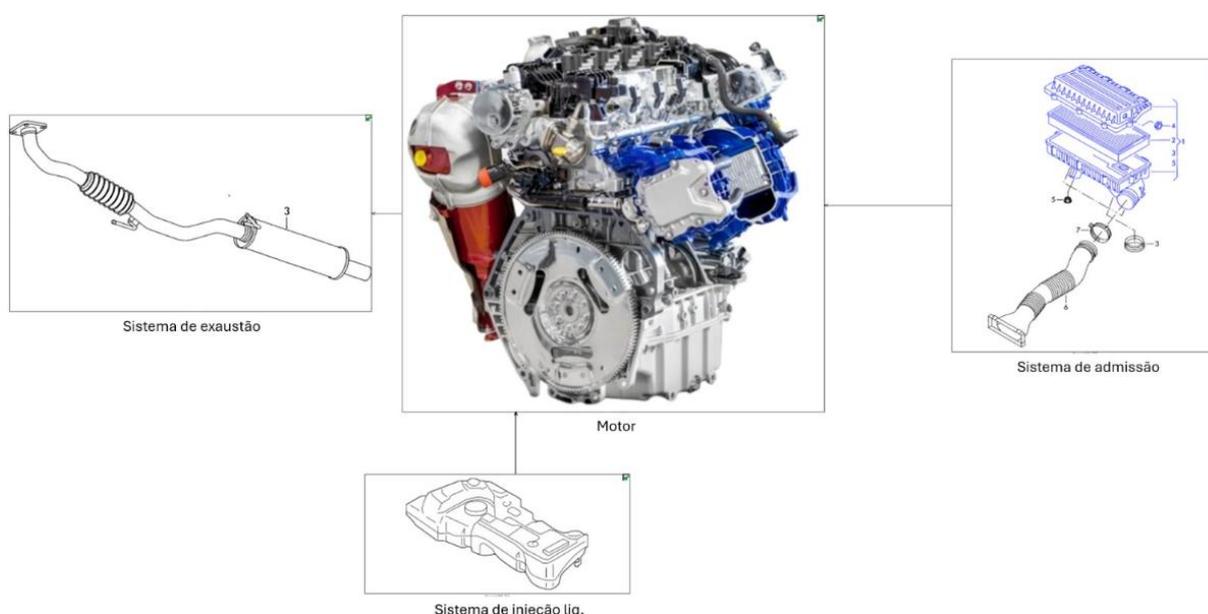
Em cada ponto da varredura de BMEP por RPM, foram realizadas medições do consumo de combustível, além de outros parâmetros relevantes, como torque, potência e variáveis auxiliares. Para garantir a precisão e qualidade dos dados coletados, o motor foi estabilizado em cada ponto de medição.

Os dados obtidos foram processados e interpolados, resultando em um mapa de consumo de combustível em função de BMEP e RPM. Esse mapa permite identificar regiões de maior eficiência, com menor consumo específico de combustível, além de fornecer tendências de consumo e padrões de comportamento do motor.

### 3.4. Caracterização da simulação unidimensional do motor (VRE)

No software GT-SUITE®, foi desenvolvido um modelo Virtual de Motor Recíproco (VRE) com base na geometria tridimensional do motor, fornecido pela Stellantis. O modelo opera em conformidade com um mapa de funcionamento do sistema Multiair III, que ajusta o tempo de abertura e fechamento das válvulas em função da rotação do motor. Além disso, o modelo permite avaliar as perdas de carga no conjunto, incorporando os sistemas de admissão, escape e arrefecimento do motor original, conforme ilustrado na Figura 28 abaixo.

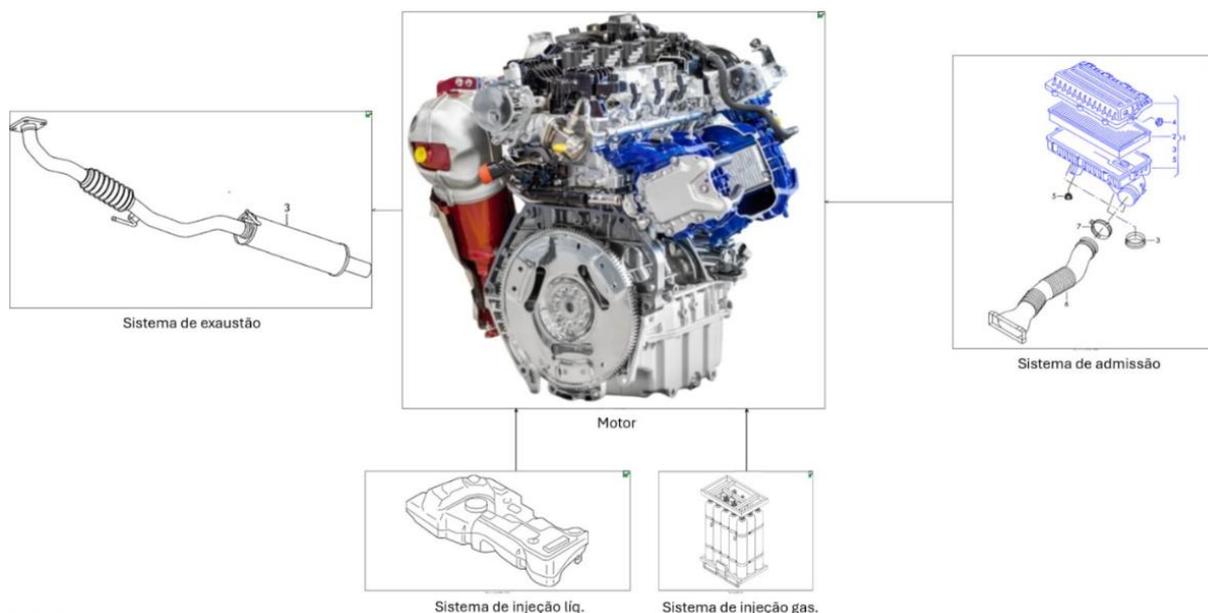
Figura 28 - Simplificação esquemática do VRE do motor GSE T4



Fonte: o autor.

Então, o modelo foi adaptado para operar em modo *dual-fuel*, com a adição do sistema de injeção para combustíveis gasosos, como mostrado na Figura 29.

Figura 29 - Simplificação esquemática do VRE adaptado à tecnologia dual-Fuel



Fonte: o autor.

Além de incorporar a geometria original, o VRE considera as propriedades específicas dos combustíveis utilizados e inclui um mapa de FMEP, também disponibilizado pela Stellantis. Toda a simulação do motor foi conduzida para uma mistura estequiométrica de ar-combustível, sendo 16,64 para a mistura de metano, 8,40 para o etanol e 13,19 para a gasolina. Para iniciar a simulação, foram definidas as condições de contorno mostradas na Tabela 13:

Tabela 13 - Condições de contorno para o VRE

VARIÁVEL	VALOR
Temperatura do ar admitido	22,6 °C
Pressão do ar admitido	1,02 bar
Temperatura inicial do óleo	85,0 °C
Temperatura inicial do sistema de arrefecimento	90 °C

Fonte: o autor.

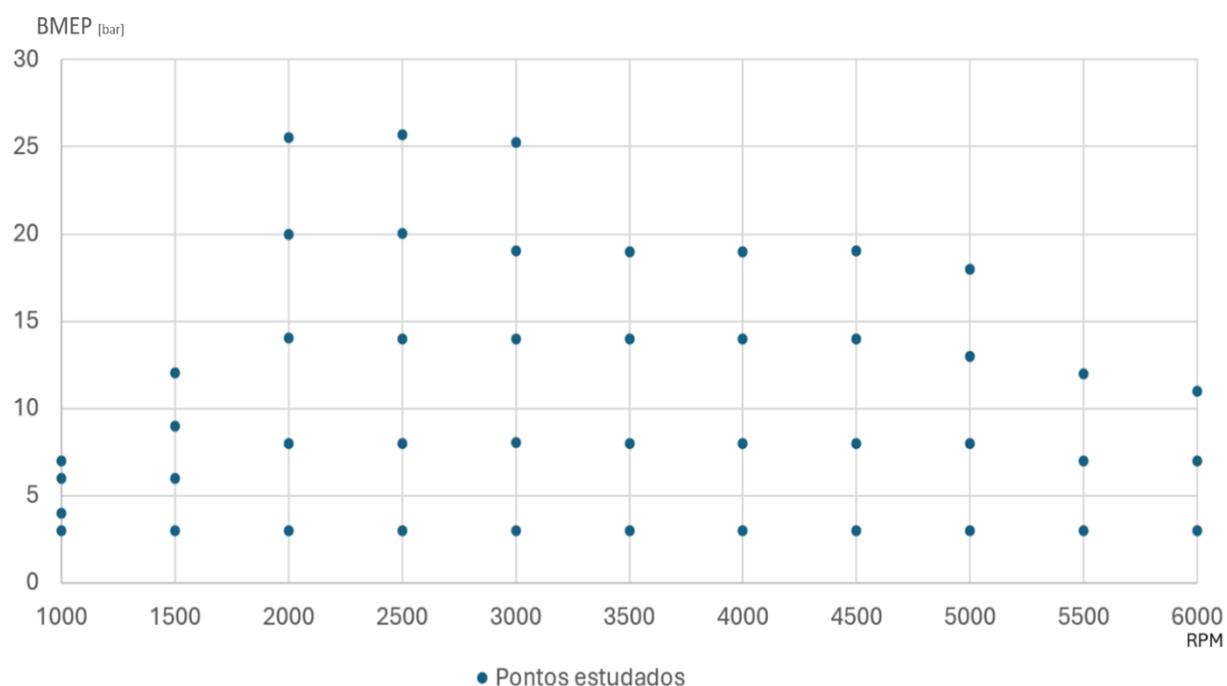
Os tempos de válvula do motor e o MBF<sub>50</sub> real foram adquiridos a partir de dados do motor sem modificações rodando em dinamômetro. Enquanto os tempos de

válvulas não foram alterados para o VRE, o tempo de ignição precisou ser ajustado por meio de um DOE (*Design of Experiments*) que igualou o  $MFB_{50}$  do VRE, independentemente da mistura, aos dados adquiridos no dinamômetro com motor operando com etanol, assegurando a correspondência com o modelo.

### 3.4.1. Desenvolvimento do mapa de casos do motor

Foram analisados 45 casos, levando em consideração intervalos de BMEP e RPM. Os valores de RPM cobriram a faixa de operação do motor, 1000 RPM a 6000 RPM, com incrementos de 500 RPM entre os intervalos. Já os valores de BMEP foram ajustados como os números inteiros mais próximos aos cinco intervalos entre a plena carga e o BMEP mínimo (definido como 3 bar), conforme ilustrado na Figura 30:

Figura 30 - Pontos estudados no mapa de casos do motor



Fonte: o autor.

### 3.4.2. Cálculo da velocidade da chama laminar de todas as misturas

Como citado na seção 2.4.2, “Estimativa da velocidade da chama laminar das misturas”, Pasa *et al.* (2024) criaram uma metodologia para simular a combustão *dual-fuel* em motores de ignição por centelha por meio do *SITurb*, dentro do GT-POWER®. Assim, definiram os parâmetros de mistura necessários para poder simular as três misturas etanol-metano estudados, seguindo a Equação (16).

Dando continuidade à abordagem metodológica proposta por Pasa *et al.* (2024), no presente trabalho foi necessária a determinação dos mesmos parâmetros de mistura previamente definidos, agora aplicados às combinações gasolina-metano, com o objetivo de viabilizar uma análise comparativa consistente entre diferentes pares de combustíveis. Para isso, foram desenvolvidos e implementados códigos computacionais no ambiente MATLAB® R2019a, os quais seguiram a lógica estrutural e os procedimentos matemáticos estabelecidos pelos autores, com as devidas adaptações às propriedades físico-químicas da gasolina. A implementação dessas rotinas computacionais possibilitou o cálculo dos parâmetros de entrada requeridos pelo modelo de combustão *SITurb* do GT-POWER®, assegurando a coerência entre os casos simulados.

### 3.5. Caracterização do veículo estudado

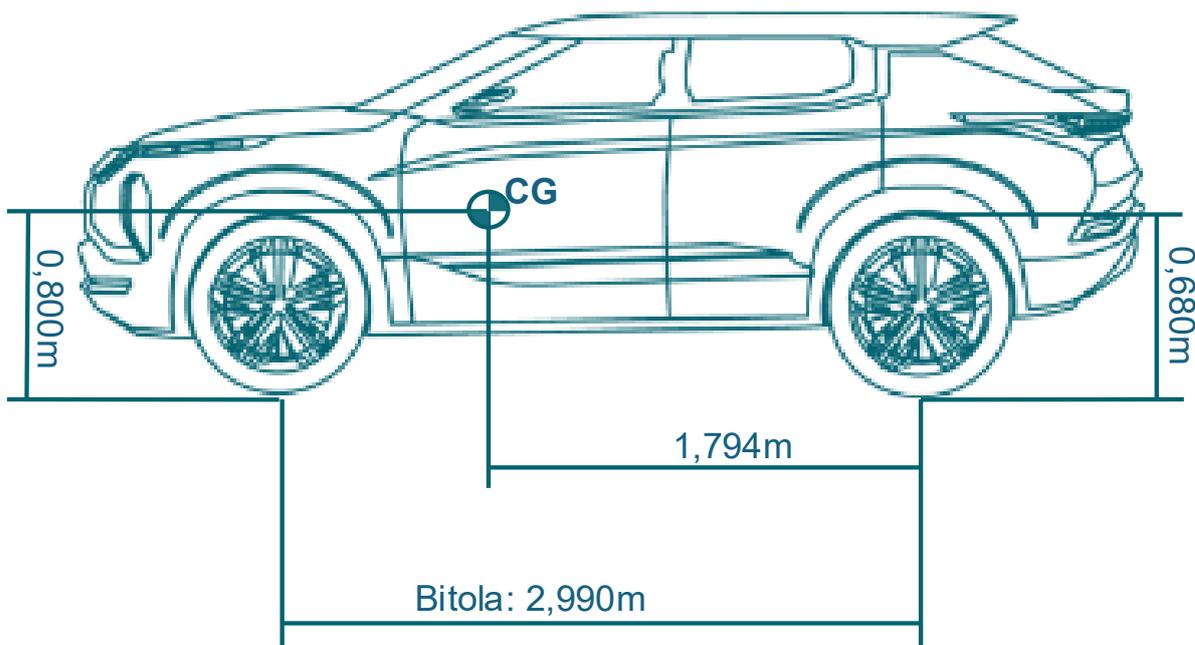
O estudo considerou um veículo com dimensões próximas aos seguimentos de picapes e SUV médios do mercado brasileiro. Assim, a Tabela 14 e a Figura 31 mostram as características consideradas pelas simulações de ciclo de condução:

Tabela 14 - Caracterização do veículo

VEÍCULO	MOTOR	PESO (KG)	TRANSMISSÃO
Não modificado	GSE T4	1670 + 80	Automática de 6 marchas
<i>Dual-fuel</i>	GSE T4 adaptado	1670 + 100 + 80	Automática de 6 marchas

Fonte: o autor.

Figura 31 - Dimensões do veículo estudado



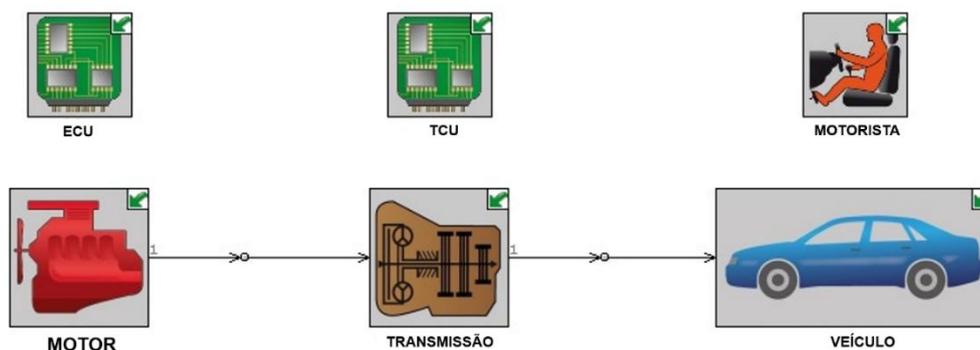
Fonte: o autor.

Também foi considerado que o veículo é equipado com uma transmissão automática de 6 velocidades, com as seguintes relações de engrenagem: 4,459 para a 1ª marcha, 2,508 para a 2ª marcha, 1,556 para a 3ª marcha, 1,142 para a 4ª marcha, 0,852 para a 5ª marcha e 0,672 para a 6ª marcha. Além disso, o diferencial do veículo possui uma relação de transmissão de 4,067.

### 3.6. Caracterização da simulação dos ciclos de condução do veículo

Para criação do modelo de simulação do veículo, foi utilizado como base o modelo básico presente na biblioteca do GT-SUITE denominado "*Dynamic Vehicle Modeling Example: Driving Cycles (AT)*". A partir dessa base, foi desenvolvido um modelo dinâmico primário do veículo, como ilustrado na Figura 32.

Figura 32 - Modelo de simulação veicular em ciclos de condução



Fonte: o autor.

Para simular o desempenho do motor, o modelo é alimentado pelo mapa com 45 pontos conforme descrito na seção "Desenvolvimento do mapa de casos do motor". Os principais parâmetros de entrada do modelo numérico utilizados foram os seguintes: mapa de FMEP (já fornecido pela Stellantis, sendo os demais dados calculados pela simulação unidimensional do motor), mapa de BMEP, consumo do motor e emissões de CO, CO<sub>2</sub> e HC.

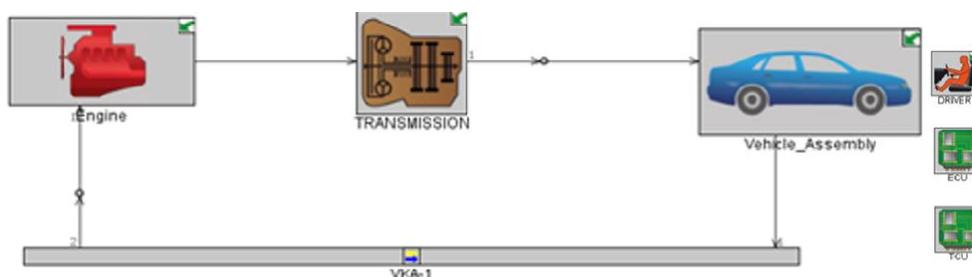
Os módulos de "Transmissão" e "Veículo" foram configurados com as características específicas do trem de força e da dinâmica veicular do veículo em estudo, assim como definido na seção 3.5, "Caracterização do veículo estudado". Além do peso do veículo, foi considerado que o motorista pesa 80 kg e o sistema de combustível para metano adiciona 100 kg ao veículo.

No módulo "Motorista", configurou-se o ciclo de condução a ser analisado, podendo ser o FTP-75 ou o HWFET, dependendo do cenário da análise. Já no módulo "ECU" (Unidade de Controle Eletrônico), foram estabelecidos parâmetros essenciais de operação, como a velocidade de marcha lenta do motor, a velocidade de desligamento do motor de partida (determinando a rotação na qual o motor será religado enquanto está em modo de partida) e a velocidade de retomada (que é o ponto em que a injeção de combustível é retomada para evitar a parada do motor durante a desaceleração). Esses parâmetros seguem as orientações técnicas da Stellantis.

Por fim, no módulo "TCU" (Unidade de Controle da Transmissão), a estratégia para trocas de marchas e embreagem foram impostas. Para isso, o momento das trocas de marcha foi determinado pela geração de um cronograma de trocas, baseado no desempenho geral do veículo. Para desenvolver um cronograma otimizado,

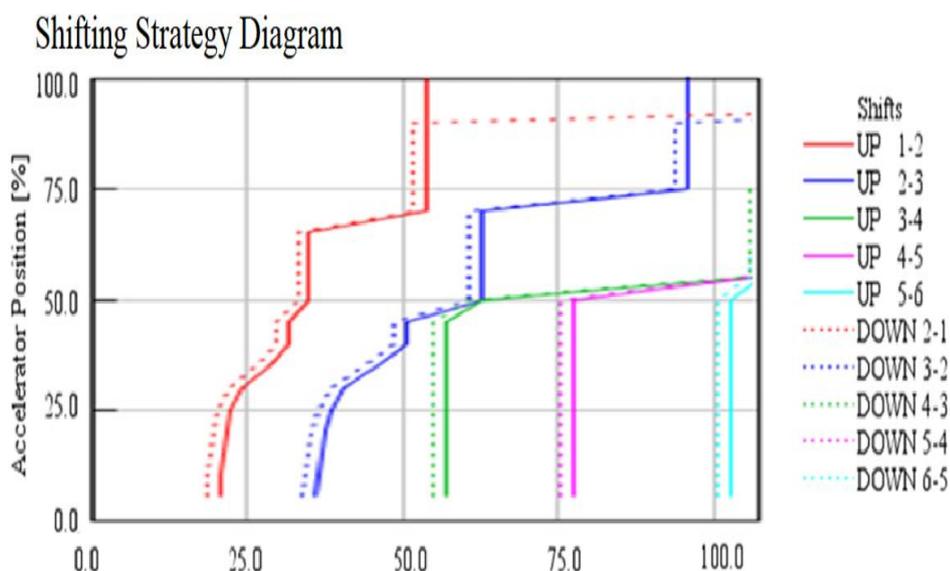
utilizou-se um recurso do GT-SUITE®, por meio de um modelo projetado para criar uma estratégia de trocas de marcha complexa, fundamentada na análise dinâmica de desempenho do veículo, que funciona integrando o componente "VehKinemAnalysis" ao sistema, que simula um dinamômetro de rolos (GAMMA TECHNOLOGIES, 2016), como ilustrado na Figura 33. A simulação gerada considerou uma estratégia de troca de marcha onde a carga máxima para mudanças ascendentes é limitada a 80%. O resultado é mostrado na Figura 34.

Figura 33 - Modelo para desenvolvimento do mapa de troca de marchas



Fonte: o autor.

Figura 34 - Mapa de troca de marchas gerado



Fonte: o autor.

## 4. RESULTADOS E ANÁLISE

Nesta seção, serão analisados os resultados obtidos ao longo da pesquisa, com o objetivo de validar os modelos propostos, interpretar os dados experimentais e avaliar a coerência das simulações realizadas em comparação com as referências disponíveis na literatura e nos testes executados.

A fase inicial do trabalho será voltada à verificação da coerência e da precisão dos modelos utilizados na pesquisa. Após a validação dos modelos, será realizada uma análise aprofundada dos resultados obtidos nos 45 pontos de operação do motor. O principal objetivo desta etapa é comparar o desempenho das diferentes misturas de combustível, com ênfase nos parâmetros relacionados ao consumo e às emissões, como BSFC, BSCO, BSCO<sub>2</sub> e BSHC. Além disso, serão considerados indicadores de desempenho veicular, como a massa de ar admitida pelo motor, de modo a proporcionar uma avaliação abrangente da eficiência e dos impactos ambientais associados a cada condição de operação. Em seguida, os resultados provenientes da simulação dos ciclos de condução serão examinados, considerando não apenas os mesmos indicadores analisados para o motor, mas também o desempenho geral do veículo, proporcionando uma visão integrada da eficiência e das emissões no contexto real de operação.

### 4.1. Validação dos modelos

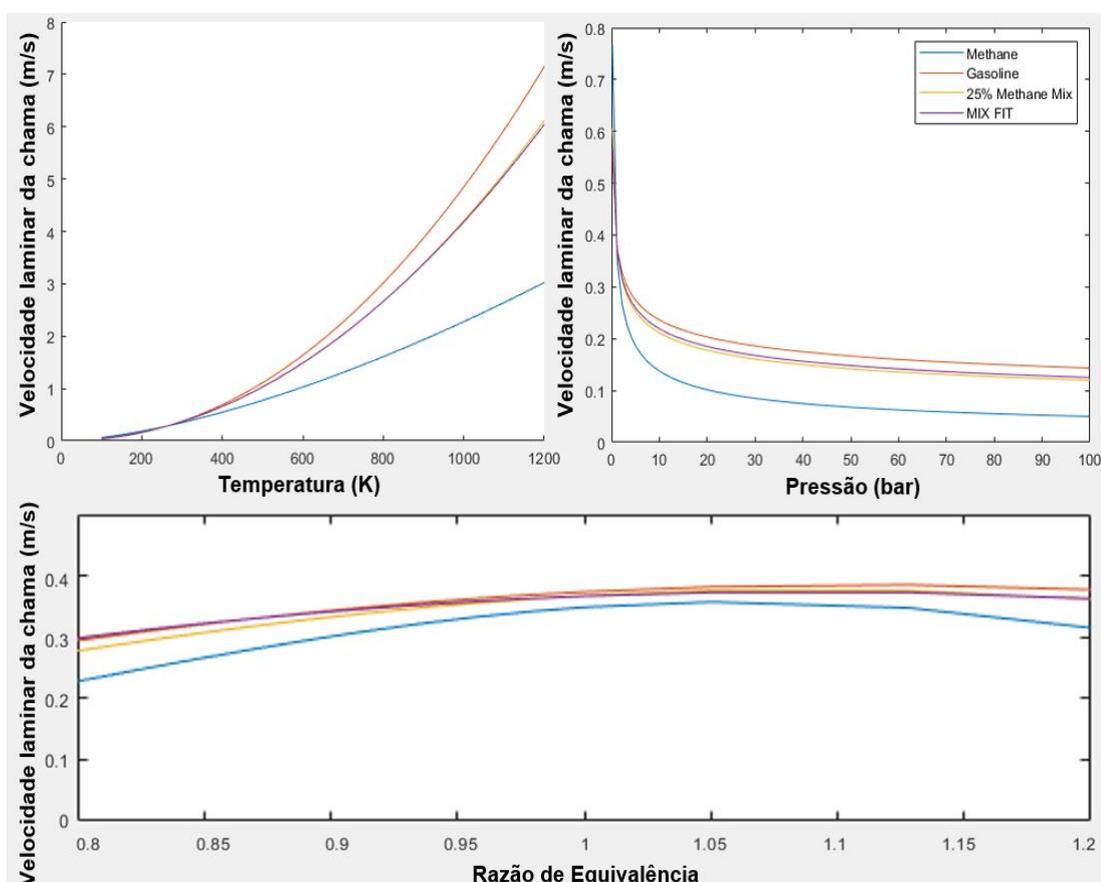
A etapa inicial da pesquisa será dedicada à validação dos modelos adotados, com o objetivo de garantir a confiabilidade e a representatividade dos resultados obtidos. Esse processo terá início com uma análise da velocidade de propagação da chama em misturas contendo gasolina e metano, considerando diferentes proporções entre os combustíveis e variando as condições de operação relevantes, como temperatura, pressão e razão de equivalência. Essa análise permitirá avaliar se os modelos implementados são capazes de reproduzir adequadamente o comportamento experimental conhecido dessas misturas, servindo como base para os estudos posteriores envolvendo o desempenho e as emissões do motor em operação dual-fuel.

Os modelos do motor e do veículo também serão submetidos a um processo de validação, por meio da comparação com dados experimentais obtidos em bancada e em simulações de ciclos de condução padronizados, assegurando a fidelidade das previsões de desempenho e consumo energético ao longo do estudo.

#### 4.1.1. Validação do cálculo de velocidade da chama para a gasolina

Após aplicar a metodologia desenvolvida por Pasa *et al.* (2024) em misturas gasolina e metano, os resultados obtidos mostraram-se semelhantes aos reportados pelos autores, como ilustrado na Figura 20. Com base nos resultados encontrados para uma mistura com 25% de substituição de metano, pode-se observar que a aproximação encontrada se aproximou do resultado previsto para a mistura, como ilustra a Figura 35.

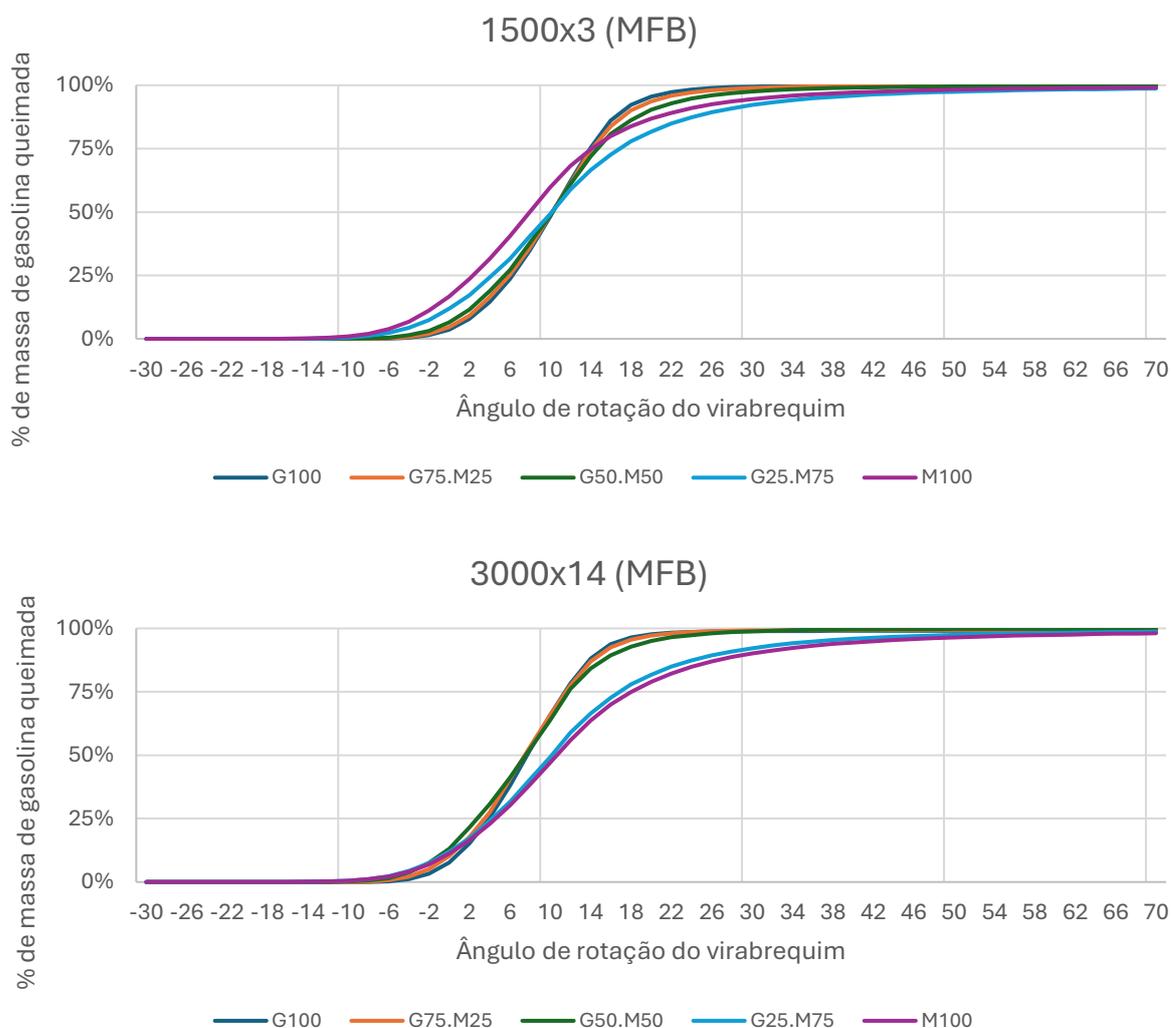
Figura 35 - Comparação das velocidades de chama laminar para mistura G75.M25



Fonte: o autor.

Além disso, é possível analisar a velocidade de propagação da chama, como ilustrado na Figura 36, avaliando como a combustão da mistura se comporta em comparação aos resultados obtidos com o motor operando exclusivamente com gasolina. Para tal, foi examinada a evolução da massa de combustível queimado ao longo do ciclo de combustão para diferentes misturas, considerando dois pontos de operação distintos: um em condições de baixa carga e baixa rotação, e outro em alta carga e alta rotação. Essa análise permite uma compreensão mais detalhada do comportamento da combustão em regimes variados de funcionamento do motor.

Figura 36 - Evolução da massa de gasolina queimada ao longo do ciclo para todas as misturas analisadas, para 1500 RPM, 3 bar de BMEP e 3000 RPM, 14 bar de BMEP.



Fonte: o autor.

A introdução de metano na mistura de combustível resulta em um aumento no tempo de combustão, como era previsto (HEYWOOD, 2018), embora essa relação não seja necessariamente linear. Observou-se que, à medida que a proporção de metano na mistura aumenta, o início da injeção de combustível deve ser antecipado, visto que o término da combustão é retardado. Em condições de alta carga e alta rotação, os resultados indicaram valores semelhantes para as misturas com 75% e 100% de metano, enquanto as misturas com 25% e 50% de substituição apresentaram comportamentos próximos ao do motor operando exclusivamente com etanol para ambos os casos analisados.

#### 4.1.2. Validação do modelo unidimensional do motor

Para validar o modelo unidimensional do motor, foram utilizados como referência os resultados experimentais obtidos para as condições de operação com gasolina e etanol. A comparação dos valores de eficiência do motor foi realizada considerando pontos de operação simulados em que foram impostos valores de RPM, BMEP,  $MBF_{50}$  e abertura e fechamento de válvulas de admissão. No total, 45 pontos de operação foram analisados, e a variação entre os valores simulados e os obtidos experimentalmente no dinamômetro é apresentada na Tabela 15.

Tabela 15 - Variação do BSFC simulado em relação ao medido no dinamômetro.

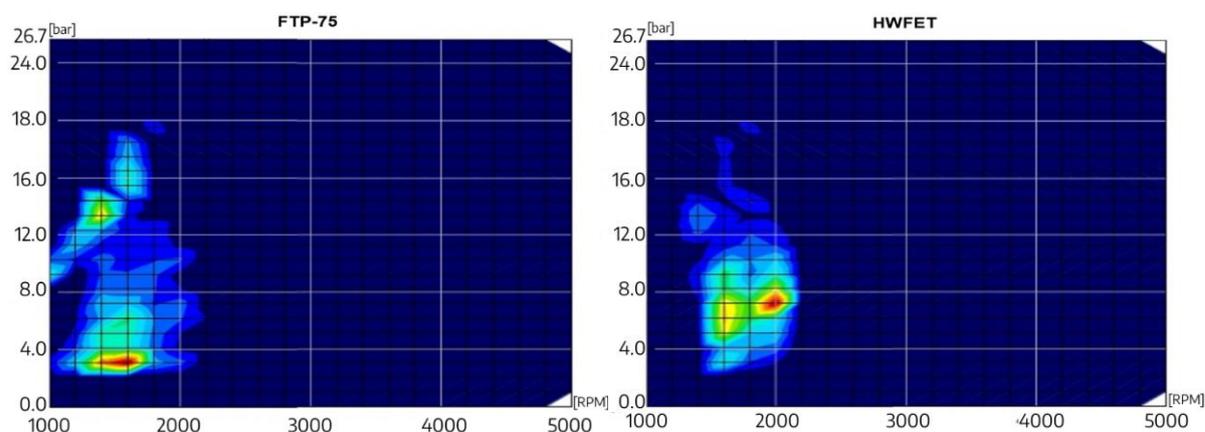
RPM	BMEP Etanol	Etanol	Gasolina	BMEP Gasolina	RPM	BMEP Etanol	Etanol	Gasolina	BMEP Gasolina
1000	3	7%	4%	3	2500	20	2%	-1%	20
1000	4	8%	6%	4	2500	25.67	0%	-1%	25.32
1000	6	7%	5%	6	3000	3	1%	1%	3
1000	7	7%	3%	7	3000	8	-1%	-2%	8
1500	3	5%	1%	3	3000	14	2%	-1%	14
1500	6	5%	3%	6	3000	19	2%	0%	19
1500	9	3%	-2%	9	3000	25.26	-1%	-6%	25.76
1500	12	1%	-7%	12	3500	3	1%	-1%	3
2000	3	1%	0%	3	3500	8	0%	-2%	8
2000	8	1%	-2%	8	3500	14	3%	1%	14
2000	14	4%	-2%	14	3500	19	2%	0%	19
2000	20	3%	-5%	20	4000	3	-2%	0%	3
2000	25.53	-3%	-7%	24.64	4000	8	-1%	-1%	8
2500	3	2%	0%	3	4000	14	1%	1%	14
2500	8	0%	-2%	8	4000	19	1%	-2%	19
2500	14	3%	-1%	14	4500	3	4%	3%	3

RPM	BMEP Etanol	Etanol	Gasolina	BMEP Gasolina	RPM	BMEP Etanol	Etanol	Gasolina	BMEP Gasolina
4500	8	-2%	0%	8	5500	3	2%	2%	3
4500	14	1%	0%	14	5500	7	-1%	1%	7
4500	19	0%	1%	19	5500	12	-1%	-2%	12
5000	3	3%	3%	3	6000	3	4%	2%	3
5000	8	-1%	0%	8	6000	7	-2%	0%	7
5000	13	1%	-1%	13	6000	11	-1%	-4%	10
5000	18	-1%	0%	18	Média	-	2%	-1%	-

Fonte: o autor. Nota: quanto mais intenso o vermelho maior a variação do BSFC encontrado na simulação àquele do dinamômetro. BMEP apresentado em bar.

Com uma média de variação total abaixo de 2% e uma variação máxima de 8%, os resultados foram considerados satisfatórios, apesar de se observar uma maior variação nas baixas rotações, especialmente a 1000 RPM. Essa maior variação pode ser atribuída à instabilidade do motor nessa faixa de operação. No entanto, esse efeito é atenuado quando se considera que, nos ciclos de condução, a faixa abaixo de 1250 RPM é uma região transiente, com baixa representatividade no consumo de combustível, como ilustrado na Figura 37. Para o ciclo HWFET, essa faixa corresponde a menos de 1% do consumo total, enquanto no ciclo FTP-75, embora a representatividade ainda seja reduzida, ela responde por cerca de 25% do consumo médio.

Figura 37 - Mapas térmicos do tempo de operação do motor em função de RPM e BMEP nos ciclos FTP-75 e HWFET, considerando o uso exclusivo de etanol



Fonte: o autor.

### 4.1.3. Validação do modelo de ciclos de condução

Para validar as simulações dos ciclos de condução, foram realizadas simulações dos ciclos FTP-75 e HWFET utilizando dados reais do motor, obtidos por meio de ensaios em dinamômetro operando com etanol e gasolina. Assim, foi possível comparar os resultados da simulação unidimensional com aqueles obtidos pelo dinamômetro, como mostrado na Tabela 16:

Tabela 16 - Comparação entre consumo projetado com dados obtidos em dinamômetro e aqueles obtidos pela simulação unidimensional do motor

COMBUSTÍVEL	ETANOL		GASOLINA	
	Cidade [km/l]	Estrada [km/l]	Cidade [km/l]	Estrada [km/l]
DINAMÔMETRO	7,68	10,93	11,10	14,80
MOTOR SIMULADO	8,00	10,80	11,80	15,90
DIFERENÇA	0,32 (4,16%)	0,13 (1,42%)	0,70 (6,30%)	1,10 (7,43%)

Fonte: o autor.

Comparando os resultados da simulação com os dados obtidos do motor no dinamômetro e os resultados da simulação unidimensional do motor, verificou-se que existe consistência entre eles, com a maior variação sendo de 7,43% para o consumo de estrada com gasolina.

No entanto, como o objetivo do estudo era realizar uma análise comparativa entre os resultados simulados, essas limitações não comprometem significativamente o resultado, visto que o estudo apenas compara resultados obtidos com a mesma metodologia.

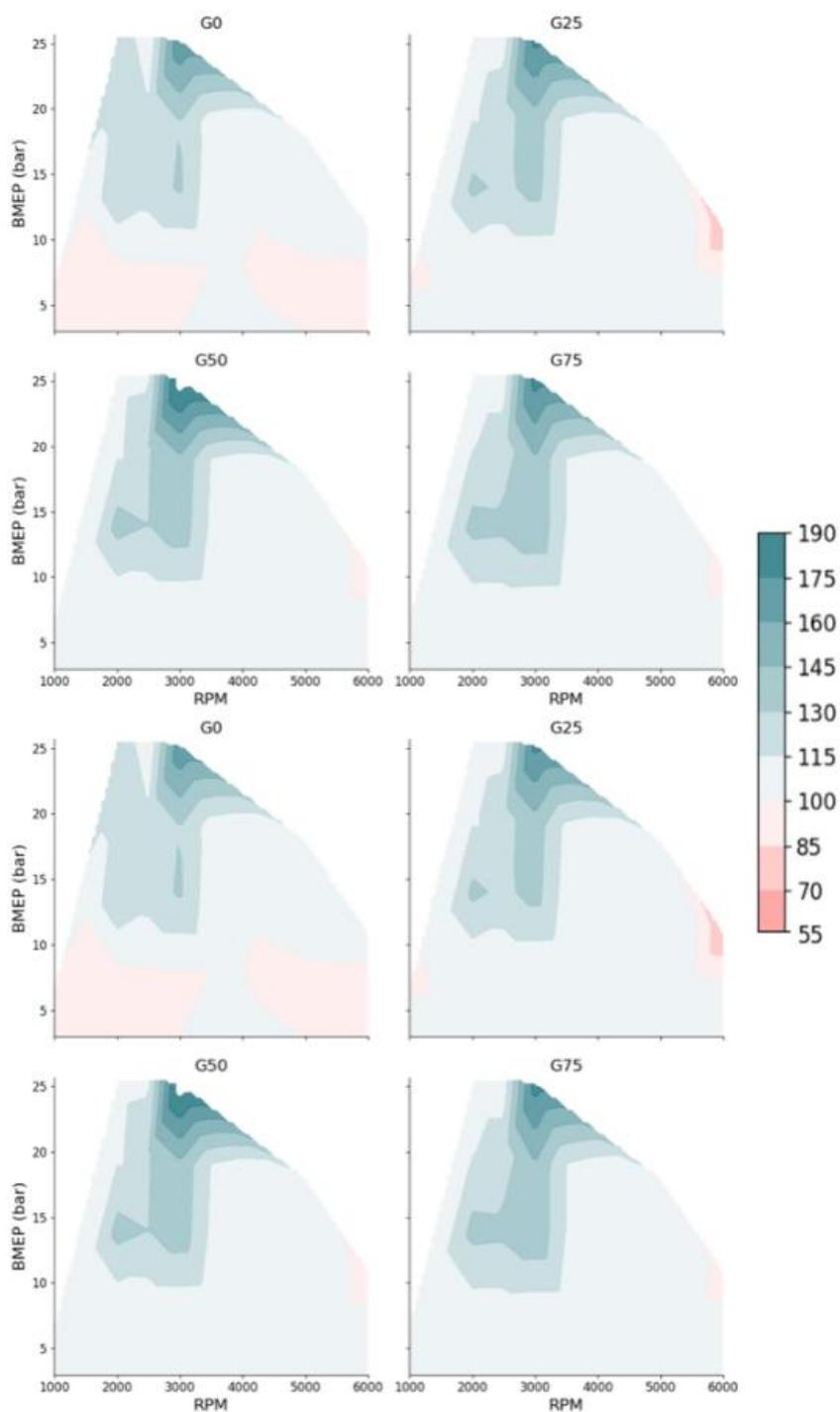
## 4.2. Resultados obtidos pelo modelo unidimensional do motor

A análise dos 45 pontos obtidos foi feita comparando os resultados de eficiência do motor. Heywood (2018) apresenta a eficiência de conversão de combustível utilizando o PCI da mistura e o BSFC do motor, conforme mostrado na Equação (22).

$$\eta = 1/PCI \times BSFC \quad (22)$$

Assim, os valores de eficiência do motor obtidos são mostrados na Figura 38.

Figura 38 - Eficiência de combustão do motor por BMEP, RPM e mistura, normalizada em relação aos valores obtidos com metano



Fonte: o autor. Nota: quão mais intenso o verde, mais eficiente o motor. Resultados indicados pelo percentual de substituição de metano na mistura, normalizados pelos valores obtidos com metano.

É importante destacar que os dados apresentados nesta pesquisa foram normalizados em relação aos resultados obtidos com o uso exclusivo de metano como combustível de referência. Em função dessa normalização, alguns valores de eficiência podem ultrapassar 100%, o que indica um desempenho superior ao verificado na operação com mistura rica em metano, e não um ganho absoluto de eficiência acima do limite físico. Essa abordagem visa facilitar a comparação relativa entre as diferentes misturas avaliadas.

O resultado é significativo, pois demonstra que os melhores desempenhos em eficiência energética são alcançados com a operação *dual-fuel*, particularmente com a mistura de 75% metano com etanol e 50% metano com gasolina. Além disso, pode-se observar que misturas etanol-metano geralmente apresentaram maior eficiência de conversão do combustível em comparação com misturas gasolina-metano. Embora isso possa parecer contraintuitivo à primeira vista, dado que a taxa de compressão do motor está mais próxima da ideal para a gasolina do que para o etanol, a explicação está no número de octanas mais elevado do etanol em relação à gasolina. Ademais, a eficiência de conversão é normalizada pelo PCI, o que exclui o impacto da menor densidade energética do etanol.

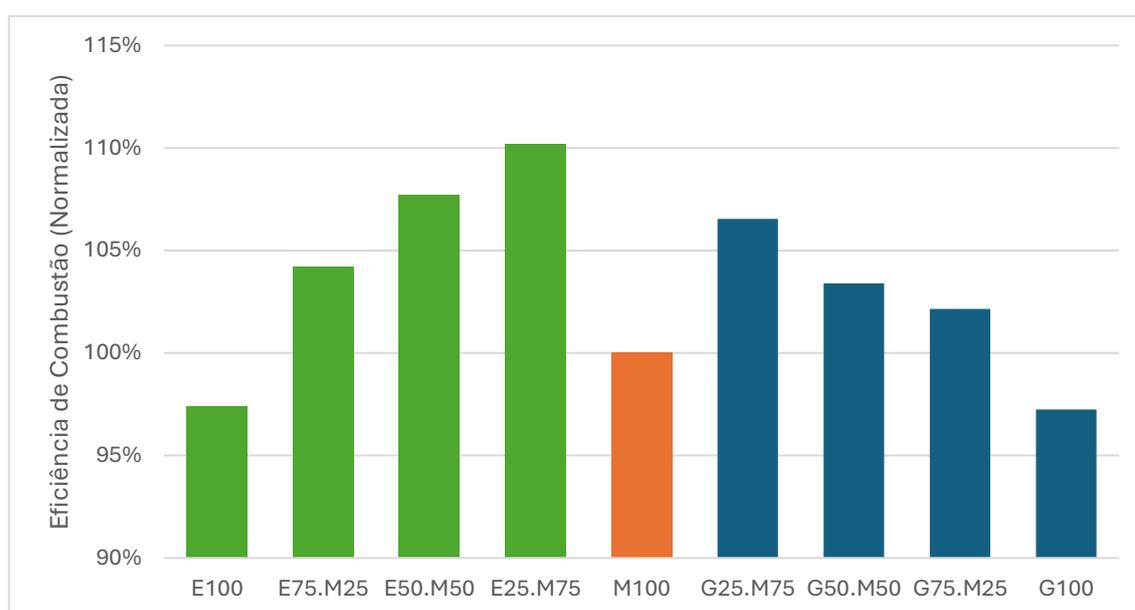
É importante destacar também que a eficiência de combustão do motor durante a operação com metano é negativamente afetada por dois fatores interrelacionados: o avanço significativo da ignição necessário para alcançar o ponto ideal de combustão (CA50) e a abertura das válvulas de escape em momento não ideal durante a fase ativa da combustão. Esses efeitos tornam-se mais evidentes em regimes de maior rotação e carga.

A queda observada na eficiência de combustão em altas rotações pode, ainda, indicar a presença de uma estratégia deliberada de redução de desempenho da turbina, implementada na calibração da ECU. Essa medida, provavelmente adotada para evitar que o turbocompressor ultrapasse uma rotação limite de projeto (que seria exigida para uma operação ideal com metano), é essencial para a proteção do hardware, mas impõe uma limitação adicional ao potencial de desempenho do combustível.

### 4.3. Resultados obtidos pela simulação de ciclos de condução

Ao comparar os resultados da eficiência energética do motor, considerando uma média ponderada em relação à quilometragem dos ciclos, observa-se o resultado mostrado na Figura 39:

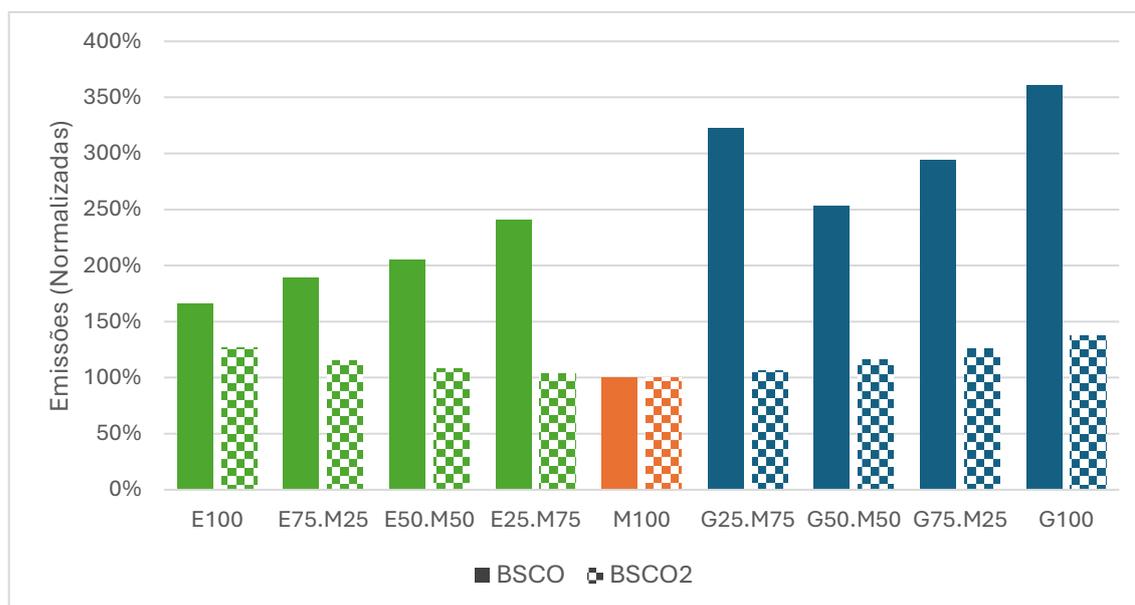
Figura 39 - Eficiência de combustão média do motor no ciclo de condução, normalizado pelos valores obtidos apenas com o motor operando com metano



Fonte: o autor.

Esse resultado é particularmente notável, pois demonstra que a eficiência do motor utilizando exclusivamente metano foi significativamente inferior em comparação com todos os outros casos operando em modo *dual-fuel*. Vale a pena destacar, ainda, que os veículos abastecidos com misturas contendo metano foram simulados com um peso adicional de 100 kg, representando a adaptação necessária para o sistema de armazenamento e abastecimento do gás.

Em termos de emissões, o estudo revelou que os níveis de BSCO e BSCO<sub>2</sub> ficam em seus níveis mais baixos quando a mistura de combustível é 100% metano, como mostra a Figura 40:

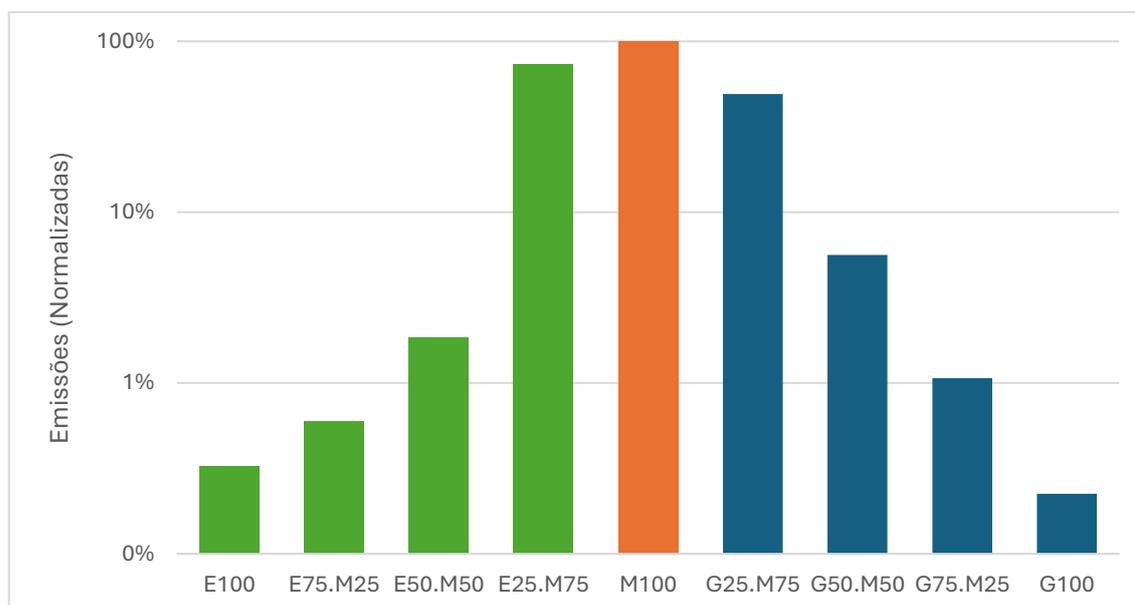
Figura 40 - BSCO e BSCO<sub>2</sub> normalizados em relação aos valores obtidos com metano

Fonte: o autor.

Os resultados para CO<sub>2</sub> dão alinhados às expectativas iniciais, já que Da Costa *et al.* (2020) também relataram uma redução significativa nos poluentes emitidos com a implementação do combustível dual. O aumento nas emissões de CO, por sua vez, indica a ocorrência de combustão incompleta de etanol e gasolina ao longo do ciclo, mesmo com a calibração ajustada para um MBF<sub>50</sub> similar ao observado no motor em condições experimentais. Esse comportamento pode estar associado a fatores como mistura ar-combustível não ideal, formação de zonas ricas ou limitações na homogeneidade da mistura, contribuindo para uma maior formação de monóxido de carbono.

Além disso, essas emissões destacam a necessidade de estratégias de controle mais eficazes para otimizar o processo de combustão e mitigar os impactos ambientais. Uma dinâmica semelhante foi observada nas emissões de HC, ilustrado na Figura 41, que foram significativamente reduzidas em uma condição oposta, quando o motor operou sem a presença de metano na mistura.

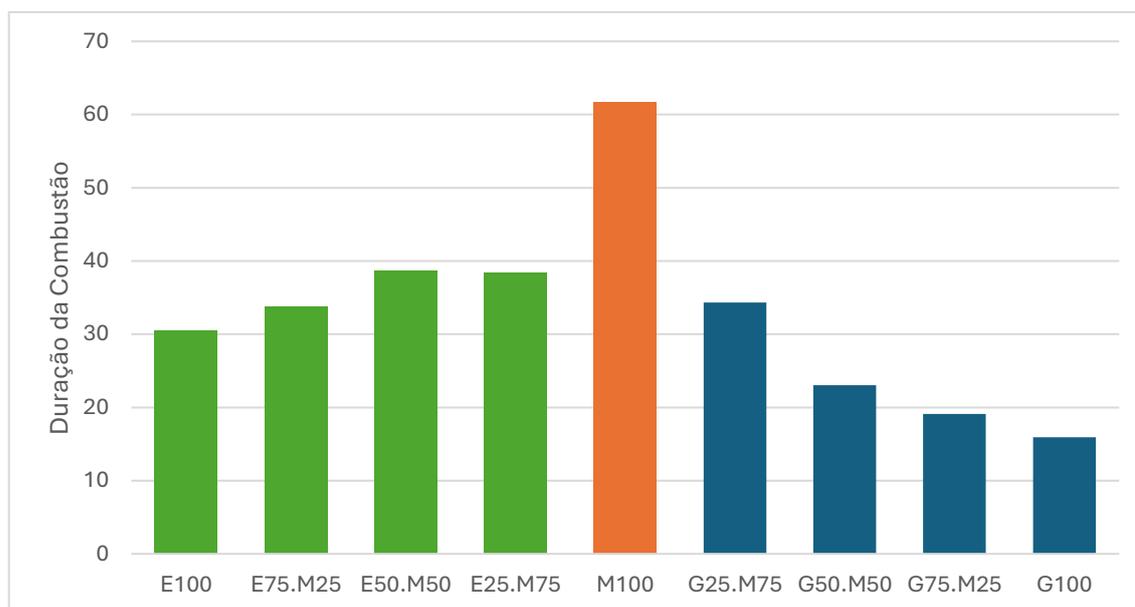
Figura 41 - BSHC normalizado em relação aos valores obtidos com metano



Fonte: o autor.

Como sugeriu Heywood (2018), o aumento nas emissões de hidrocarbonetos pode ser atribuído à combustão prolongada de metano, já que a válvula de exaustão abre antes da combustão completa do combustível, liberando metano não queimado, indicando uma combustão incompleta durante a operação do motor. Isso corrobora a hipótese de que as válvulas de escape se abrem em um momento não ideal durante a fase ativa da combustão, uma condição indesejável, porém esperada, em razão da maior resistência do metano à ignição e à queima completa.

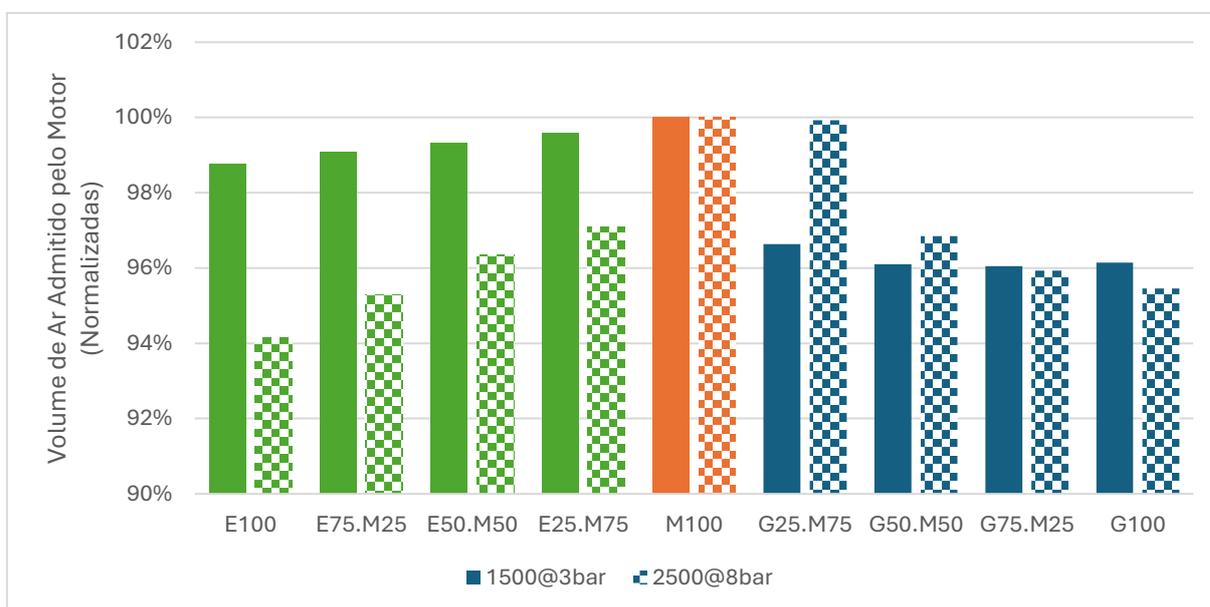
Para compreender este fenômeno melhor, foi necessário recorrer aos resultados obtidos pelo motor. Como a Figura 42 mostra, a combustão de metano durou quase o dobro do tempo que a do etanol e quase o triplo que a da gasolina. Contudo, a operação *dual-fuel* pode mitigar essas desvantagens ao permitir uma combustão mais rápida e completa, melhorando a eficiência térmica em comparação com operações de 100% de metano.

Figura 42 - Duração da combustão ( $MBF_{90}$ ) pelo ângulo do virabrequim a 2500 RPM e 3 bar BMEP

Fonte: o autor.

Como Huang *et al.* (2009) destacaram, a baixa velocidade de queima do metano e alta temperatura de ignição prolongaram a duração da combustão e levam a uma combustão incompleta, reduzindo assim a eficiência térmica, aumentando as emissões de HC e CO não queimados e causando variações significativas de ciclo para ciclo. Embora essas características possam melhorar a eficiência da combustão (HEYWOOD, 2018), também exigem que o motor opere com misturas de combustível mais pobres. Considerando que todas as simulações foram conduzidas sob condições de mistura idealizadas, isso também poderia explicar o aumento observado nas emissões de hidrocarbonetos. Além disso, os dados indicam que o aumento da concentração de metano na mistura tende a desacelerar a combustão, reduzindo sua eficiência de combustão.

Figura 43 - Volume de ar admitido pelo motor em pontos específicos de funcionamento normalizado em relação aos valores obtidos com metano



Fonte: o autor.

Por fim, o desempenho do motor foi analisado também com base na avaliação do consumo de ar, ilustrado na Figura 43. A análise indicou que o aumento da concentração de metano na mistura de combustível exige uma maior vazão de ar, com este efeito tornando-se mais pronunciado em cargas mais altas e quando se utiliza uma mistura apenas de metano. Este achado demonstra que o equilíbrio custo-benefício *dual-fuel* entre eficiência e desempenho reside dentro de uma faixa específica de mistura de etanol-metano. É importante enfatizar que a proporção de metano na mistura de combustível pode ser ajustada dinamicamente durante a operação para otimizar o desempenho, a eficiência energética ou as emissões em condições operacionais variáveis.

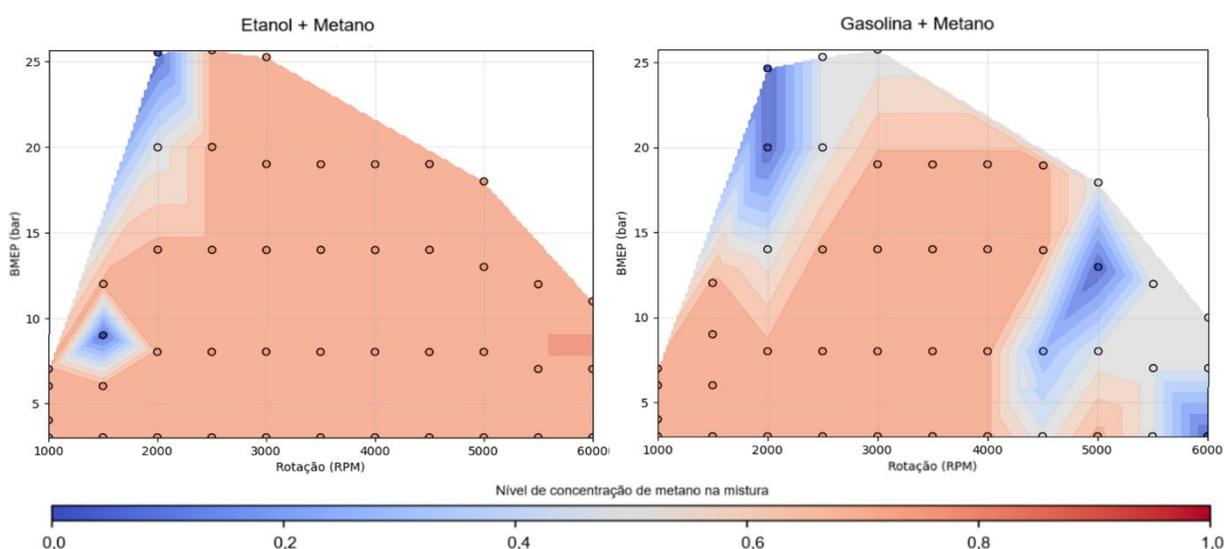
#### 4.4. Resultados obtidos com misturas otimizadas para ciclo

A análise dos dados obtidos por meio das simulações unidimensionais revela que, ao considerar a eficiência do motor, cada um dos 45 pontos operacionais apresenta uma proporção ideal de substituição de metano, tanto para misturas etanol-metano quanto para misturas gasolina-metano. No caso da mistura etanol-metano,

observa-se que, em grande parte dos 45 pontos, a substituição de 75% de metano resulta no melhor desempenho em termos de consumo de combustível. Entretanto, esse comportamento não é unânime, já que alguns pontos apresentam desempenhos semelhantes para diferentes proporções. Por outro lado, para a mistura gasolina-metano, os resultados são ainda mais heterogêneos, com a proporção ideal de substituição variando significativamente entre os pontos analisados.

Esses resultados evidenciam a oportunidade de desenvolver um mapa otimizado de substituição de metano, que poderá ser utilizado para maximizar a eficiência do motor em função das condições operacionais específicas, como apresentada na Figura 44, consolidando as melhores proporções de substituição para cada ponto avaliado.

Figura 44 - Mapa otimizado quanto a substituição de metano na mistura



Fonte: o autor.

O gráfico demonstra que, ao longo da faixa de operação do motor, a taxa de substituição de metano na mistura varia de 0% a 75% tanto para o etanol quanto para a gasolina. Além disso, é evidente que, em ambos os casos, o aumento da carga do motor reduz o nível de substituição de metano na mistura. Isso pode ser explicado pela elevada razão ar-combustível exigida pelo metano, que é difícil de manter em altas cargas, fazendo com que esses pontos percam eficiência. Além disso, como discutido anteriormente, a velocidade de chama mais lenta do metano em comparação

ao etanol e à gasolina pode comprometer a eficiência da combustão, especialmente em altas rotações ou cargas elevadas do motor (HEYWOOD, 2018). Ademais, sua menor liberação de energia por ciclo pode reduzir a pressão no coletor de escape, prejudicando a eficiência do turbocompressor e potencialmente desencadeando um ciclo de diminuição de pressão de exaustão, que degrada ainda mais a eficiência quando o metano é incorporado à mistura de combustível.

Seguindo a mesma lógica, é possível desenvolver diversos outros mapas de motor voltados para a otimização de diferentes parâmetros operacionais. Por exemplo, podem ser elaborados mapas que minimizem as emissões de CO<sub>2</sub> ou de HC para a atmosfera, ou ainda mapas projetados para maximizar o torque de saída do motor. Esses diferentes mapas oferecem maior controle sobre o funcionamento do motor, permitindo ajustar sua operação de acordo com objetivos específicos, seja para atender regulamentações ambientais, melhorar o desempenho ou minimizar o consumo de combustível.

## 5. CONCLUSÕES

Os resultados deste estudo indicam que a tecnologia dual-fuel apresenta viabilidade para aplicação em veículos de passeio, mesmo quando consideradas desvantagens inerentes, como o aumento de massa veicular decorrente da incorporação de sistemas adicionais de combustível. Ressalta-se, ainda, que o uso do metano como combustível automotivo já é uma realidade em diversos contextos, sendo que a tecnologia dual-fuel representa uma estratégia promissora para ampliar sua aplicabilidade, especialmente em cenários de transição para uma matriz energética mais limpa.

Inicialmente, foram desenvolvidas simulações unidimensionais do motor em diferentes proporções de misturas de etanol, gasolina e metano, viabilizando a calibração dos modelos e permitindo a representação adequada do comportamento da combustão em regime estacionário. Em seguida, simulações de ciclos de condução foram implementadas com base na metodologia da ABNT, possibilitando a avaliação do consumo energético e das emissões de poluentes ao longo do uso veicular. Com isso, foi possível realizar uma análise comparativa entre o desempenho de um veículo operando no modo *dual-fuel* e aquele abastecido exclusivamente com combustíveis líquidos, permitindo uma avaliação crítica de sua viabilidade sob os aspectos técnico, energético e ambiental. Os resultados indicaram que a tecnologia *dual-fuel* é capaz de mitigar as perdas de desempenho frequentemente associadas ao uso isolado de metano em motores, evidenciando seu potencial como solução equilibrada entre eficiência e sustentabilidade.

Além disso, a possibilidade de ajustar dinamicamente as proporções entre os combustíveis durante a operação do veículo foi explorada por meio de mapas de otimização para orientar o uso de consumo transiente, permitindo o equilíbrio entre desempenho, emissões e eficiência energética. Essa abordagem oferece maior versatilidade operacional, adaptando-se a diferentes condições de condução e objetivos específicos.

Apesar dos avanços, algumas limitações foram identificadas. A ausência de simulações em regime transiente para as proporções de mistura de combustíveis impediu uma análise detalhada dos impactos em consumo e emissões nessas condições. Esse é um aspecto que requer maior atenção em estudos futuros,

especialmente considerando a relevância de condições transitórias na operação veicular. Ainda assim, a metodologia adotada demonstrou-se eficaz na simulação de um veículo considerando o motor estudado, fornecendo noções claras sobre o funcionamento do sistema *dual-fuel* e permitindo uma avaliação preliminar consistente do seu desempenho energético e ambiental.

Os resultados apontaram para uma redução potencial de até 10% no consumo energético do veículo, além de diminuições de até 25% na pegada de carbono em comparação com combustíveis fósseis convencionais. As evidências obtidas demonstram que a implementação de sistemas *dual-fuel* não apenas eleva a eficiência energética, como também contribui para a sustentabilidade no setor automotivo ao viabilizar a integração de fontes renováveis de energia.

### **5.1. Sugestões de trabalhos futuros**

Pesquisas futuras devem explorar o uso do hidrogênio como alternativa ao metano em configurações *dual-fuel*, considerando sua crescente disponibilidade e o interesse por combustíveis mais limpos e sustentáveis (MALAQUIAS, DA COSTA, *et al.*, 2021), (AMARAL, MALAQUIAS, *et al.*, 2024). Para veículos de passeio, também recomenda-se investigar sistemas *dual-fuel* que combinem exclusivamente gasolina e etanol, com foco no potencial de redução de emissões e no aprimoramento da eficiência energética dessas misturas. Finalmente, para veículos pesados, sugere-se a avaliação da viabilidade do uso de *dual-fuel* como alternativa ao Arla 32 (Agente Redutor Líquido Automotivo, utilizado em veículos a diesel no sistema de escape do veículo para reduzir a emissão de gases poluentes, especialmente NO<sub>x</sub>) em sistemas de pós-tratamento de gases em trens de força a diesel, buscando soluções que reduzam custos operacionais e simplifiquem o controle de emissões.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABNT. **Veículos rodoviários automotores leves - Medição do consumo de combustível - Método de ensaio.** [S.l.]: [s.n.], 2010.

ABNT. **Veículos rodoviários automotores leves - Determinação de hidrocarbonetos, monóxido de carbono, óxidos de nitrogênio, dióxido de carbono e material particulado no gás de escapamento.** [S.l.]: [s.n.], 2012.

AMARAL, L. V. et al. **Determinação da Eficiência de Conversão de Energia de um Moto gerador Operando em Modo Dual Fuel com Biogás e Etanol.** Congresso Nacional de Engenharia Mecânica (CREEM). Ilhéus - BRA: ABCM. 2019. p. 8.

AMARAL, L. V. et al. Combustion and specific fuel consumption evaluation of a single-cylinder engine fueled with ethanol, gasoline, and a hydrogen-rich mixture. **Case Studies in Thermal Engineering**, 57, 2024. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2214157X24003472?via%3Dihub>>.

AMIRANTE, R. et al. Laminar flame speed correlations for methane, ethane, propane and their mixtures, and natural gas and gasoline for spark-ignition engine simulations. **International Journal of Engine Research**, Bari - ITA, 9, 2017. 951-970. Disponível em: <[https://www.researchgate.net/publication/318794643\\_Laminar\\_flame\\_speed\\_correlations\\_for\\_methane\\_ethane\\_propane\\_and\\_their\\_mixtures\\_and\\_natural\\_gas\\_and\\_gasoline\\_for\\_spark-ignition\\_engine\\_simulations](https://www.researchgate.net/publication/318794643_Laminar_flame_speed_correlations_for_methane_ethane_propane_and_their_mixtures_and_natural_gas_and_gasoline_for_spark-ignition_engine_simulations)>.

AMORIM, R. J. et al. **Spark ignition engine performance using several alcohol concentrations in gasoline and CNG.** SAE Brasil 2005 Congress and Exhibit. [S.l.]: [s.n.]. 2005.

ANAND, G. et al. Artificial Neural Networks for Prediction of Efficiency and NOx Emission of a Spark Ignition Engine. **SAE Technical Paper**, 2006.

ANFAVEA. **O caminho da descarbonização do setor automotivo no Brasil.** Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores. [S.l.], p. 67. 2021.

ANP. FATORES DE CONVERSÃO, DENSIDADES E PODERES CALORÍFICOS INFERIORES - Valores médios para o ano de 2019. **Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis do Brasil**, 2019. Disponível em: <<https://www.gov.br/anp/pt-br/centrais-de-conteudo/publicacoes/anuario-estatistico/arquivos-anuario-estatistico-2020/anuario-2020-fatores-conversao.pdf>>. Acesso em: 26 Outubro 2024.

AVL. AVL DynoFORCE™ ASM for Engine Testing. **AVL E-Mobility Testing Solutions – Brochure**, 2024. Disponível em: <<https://www.avl.com/en/form/custom-downloads?download=20256> AVL DynoFORCE™ ASM | AVL>. Acesso em: 16 Dezembro 2024.

BAÊTA, J. G. C. **Metodologia Experimental para a Maximização do Desempenho de um Motor Multicombustível Turboalimentado sem Prejuízo à Eficiência Energética Global**. Belo Horizonte, BRA: Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais, 2006.

BRASIL. DECRETO Nº 7.819, DE 3 DE OUTUBRO DE 2012. **Casa Civil - Subchefia para Assuntos Jurídicos**, Brasília - BRA, 2012. Disponível em: <[https://www.planalto.gov.br/ccivil\\_03/\\_ato2011-2014/2012/decreto/d7819.htm#:~:text=DECRETO%20N%C2%BA%207.819%2C%20DE%20OUTUBRO%20DE%202012&text=Regulamenta%20os%20arts.,%2DAUTO%2C%20e%20os%20arts.](https://www.planalto.gov.br/ccivil_03/_ato2011-2014/2012/decreto/d7819.htm#:~:text=DECRETO%20N%C2%BA%207.819%2C%20DE%20OUTUBRO%20DE%202012&text=Regulamenta%20os%20arts.,%2DAUTO%2C%20e%20os%20arts.)>.

BRASIL. LEI Nº 13.576, DE 26 DE DEZEMBRO DE 2017. **Secretaria-Geral - Subchefia para Assuntos Jurídicos**, Brasília - BRA, 2017. Disponível em: <[https://www.planalto.gov.br/ccivil\\_03/\\_ato2015-2018/2017/lei/l13576.htm](https://www.planalto.gov.br/ccivil_03/_ato2015-2018/2017/lei/l13576.htm)>.

BRASIL. LEI Nº 14.993, DE 8 DE OUTUBRO DE 2024. **Secretaria Especial para Assuntos Jurídicos**, Brasília - BRA, 2024. Disponível em: <[https://www.planalto.gov.br/ccivil\\_03/\\_ato2023-2026/2024/lei/l14993.htm](https://www.planalto.gov.br/ccivil_03/_ato2023-2026/2024/lei/l14993.htm)>. Acesso em: 14 Outubro 2024.

CATAPANO, F. et al. Particle Formation and Emissions in an Optical Small Displacement SI Engine Dual Fueled with CNG DI and Gasoline PFI. **SAE Technical Paper**, 2017. Disponível em: <<https://www.sae.org/publications/technical-papers/content/2017-24-0092/>>.

CHEN, H. et al. Experimental investigation on performance and combustion characteristics of spark-ignition dual-fuel engine fueled with methanol/natural gas. **Applied Thermal Engineering**, 150, 2019. 164-174. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431118341619>>.

CHEN, L.; SHIGA, S.; ARAKI, M. Combustion Characteristics of an SI Engine Fueled with H<sub>2</sub>-CO Blended Fuel and Diluted by CO<sub>2</sub>. **International Journal of Hydrogen Energy**, 37, n. 19, 2012. 14632-14639. Disponível em: <[https://resolver.scholarsportal.info/resolve/03603199/v37i0019/14632\\_ccoasebfadb.c.xml](https://resolver.scholarsportal.info/resolve/03603199/v37i0019/14632_ccoasebfadb.c.xml)>.

CONAMA. **RESOLUÇÃO CONAMA nº 18**. Conselho Nacional do Meio Ambiente. Brasília - BRA, p. 13. 1986.

COPERNICUS - EUROPEAN COMMISSION. October 2023: Exceptional temperature anomalies - 2023 virtually certain to be warmest year on record. **Copernicus**, 2023. Disponível em: <<https://climate.copernicus.eu/copernicus-october-2023-exceptional-temperature-anomalies-2023-virtually-certain-be-warmest-year>>. Acesso em: 14 Outubro 2024.

CROOKES, R. J. Comparative Bio-fuel Performance in Internal Combustion Engines. **Biomass and Bioenergy**, 30, 2006. 461-468.

DA COSTA, R. B. **Estudo experimental da tecnologia dual-fuel em motor de combustão interna utilizando biogás, GNV e etanol**. Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte - BRA, p. 158. 2017.

DA COSTA, R. B. 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**, Belo Horizonte, BRA, 261, 2020.

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**, 195, 2019. 1187-1198.

DA SILVA, E. R.; DA SILVA, R. R. H. **Álcool e Gasolina: Combustíveis do Brasil**. 5ª. ed. São Paulo: Scipione, 1997. 72 p.

DANIEL, R. et al. Gaseous and particulate matter emissions of biofuel blends in dual-injection compared to direct-injection and port injection, p. 10, 2013. Disponível em: <<https://pdf.sciencedirectassets.com/271429/1-s2.0-S0306261913X00029/1-s2.0-S0306261912008136/main.pdf?X-Amz-Security-Token=IQoJb3JpZ2luX2VjEEQaCXVzLWVhc3QtMSJIMEYCIQCx61%2BZUYEAAEpkj5VOErgelxrLI185cDLkNq1YmKYqbAlhAK3ALXaulbjDg%2BP4UVsxxuV5qKGOyd353muRLGk6>>.

DE CASTRO, B. H. R.; BARROS, D. C.; DA VEIGA, S. G. Baterias automotivas: panorama da indústria no Brasil, as novas tecnologias e como os veículos elétricos podem transformar o mercado global. **BNDES Setorial**, 2013. Disponível em: <<http://web.bndes.gov.br/bib/jspui/handle/1408/1511>>.

DE SÁ, L. R. V. et al. Pentoses, hexoses and glycerin as substrates for biohydrogen production: an approach for Brazilian biofuel integration. **International Journal of Hydrogen Energy**, 38, 2013. 2986-2997.

EHSANI, M. et al. **Modern electric, hybrid electric, and fuel cell vehicles**. Boca Raton - EUA: CRC Press, 2018.

EPA. Clean Air Act Requirements and History. **United States Environmental Protection Agency**, 2024. Disponível em: <<https://www.epa.gov/clean-air-act-overview/clean-air-act-requirements-and-history>>. Acesso em: 11 Outubro 2024.

FENABRAVE. **Informativo - Emplacamentos: Dezembro de 2023**. Federação Nacional da Distribuição de Veículos Automotores. São Paulo - BRA. 2024.

FGV ENERGIA. Gás natural. **FGV Energia**, 2014. ISSN ISSN 2358-5277. Disponível em: <[https://fgvenergia.fgv.br/sites/fgvenergia.fgv.br/files/caderno\\_fgv\\_energia\\_-\\_gas\\_natural\\_ok\\_19\\_11\\_14\\_0.pdf](https://fgvenergia.fgv.br/sites/fgvenergia.fgv.br/files/caderno_fgv_energia_-_gas_natural_ok_19_11_14_0.pdf)>.

GAMMA TECHNOLOGIES. **GT-Suite User Manual**. Gamma Technologies. [S.I.]. 2016.

GAMMA TECHNOLOGIES. Overview of GT-SUITE Applications, 2024. Disponível em: <<https://www.gtisoft.com/gt-suite-applications/overview-of-gt-suite->

applications/#:~:text=GT%2DSUITE%20is%20a%20multi,models%20of%20almost%20unlimited%20variety>. Acesso em: 19 Outubro 2024.

GASMIG. Composição do Gás Natural. **GASMIG**, 2024. Disponível em: <<https://gasmig.com.br/composicao/>>. Acesso em: 18 Outubro 2024.

GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. Warrendale - EUA: Society of Automotive Engineers, 1992. ISBN 9781560911999. Disponível em: <<https://books.google.com.br/books?id=L6xd0nx5KbwC>>.

GONG, C. et al. Effects of injection timing of methanol and LPG proportion on cold start characteristics of SI methanol engine with LPG enriched port injection under cycle-by-cycle control. **Energy**, 144, 2018. 54-60. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544217320327>>.

HEYWOOD, J. B. **Internal Combustion Engine Fundamentals, 2nd ed.** Nova York, EUA: McGraw Hill Professional, 2018.

HINTON, N.; STONE, R. Laminar Burning Velocity Measurements of Methane and Carbon Dioxide Mixtures (Biogas) Over Wide Ranging Temperatures and Pressures. **Fuel**, 116, 2014. 743-750.

HORIBA. Engine Test Systems. **Horiba Automotive**, 2017. Disponível em: <<http://www.horiba.com/automotive-test-systems/products/mechatronic-systems/engine-test-systems/details/titan-s-510/>>. Acesso em: 27 Outubro 2024.

HUANG, B. et al. Cycle-by-cycle variations in a spark ignition engine fueled with natural gas-hydrogen blends combined with EGR. **International Journal of Hydrogen Energy**, 24, n. 19, 2009. 8405-8414. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360319909012440>>. Acesso em: 24 set. 2024.

HUANG, Y. et al. Dual injection: an effective and efficient technology to use renewable fuels in spark ignition engines. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Sydney, AUS, 2021. 110921. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032121002148>>.

IARC. **World Cancer Report: Cancer Research for Cancer Prevention**. [S.I.]: WHI, 2020. Disponível em: <<https://publications.iarc.fr/586>>.

IBAMA. Instrução Normativa nº 22 de 24 de setembro de 2020. **Diário Oficial da União (DOU)**, Brasília - BRA, Setembro 2020. Disponível em: <<https://www.in.gov.br/web/dou/-/instrucao-normativa-n-22-de-24-de-setembro-de-2020-280059966>>.

IBGE. **Mapa - Cana-de-açúcar - Valor da produção (Mil Reais)**. IBGE. Brasília - BRA. 2023.

IEA. **Net Zero Roadmap: A Global Pathway to Keep the 1.5 °C Goal in Reach**. International Energy Agency. [S.I.], p. 226. 2023.

INGERSOLL, J. G. **Natural Gas Vehicles**. Lilburn: The Fairmont Press, Inc., 1995. 468 p.

INMETRO. nmetro atualiza tabela de eficiência energética com sete novos modelos de carros. **Portal Gov.br**, 2024. Disponível em: <<https://www.gov.br/inmetro/pt-br/centrais-de-conteudo/noticias/inmetro-atualiza-tabela-de-eficiencia-energetica-com-sete-novos-modelos-de-carros>>. Acesso em: 19 Outubro 2024.

INMETRO. PROGRAMA BRASILEIRO DE ETIQUETAGEM VEICULAR - PBEV. **Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia**, 2024. Disponível em: <<https://www.gov.br/inmetro/pt-br/assuntos/avaliacao-da-conformidade/programa-brasileiro-de-etiquetagem/tabelas-de-eficiencia-energetica/veiculos-autom>>. Acesso em: 26 Outubro 2024.

INSTITUTO BRASILEIRO DE PETRÓLEO E GÁS. Evolução das vendas de combustíveis líquidos. **Instituto Brasileiro de Petróleo e Gás**, Abril 2023. Disponível em: <<https://www.ibp.org.br/observatorio-do-setor/snapshots/evolucao-das-vendas-de-combustiveis-liquidos/>>. Acesso em: 06 Outubro 2024.

JEONG, C. et al. Generating Efficiency and Emissions of a Spark-Ignition Gas Engine Generator Fuelled with Biogas–Hydrogen Blends. **International Journal of Hydrogen Energy**, 34, n. 23, 2009. 9620-9627. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360319909015390>>.

KARLSSON, H.; GÄSSTE, J.; ÅSMAN, P. Regulated and Non-regulated Emissions from Euro 4 Alternative Fuel Vehicles. **2008 SAE International Powertrains, Fuels and Lubricants Congress**, 2008. 12.

KATO, K. et al. **Development of Engine for Natural Gas Vehicle**. [S.l.]: [s.n.], 1999. 11 p. ISBN 1999-01-0574.

KÜHLWEIN, J.; GERMAN, J.; BANDIVADEKAR, A. Development of test cycle conversion factors among worldwide light duty vehicle CO<sub>2</sub> emission standards. **ICCT - International Council on Clean Transportation**, 2014. Disponível em: <<https://theicct.org/publication/development-of-test-cycle-conversion-factors-among-worldwide-light-duty-vehicle-co2-emission-standards/>>. Acesso em: 27 Outubro 2017.

KÜHLWEIN, J.; GERMAN, J.; BANDIVADEKAR, A. Development of test cycle conversion factors among worldwide light duty vehicle CO<sub>2</sub> emission standards., Washington - EUA, 2014. Disponível em: <[https://theicct.org/sites/default/files/publications/ICCT\\_LDV-test-cycle-conversionfactors\\_sept2014.pdf](https://theicct.org/sites/default/files/publications/ICCT_LDV-test-cycle-conversionfactors_sept2014.pdf)>. Acesso em: 25 dez. 2024.

LEE, K. et al. Generating Efficiency and NO<sub>x</sub> Emissions of a Gas Engine Generator Fueled with a Biogas–Hydrogen Blend and Using an Exhaust Gas Recirculation System. **International Journal of Hydrogen Energy**, 35, n. 11, 2010. 5723-5730. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360319910005574>>.

LI, X. et al. Exploring the potential benefits of Ethanol Direct Injection (EDI) timing and pressure on particulate emission characteristics in a Dual-Fuel Spark Ignition (DFSI) engine. **Journal of Cleaner Production**, Luton - GBR, 2022.

MALAQUIAS, A. C. T. et al. A review of dual-fuel combustion mode in spark-ignition engines. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, 2021.

MALAQUIAS, A. C. T.; NETTO, N. A. D.; FILHO, F. A. R. The misleading total replacement of internal combustion engines by electric motors and a study of the Brazilian ethanol importance for the sustainable future of mobility: a review. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, v. 41, p. 567, 2019.

MAPA. **Balanco Nacional da Cana-de-açúcar e Agroenergia**: 2007. Brasília - BRA: [s.n.], 2008. 140 p. Disponível em: <[https://www.gov.br/agricultura/pt-br/assuntos/sustentabilidade/agroenergia/arquivos-balanco-nacional-da-cana-de-acucar-e-agroenergia-2007.pdf/@download/file](https://www.gov.br/agricultura/pt-br/assuntos/sustentabilidade/agroenergia/arquivos-balanco-nacional-da-cana-de-acucar-e-agroenergia-2007/balanco-nacional-da-cana-de-acucar-e-agroenergia-2007.pdf/@download/file)>. Acesso em: 08 Outubro 2024.

MATHWORKS INC. Statistics and Machine Learning Toolbox. Version R2023a., 2022. Disponível em: <<https://www.mathworks.com/help/stats/>>. Acesso em: 10 Outubro 2024.

MDIC. Rota 2030 – Mobilidade e Logística. **Portal Gov.br**, 2020. Disponível em: <<https://www.gov.br/mdic/pt-br/assuntos/competitividade-industrial/setor-automotivo/rota-2030-mobilidade-e-logistica>>. Acesso em: 19 Outubro 2024.

MURTA, M. H. N. **Simulação do Ciclo Padrão de Emissões US FTP-75 (NBR6601) em Dinamômetro de Bancada**. Belo Horizonte, BRA: [s.n.], 2008.

NASA. NASA Climate Change: Causes. **NASA**, 2024. Disponível em: <<https://science.nasa.gov/climate-change/causes/>>. Acesso em: 18 Outubro 2024.

PAPAGIANNAKIS, R. G.; ZANNIS, T. C. Thermodynamic Analysis of Combustion and Pollutants Formation in a Wood-Gas Spark-Ignited Heavy-Duty Engine. **International Journal of Hydrogen Energy**, 38, n. 28, 2013. 12446-12464.

PARK, C. et al. Effects of EGR on Performance of Engines with Spark Gap Projection and Fueled by Biogas–Hydrogen Blends. **International Journal of Hydrogen Energy**, 37, 2012. 14640-14648.

PASA, G. D. et al. Efficient Estimation of Laminar Flame Speed in Dual-Fuel SI Engines: A Simplified Methodology for 1-D Predictive Combustion Simulation. **SAE International**, Belo Horizonte - BRA, 2024. 8.

PCFV. **Light Duty Vehicle Emissions Standards**. Partnership for Clean Fuels and Vehicles. [S.I.]. 2024.

PEREIRA, M. L. Análise de Gases: Apostila técnica. In: \_\_\_\_\_ **Treinamento Técnico Automotivo**. Belo Horizonte - BRA: [s.n.], 2001. p. 18.

PORPATHAM, E.; RAMESH, A.; NAGALINGAM, B. Effect of Hydrogen Addition on the Performance of a Biogas Fuelled Spark Ignition Engine. **International Journal of Hydrogen Energy**, 32, 2007. 2057-2065.

PORPATHAM, E.; RAMESH, A.; NAGALINGAM, B. Effect of Swirl on the Performance and Combustion of a Biogas Fuelled Spark Ignition Engine. **Energy Conversion and Management**, 76, 2013. 463-471.

POURESMAEILI, M. A.; AGHAYAN, I.; ALI TAGHIZADEH, S. Development of Mashhad driving cycle for passenger car to model vehicle exhaust emissions calibrated using on-board measurements. **Sustainable Cities and Society**, 36, 2018. 12-20. Disponivel em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S221067071730728X>>.

PULKRABEK, W. W. **Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine**. Upper Saddle River, EUA: Prentice-Hall, Inc., 1997.

QIAN, Y. et al. Review of the State-of-the-Art of Biogas Combustion Mechanisms and Applications in Internal Combustion Engines. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, 69, 2017. 50-58.

RAKOPOULOS, C.; MICHOS, C.; GIAKOUMIS, E. Thermodynamic Analysis of a Spark Ignition Engine Fueled with Biomass Fuel and Hydrogen Blends. **SAE World Congress & Exhibition**, Detroit, EUA, 2, n. 1, 20 Abril 2008. 880-910. Disponivel em: <<https://www.sae.org/publications/collections/content/E-JOURNAL-03/>>.

REIF, K. **Gasoline Engine Management**. Wiesbaden, ALE: Springer Fachmedien Wiesbaden, Imprint: Springer Vieweg, 2015.

ROSO, V. R.; MARTINS, M. E. S. **Evaluation of a Real-World Driving Cycle and its Impacts on Fuel Consumption and Emissions**. 24th SAE Brasil International Congress and Display. [S.l.]: [s.n.]. 2015. p. 10.

SANTOS, N. D. S. A. et al. Internal combustion engines and biofuels: Examining why this robust combination should not be ignored for future sustainable transportation. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, p. 111292, 2021.

SENECAL, K.; LEACH, F. **Racing Toward Zero: The Untold Story of Driving Green**. Warrendale - EUA: SAE International, 2021.

SENGUR, O.; AKGUL, D.; CALLI, B. In situ methane enrichment with vacuum application to produce biogas with higher methane content. **Environmental Science and Pollution Research**, 07 Junho 2024. 12.

SOBERANIS, M. A. E.; FERNANDEZ, A. M. A review on the technical adaptations for internal combustion engines to operate with gas/hydrogen mixtures. **International Journal of Hydrogen Energy**, 35, 2010. 12134-12140.

STELLANTIS. The Stellantis plant in Betim is on the launch pad to produce global family of turbo engines. **Media Website - Stellantis**, 2021. Disponivel em: <The

Stellantis plant in Betim is on the launch pad to produce global family of turbo engines>. Acesso em: 27 Outubro 2024.

UNICA. **Do Álcool ao Etanol**. UNICA - União da Indústria de Cana-de-Açúcar e Bioenergia. São Paulo - BRA. 2010.

VAN BASSHUYSEN, R.; SCHÄFER, F. **Internal Combustion Engine Handbook: Basics, Components, Systems and Perspectives**. Warrendale, EUA: Society of Automotive Engineers, 2004.

WHISTON, P. et al. Turbulent Burning Velocity of a Simulated Biogas Combustion in a Spark Ignition Engine. **SAE Technical Paper**, 1992.

WRI. World Greenhouse Gas Emissions: 2020. **World Resources Institute**, 2020. Disponível em: <<https://www.wri.org/data/world-greenhouse-gas-emissions-2020>>. Acesso em: 19 Outubro 2024.

YADAV, S. D.; KUMAR, B.; THIPSE, S. S. Characteristics of Biogas Operated Automotive SI Engine to Reduce Exhaust Emission for Green Development. **Symposium on International Automotive Technology 2013**, 2013.

YANG, Z. Improving the conversions between the various passenger vehicle fuel economy/CO<sub>2</sub> emission standards around the world. **The International Council on Clean Transportation**, 03 Dezembro 2014. Acesso em: 19 Outubro 2024.

## ANEXO I - CALIBRAÇÃO DO DINAMÔMETRO STELLANTIS

STELLANTIS		Relatório Confirmação Metrológica de Calibrações Externas				DPW.TRF.002-A	
							Pág.: 1 de 1
<b>EQUIPAMENTO</b>							
Nome equipamento :	Dinamômetro						
Código do EIME :	371633010						
Setor Resp. :	Laboratório de Motores						
Nº Certificado calibração:	22001882						
Data Calibração:	30/04/2024						
Validade da Calibração :	30/04/2025						
Critério de aceitação	0 a 50 N.m: Erro total < 0,5 N.m						
	50 a 400 N.m: Erro total < 1% do ponto						
Data da análise :	04/09/2024						
<b>Resultados : Tração - Horário</b>							
Valor de Referência N.m.	Resultados EIME N.m.	Erro Sistemático	Incerteza Expandida	Erro total	Critério aprovação	Status calibração	
10,0	9,9	-0,1	0,1	0,2	0,5	Aprovado	
50,0	49,8	-0,2	0,2	0,4	0,5	Aprovado	
70,0	69,8	-0,2	0,2	0,4	0,7	Aprovado	
100,0	99,7	-0,3	0,3	0,6	1,0	Aprovado	
150,0	149,6	-0,4	0,4	0,8	1,5	Aprovado	
250,0	249,4	-0,6	0,6	1,2	2,5	Aprovado	
400,0	399,1	-0,9	0,9	1,8	4,0	Aprovado	
<b>Resultados : Compressão - Anti-Horário</b>							
Valor de Referência N.m.	Resultados EIME N.m.	Erro Sistemático	Incerteza Expandida	Erro total	Critério aprovação	Status calibração	
10,0	9,9	-0,1	0,1	0,2	0,5	Aprovado	
50,0	50,0	0,0	0,2	0,2	0,5	Aprovado	
70,0	69,9	-0,1	0,2	0,3	0,7	Aprovado	
100,0	99,9	-0,1	0,3	0,4	1,0	Aprovado	
150,0	149,8	-0,2	0,4	0,6	1,5	Aprovado	
250,0	249,6	-0,4	0,6	1,0	2,5	Aprovado	
400,0	399,4	-0,6	0,9	1,5	4,0	Aprovado	
<b>Observações :</b>							
Instrumento aprovado conforme critério de aceitação DPW.TRF.002-E.							
Executor da Análise: Registro: SE01803				Responsável: Registro: 61895			



## Certificado de Calibração

Laboratório de Força, Torque & Dureza

Número do Certificado 22001882 Folha 2/3

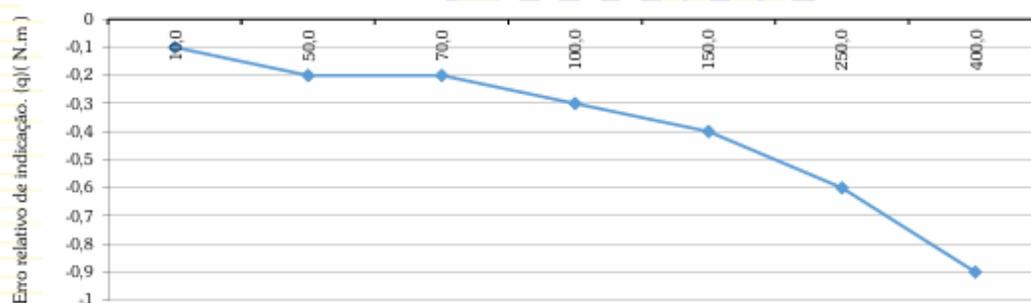
Laboratório de Calibração acreditado pela Cgcre de acordo com a ABNT NBR ISO/IEC 17025, sob o número CAL 0439.

### RESULTADOS DA CALIBRAÇÃO :

#### Resultados - Tração (Horário)

V.L. Fi ( N.m )	V.R. F ( N.m )	q		b ( % )	U ( N.m )	k	Veff
		( N.m )	( % )				
9,9	10,0	-0,1	-1,000	0,000	0,1	2,00	∞
49,8	50,0	-0,2	-0,400	0,000	0,2	2,00	∞
69,8	70,0	-0,2	-0,286	0,000	0,2	2,00	∞
99,7	100,0	-0,3	-0,300	0,000	0,3	2,00	∞
149,6	150,0	-0,4	-0,267	0,000	0,4	2,00	∞
249,4	250,0	-0,6	-0,240	0,000	0,6	2,00	∞
399,1	400,0	-0,9	-0,225	0,000	0,9	2,00	∞

Obs.: Instrumento calibrado em força (N), tendo sua unidade descrita em N.m em função de sua indicação e aplicação.



Assinado de forma digital por RODRIGO GOMES CORDERO 16583802821  
 DN: c=BR, ou=ICP-Brasil, ou=Secretaria da Receita Federal do Brasil - RFB, ou=RFB e-CPF A3, ou=EM BRANCO, ou=AB SERASA, cn=RODRIGO GOMES CORDERO 16583802821

**RODRIGO GOMES CORDERO**  
 GERENTE TÉCNICO  
 SIGNATÁRIO AUTORIZADO

A reprodução deste certificado só poderá ser total, sem nenhuma alteração. Os Resultados deste certificado referem-se somente ao item calibrado ou ensaiado. Este certificado atende os requisitos estabelecidos pela norma ISO/IEC 17025. A incerteza expandida da medida relatada é declarada como a incerteza padrão da medida multiplicada pelo fator de abrangência "k" que para uma distribuição normal corresponde a uma probabilidade de abrangência de aproximadamente 95%. A incerteza padrão da medida foi determinada de acordo com a publicação EA-4/02 (NIT-DICLA-021).