

DOUGLAS MARINI ALBELO

Sistema de assistência ativa à condução econômica para  
veículos comerciais equipados com transmissão manual  
e motor diesel

São Paulo  
2024

DOUGLAS MARINI ALBELO

**Sistema de assistência ativa à condução econômica para  
veículos comerciais equipados com transmissão manual  
e motor diesel**

Dissertação apresentada à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para obtenção do Título de Mestre em Ciências.

São Paulo  
2024

DOUGLAS MARINI ALBELO

**Sistema de assistência ativa à condução econômica para  
veículos comerciais equipados com transmissão manual  
e motor diesel**

Versão Corrigida

Dissertação apresentada à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para obtenção do Título de Mestre em Ciências.

Área de Concentração:

Engenharia de Sistemas

Orientador:

Prof. Dr. Fuad Kassab Junior

Co-orientador:

Prof. Dr. Armando Antônio Maria  
Laganá

São Paulo  
2024

Autorizo a reprodução e divulgação total ou parcial deste trabalho, por qualquer meio convencional ou eletrônico, para fins de estudo e pesquisa, desde que citada a fonte.

Este exemplar foi revisado e corrigido em relação à versão original, sob responsabilidade única do autor e com a anuência de seu orientador.

São Paulo, \_\_\_\_\_ de \_\_\_\_\_ de \_\_\_\_\_

Assinatura do autor: \_\_\_\_\_

Assinatura do orientador: \_\_\_\_\_

#### Catálogo-na-publicação

Albelo, Douglas

Sistema de assistência ativa à condução econômica para veículos comerciais equipados com transmissão manual e motor diesel / D. Albelo -- versão corr. -- São Paulo, 2024.

80 p.

Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia de Sistemas Eletrônicos.

1.Eficiência Energética 2.Veículos Comerciais 3.Modelos Matemáticos 4.Dinâmica Veicular 5.Conservação de energia I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia de Sistemas Eletrônicos II.t.

## Dedicatória

À todos aqueles que sonham, se dedicam e colocam o seu coração em um determinado propósito.

## AGRADECIMENTOS

Primeiramente, agradeço a Deus por todas as oportunidades concedidas a mim, pela tranquilidade e resiliência nos momentos mais difíceis, e também pela oportunidade de aprender com professores que tanto admiro.

Agradeço ao Professor Dr. Armando Maria Laganá, o qual tenho uma admiração enorme, especialmente pelo seu amor em ensinar. Agradeço pela amizade, conselhos, conversas, orientações e todo tempo concedido a mim.

Agradeço, de igual forma, ao Professor Dr. Fuad Kassab Junior por todas conversas, orientações, conselhos e paciência.

Agradeço aos meus pais, Felicia e Carmelo, pelo apoio, carinho e dedicação com a minha criação e formação.

Agradeço a Isabella Battistini por todo apoio e compreensão durante as minhas incontáveis horas de estudo e, principalmente, por abdicar de algumas viagens e passeios devido aos meus compromissos com o curso.

Agradeço ao meu amigo e Professor Dr. Dirceu Fernandes pela amizade, conversas, orientações e conselhos valiosos dados a mim durante o desenvolvimento deste trabalho.

Agradeço aos meus amigos Cirilo Silva, Fernando Soares, Waster Ruiz e Renato Neves por acreditar na implementação deste projeto na indústria.

Agradeço aos meus amigos Rodrigo Dias, Milton Shikishima e Rodrigo Albino pela amizade e discussões técnicas que tivemos durante o desenvolvimento deste projeto.

Agradeço aos meus amigos Dr. Rogerio Ribeiro, Alexandre Goya, Felix Weinberger, Alexander Wunder, Christopher Kappes, Daniel Sotto, Roberto Roncatto e Alexandre Dybal pelo apoio durante a realização, validação e implementação deste projeto na indústria.

*“Epígrafe”*

Não há nada que não se consiga com a  
força de vontade, a bondade e,  
principalmente, com o amor. (Marco  
Túlio Cícero)

# RESUMO

Nos últimos anos, o grande esforço despendido pelas montadoras de veículos comerciais para disponibilizar um produto cada vez mais rentável para o seu mercado tem comprovado a importância de se explorar novas técnicas que visam aumentar a eficiência energética desta classe de veículos.

Além das implementações de novas tecnologias como a de veículos híbridos, veículos movidos a células de combustível e puramente elétricos, muitos sistemas de assistência ao condutor foram desenvolvidos pela indústria automotiva nas últimas décadas com o objetivo de melhorar a eficiência energética de veículos equipados com motores de combustão interna.

Um dos principais fatores que afetam o consumo de combustível de um veículo é a forma como ele é conduzido, principalmente em veículos com transmissão manual, onde além do controle da aceleração do veículo, o condutor também é responsável pelas trocas de marcha. Desta forma, o desenvolvimento de novas tecnologias que tornem a operação deste tipo de veículo mais eficiente tem se mostrado extremamente relevante para a indústria de veículos comerciais brasileira, pois medidas alternativas como a capacitação e treinamento de motoristas não têm alcançado o resultado desejado devido à alta rotatividade destes profissionais no mercado e sua baixa motivação para aplicar técnicas de condução econômica.

A principal contribuição e objetivo deste trabalho foi o desenvolvimento de um sistema de assistência de condução ativa combinado a um sistema de assistência passiva para veículos comerciais equipados com transmissão manual e motor diesel. O sistema desenvolvido tem o objetivo de guiar os condutores mais agressivos a um modelo de condução mais eficiente em tempo real, a fim de equalizar o padrão de dirigibilidade dos motoristas das frotas de veículos comerciais.

O sistema permite o ajuste da trajetória máxima do torque do motor através do controle de sua rotação máxima definida em função da inclinação da via e das marchas, e também do controle da aceleração máxima do veículo definida em função das marchas. Este ajuste visa permitir a obtenção do melhor compromisso entre redução do consumo de combustível e desempenho do veículo de acordo com sua aplicação e preferências do cliente.

O sistema foi simulado utilizando o software MATLAB/Simulink da MathWorks por meio do modelo matemático não linear que descreve a dinâmica longitudinal do veículo, e também de um modelo matemático desenvolvido pelo autor baseado em dados medidos no veículo e utilizados para explicar a dinâmica de sua eficiência energética. Ambos os modelos foram validados e os resultados desta validação são apresentados neste estudo. O sistema de assistência ativa desenvolvido foi também implementado e testado em um veículo real operando em ambiente controlado. O resultado deste teste mostrou um evidente potencial na redução do consumo de combustível do veículo ao aplicar tal sistema, principalmente para condutores com comportamentos mais agressivos (ex.: altos níveis de aceleração positiva e trocas de marcha em altas rotações do motor).

**Palavras-Chave** – Dirigibilidade econômica, sistema de assistência ao motorista, eficiência energética, economia de combustível, conservação de energia, controle da dinâmica longitudinal do veículo.

# ABSTRACT

In the last years, the tremendous effort spent by commercial vehicle manufactures to deliver the most profitable product to their markets has proved the importance of exploiting new methods for improving vehicle fuel efficiency.

Besides the implementation of new technologies such as hybrid electric vehicles, fuel cell vehicles, and electric vehicles, several driver-assistance systems were developed by automotive industry in the last decades to improve the fuel efficiency of vehicles equipped with internal combustion engines.

One of the main factors affecting vehicle fuel efficiency lies in how the vehicle is driven, mainly for vehicles equipped with manual transmission, where besides the vehicle acceleration control the driver is also responsible for shifting gears. Consequently, the development of new technologies that make the operation of this type of vehicle more efficient has proved to be extremely relevant for the Brazilian commercial vehicles industry, where alternative measures such as training drivers have not achieved the expected results due to the high turnover of these professionals in the Brazilian market and their low motivation to apply fuel saving techniques.

The main contribution and purpose of this study was the development of an active driver assistance system combined with a passive driver assistance system for commercial vehicles equipped with manual transmission and diesel engines. The developed system aims to guide aggressive drivers to drive more efficiently, in order to equalize the driving behavior of the drivers of the commercial vehicles fleets.

The developed system allows the adjustment of the maximum engine torque path through its maximum speed defined in terms of road slope and gears, as well as the maximum vehicle acceleration control defined in terms of gears. This adjustment aims to allow the attainment of the most suitable trade-off between fuel saving and vehicle performance according to its application and customer preferences.

The system was simulated using the software MATLAB/Simulink from MathWorks through the non-linear mathematical model that describes the vehicle longitudinal dynamics and a mathematical model designed by the author based on vehicle measured data used to explain its fuel efficiency dynamics. Both mathematical models were validated and the results of this validation are presented in this study. The developed active driver-assistance system was also implemented and tested in a real vehicle working in a controlled environment. The test results have shown an evident potential for fuel saving by applying the developed system, mainly for drivers with aggressive driving behaviors (e.g.: rough accelerations and upshifting at high engine speeds).

**Keywords** – Eco-driving, driver assistance system, fuel efficiency, fuel economy, energy conservation, longitudinal vehicle dynamics control.

## LISTA DE FIGURAS

1	Emissões globais históricas de GEE por gases . . . . .	15
2	Emissões globais históricas de GEE por setores . . . . .	16
3	Emissões globais históricas de GEE por subsectores de energia . . . . .	17
4	Histórico brasileiro de emissões de GEE por setores . . . . .	18
5	Histórico brasileiro de emissões de GEE por subsectores de energia . . . . .	18
6	Dados do histórico de consumo de combustíveis no Brasil . . . . .	19
7	Consumo brasileiro de combustíveis no subsector de transportes . . . . .	20
8	Torque máximo do motor em termos de sua rotação + mapa BSFC . . . . .	35
9	Torque máximo do motor em termos de sua rotação + mapa de fluxo de combustível . . . . .	36
10	Trecho urbano utilizado para validação dos modelos matemáticos . . . . .	38
11	Comparativo entre a resposta dos modelos matemáticos e resposta real do veículo . . . . .	40
12	Análise da eficiência energética para diferentes estratégias de controle e inclinação da via igual a 0% . . . . .	42
13	Análise da eficiência energética para diferentes estratégias de controle e inclinação da via igual a +5% . . . . .	44
14	Análise da eficiência energética para diferentes estratégias de controle e inclinação da via igual a -5% . . . . .	45
15	Desempenho e eficiência energética do veículo ao percorrer um segmento urbano hipotético com as estratégias de condução $u_1(t)$ e $u_2(t)$ . . . . .	48
16	Desempenho e eficiência energética do veículo ao percorrer um segmento urbano hipotético com as estratégias de condução $u_3(t)$ e $u_4(t)$ . . . . .	50
17	Diagrama de blocos do sistema de assistência ao condutor . . . . .	52
18	Lógica do orientador de mudança de marcha . . . . .	56

19	Regiões do torque do motor disponível em função da topografia . . . . .	57
20	Configuração do mapa VAL para calibração 'padrão' e 'econômica' . . . . .	60
21	Configuração do mapa GSC para calibração 'padrão' e 'econômica' . . . . .	60
22	Mapa de orientação das trocas de marcha . . . . .	61
23	Simulação 1: Eficiência e desempenho do veículo ao percorrer o percurso sem o sistema de assistência ativa desenvolvido . . . . .	62
24	Simulação 2: Eficiência e desempenho do veículo ao percorrer o percurso com o sistema de assistência ativa desenvolvido e calibração 'padrão' . . .	64
25	Simulação 3: Eficiência e desempenho do veículo ao percorrer o percurso com o sistema de assistência ativa desenvolvido e calibração 'econômica' . .	66
26	Percurso utilizado para a análise do consumo de combustível num veículo real . . . . .	68
27	Medição do veículo sendo conduzido sem o sistema de assistência ativa ao condutor . . . . .	69
28	Medição do consumo de funcionamento do veículo sendo conduzido sem o sistema de assistência ativa ao condutor . . . . .	69
29	Medição do veículo sendo conduzido com o sistema de assistência ativa ao condutor . . . . .	70
30	Medição do consumo de funcionamento do veículo sendo conduzido com o sistema de assistência ativa ao condutor . . . . .	70
31	Comparação do torque do motor em função de sua rotação entre o veículo operando com e sem o sistema desenvolvido . . . . .	71
32	Comparação da posição do pedal do acelerador em função da rotação do motor entre o veículo operando com e sem o sistema desenvolvido . . . . .	72

# LISTA DE TABELAS

1	Relações de transmissão . . . . .	37
2	Parâmetros adicionais do trem de força e veículo . . . . .	37
3	CESC and CG maps calibration . . . . .	61

## LISTA DE SIGLAS

GEE – Gases de Efeito Estufa

$CO_2$  - Dióxido de carbono

$CH_4$  - Metano

$N_2O$  - Óxido nitroso

$F_{GAS}$  - Gases fluorados

*SEEG* - Sistema de Estimativa de Emissões de Gases de Efeito Estufa

*TCAC* - Taxa de Crescimento Anual Composta

$NO_x$  - Óxidos de azoto

CAN - *Controller Area Network* (barramento CAN)

BSFC - *Brake Specific Fuel Consumption* (Consumo específico de combustível do motor)

VAL - *Vehicle Acceleration Limiter* (Limitador da aceleração do veículo)

GSC - *Gear Shifting Calibration* (Calibração de troca de marchas)

CESC - *Cruising Engine Speed Calibration* (Calibração da rotação de cruzeiro)

CG - *Cruising Gear* (Marcha de cruzeiro)

# SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>Introdução</b>	<b>14</b>
1.1	Contexto . . . . .	14
1.2	Motivação . . . . .	20
1.3	Objetivo . . . . .	22
<b>2</b>	<b>Revisão da literatura</b>	<b>23</b>
<b>3</b>	<b>Metodologia</b>	<b>28</b>
3.1	Modelo da dinâmica longitudinal do veículo . . . . .	28
3.2	Modelo da eficiência energética do veículo . . . . .	32
3.3	Validação dos modelos matemáticos . . . . .	34
3.4	Análise da eficiência energética do veículo durante sua fase de aceleração positiva . . . . .	41
3.5	Análise da eficiência energética do veículo para dois trechos urbanos hipotéticos percorridos com diferentes estratégias de condução . . . . .	46
3.6	Concepção e desenvolvimento do sistema de assistência ativa ao condutor .	51
<b>4</b>	<b>Análise do consumo de combustível</b>	<b>59</b>
4.1	Análise do consumo de combustível via simulação . . . . .	59
4.2	Análise do consumo de combustível em um veículo real . . . . .	67
<b>5</b>	<b>Conclusão</b>	<b>73</b>
<b>6</b>	<b>Referências</b>	<b>74</b>

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 Contexto

Empresas de veículos comerciais em todo o mundo estão trabalhando arduamente no desenvolvimento de novas estratégias de economia de combustível com o intuito de se tornarem cada vez mais competitivas em seus mercados, bem como na criação e implementação de novas tecnologias que visam atender às regulamentações governamentais para a redução de emissões de poluentes [38]. É de conhecimento geral que os seres humanos estão consumindo mais recursos naturais do que a Terra pode fornecer. De acordo com a publicação da Geneva Environment Network em julho de 2021, a Pegada Ecológica da humanidade foi equivalente a 1,7 planeta, dentre os componentes que compõe a Pegada Ecológica, o carbono é o recurso consumido em maior volume e velocidade. Em 2021, o seu consumo foi responsável por 61% do total da Pegada Ecológica mundial, o que representa um aumento de cerca de 22% desde 1961 [2]. A pegada de carbono está associada às emissões de gases do efeito estufa (GEE), onde o dióxido de carbono ( $CO_2$ ) é o componente que mais contribui para a formação de GEE e atualmente compõe 74,4% do total dos GEE emitidos no mundo, seguido pelo metano ( $CH_4$ ) que contribui com cerca de 17% do total de GEE, de acordo com a fonte de dados Climate Analysis Indicators Tool (CAIT), de 2018 [3]. A Figura 1 apresenta as emissões globais históricas de GEE de 1990 a 2019 em dióxido de carbono equivalente ( $CO_2e$ ). O  $CO_2e$  é a medida internacional criada com a finalidade de estabelecer a equivalência entre todos os GEE com o  $CO_2$ . Isto quer dizer que, em teoria, os demais GEEs são convertidos em  $CO_2$  para facilitar a análise dos impactos referente ao aquecimento global causado por estes gases. Como pode ser visto na Figura 1, a emissão de  $CO_2$  vem aumentando ano após ano, enquanto as emissões de outros GEE como  $CH_4$ , óxido nitroso ( $N_2O$ ) e gases fluorados ( $F_{GAS}$ ) têm se mantido mais estáveis desde 1990. Lembrando que o  $CH_4$  e  $N_2O$  possuem um potencial de aquecimento global de 21 e 310 vezes superior ao  $CO_2$ , respectivamente, isso considerando um horizonte de tempo de 100 anos, de acordo com o Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC) [34].

## Historical GHG emissions

**CLIMATEWATCH**

Data source: Climate Watch; Location: World; Sectors/Subsectors: Total including LUCF; Gases: All GHG; Calculation: Total; Show data by Gases.

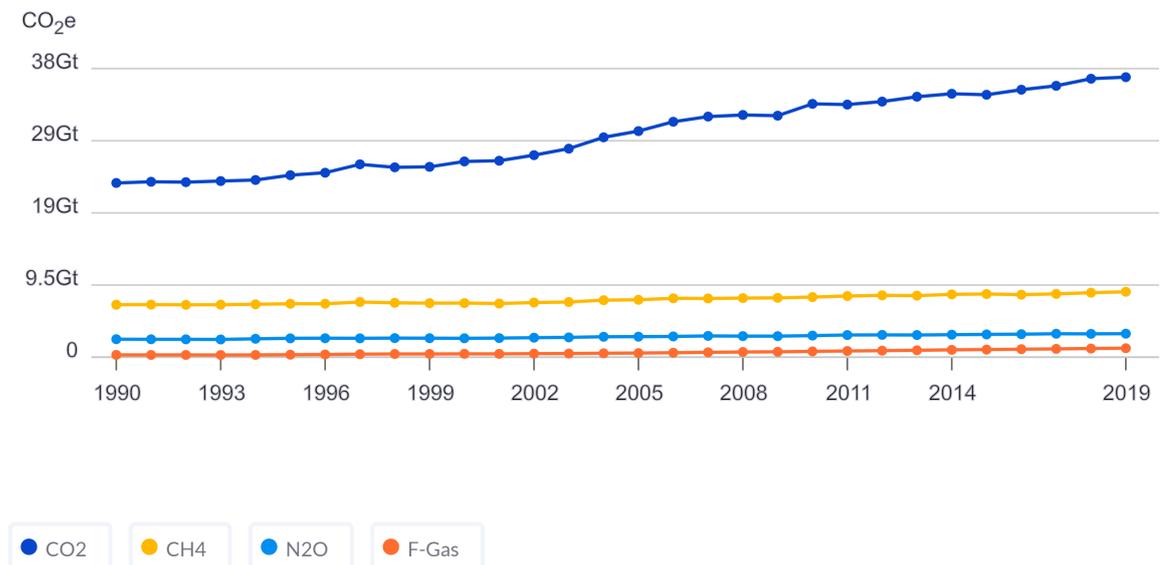


Figura 1: Emissões globais históricas de GEE por gases

Fonte: [climatewatchdata.org](https://climatewatchdata.org)

As emissões globais de GEE podem ser divididas em cinco setores principais, são eles: energia, agropecuária, processos industriais, resíduos e mudanças no uso da terra e silvicultura. A Figura 2 mostra como as emissões globais históricas de GEE evoluíram nas últimas décadas com base em seus setores. Percebe-se que o setor de energia, composto por subsetores como energia elétrica, transporte, manufatura e outros, é o principal responsável pela emissão de  $CO_2e$  no mundo, seguido pela agropecuária e processos industriais com 76%, 11,6% e 6%, respectivamente.

## Historical GHG emissions

**CLIMATEWATCH**

Data source: Climate Watch; Location: World; Sectors/Subsectors: Total including LUCF; Gases: All GHG; Calculation: Total; Show data by Sectors.

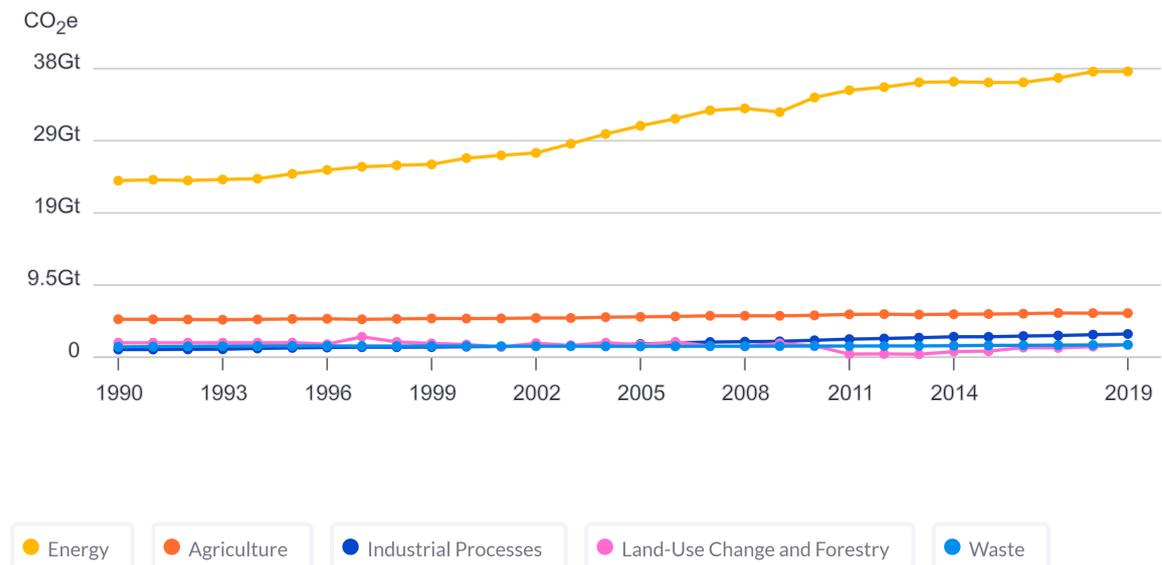


Figura 2: Emissões globais históricas de GEE por setores

Fonte: [climatewatchdata.org](https://climatewatchdata.org)

A Figura 3 detalha as emissões globais históricas de GEE dos subsetores de energia. Como pode ser visto, o principal subsetor de energia responsável pelas emissões globais de GEE em 2019 foi eletricidade/aquecimento, seguido por transporte e manufatura com 42,1%, 22,4% e 16,8%, respectivamente.

## Historical GHG emissions

**CLIMATEWATCH**

Data source: Climate Watch; Location: World; Sectors/Subsectors: Building, Electricity/Heat, Fugitive Emissions, Manufacturing/Construction, Other Fuel Combustion, Transportation; Gases: All GHG; Calculation: Total; Show data by Sectors.

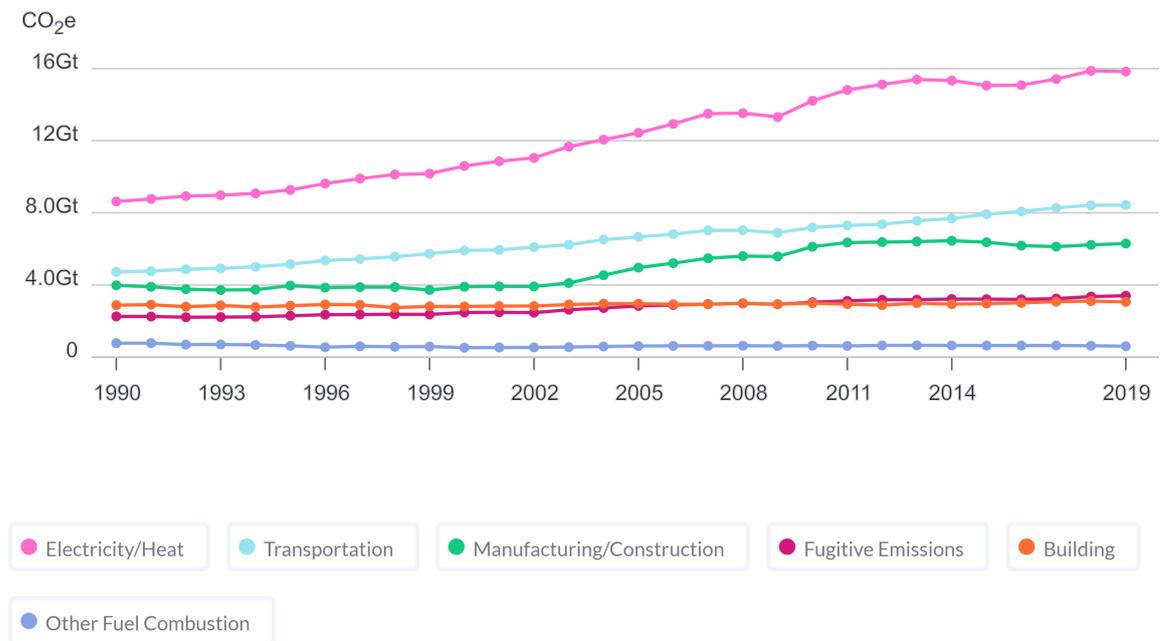


Figura 3: Emissões globais históricas de GEE por subsectores de energia

Fonte: climatewatchdata.org

É importante mencionar que, entre os diferentes tipos de meios de transporte, o transporte rodoviário representa cerca de 75% do total de  $CO_2e$  emitido pelo subsector de transporte no mundo [4].

De acordo com o Sistema de Estimativa de Emissões de Gases de Efeito Estufa (SEEG), o Brasil emitiu cerca de 2,2 bilhões de toneladas de GEE em 2019, sendo que o setor de mudanças de uso da terra foi o maior emissor, contribuindo com 44% das emissões totais. O segundo maior emissor de  $CO_2e$  é o setor de agropecuária, com 28%, seguido do setor de energia, com 19% [5].

A Figura 4 apresenta as emissões históricas brasileiras de GEE em Mt de  $CO_2e$  de 1990 a 2019, bem como a Taxa de Crescimento Anual Composta (TCAC).

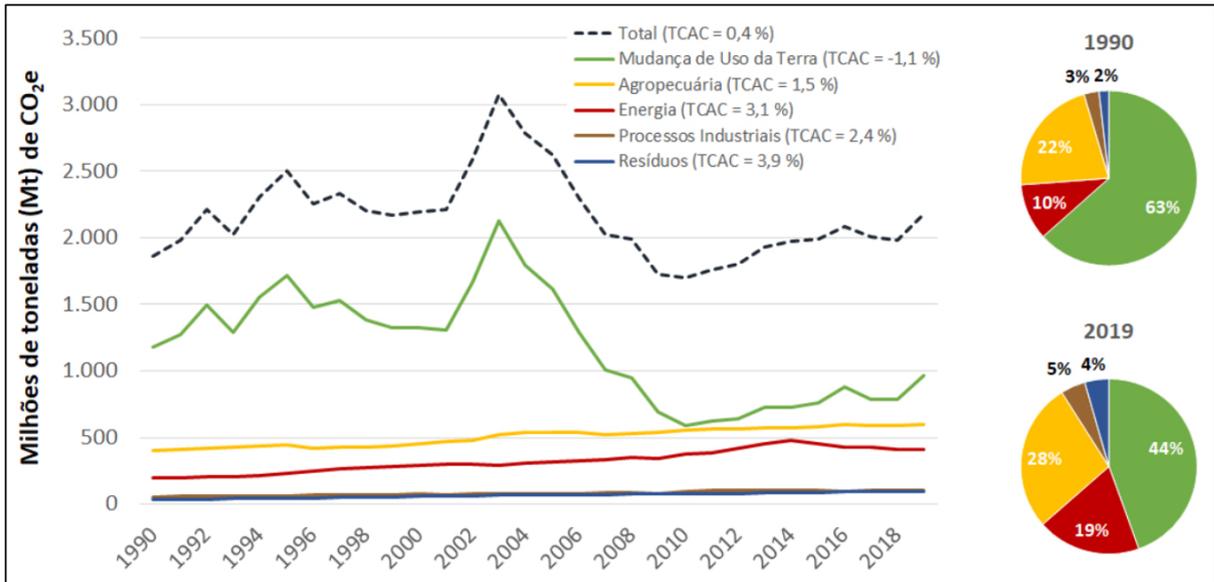


Figura 4: Histórico brasileiro de emissões de GEE por setores

Fonte: wribrasil.org.br

No setor de energia brasileira, o subsetor de transportes sempre foi o que mais emitiu CO<sub>2</sub>e desde 1970, como mostra a Figura 5. Este subsetor foi responsável pela emissão de 196,5 Mt de CO<sub>2</sub>e em 2019 [5]. Isto representa 8,9% do total de emissões de GEE emitidas pelo país em 2019.

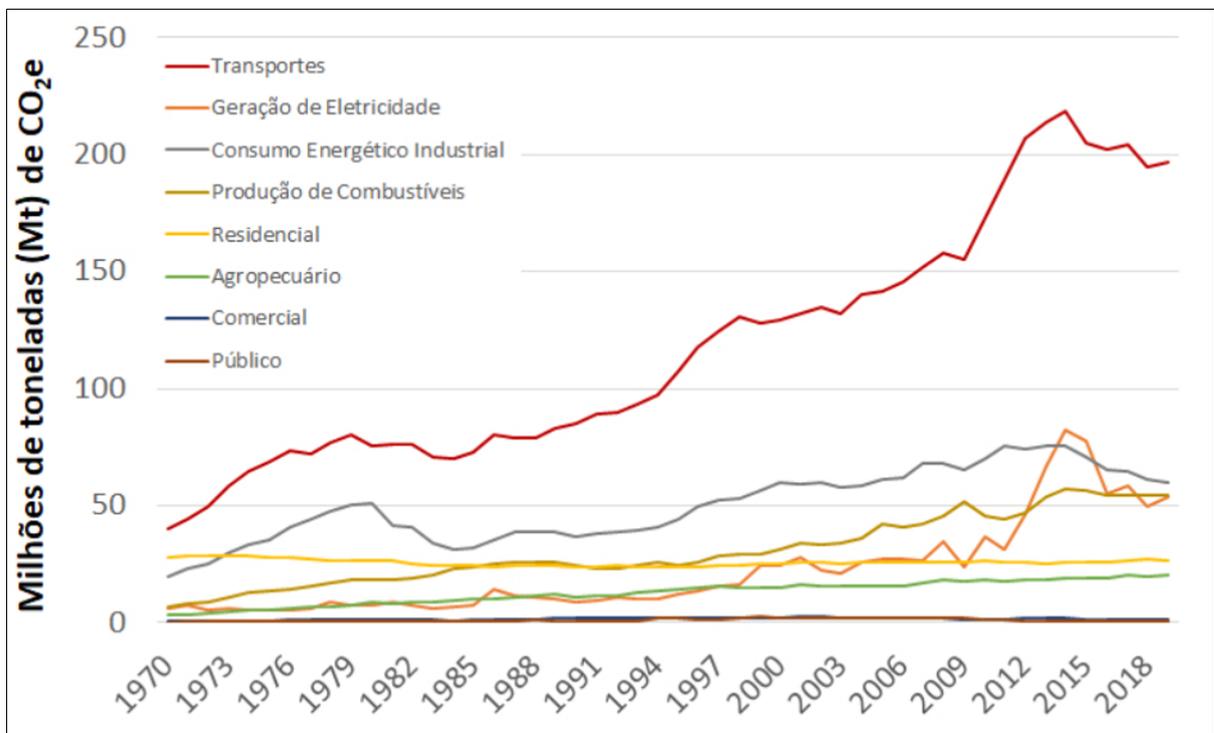


Figura 5: Histórico brasileiro de emissões de GEE por subsectores de energia

Fonte: wribrasil.org.br

A Figura 6 apresenta o consumo equivalente de petróleo em Mt para os diferentes tipos de combustíveis utilizados pelo subsetor de transportes brasileiro, pode-se observar que o diesel é o maior consumidor de petróleo do país.

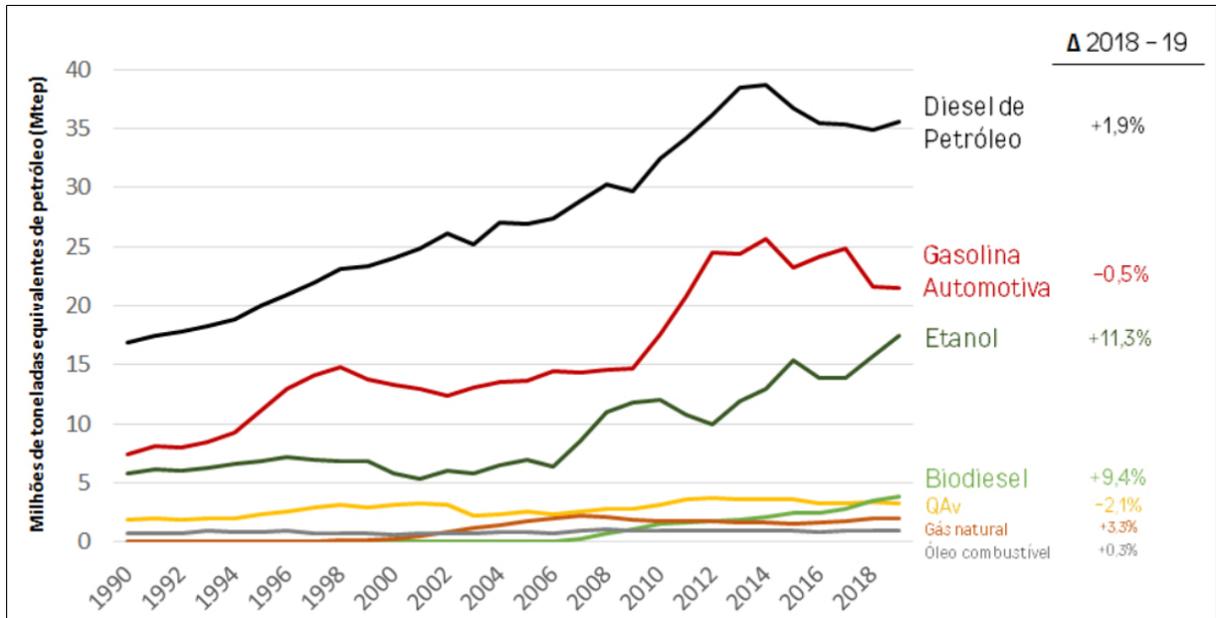


Figura 6: Dados do histórico de consumo de combustíveis no Brasil

Fonte: wribrasil.org.br

No Brasil, esse tipo de combustível é consumido principalmente por veículos comerciais, como ônibus, caminhões e vans, que são responsáveis por mais de 50% da quantidade total de  $CO_2e$  emitido no país, como mostra a Figura 7.

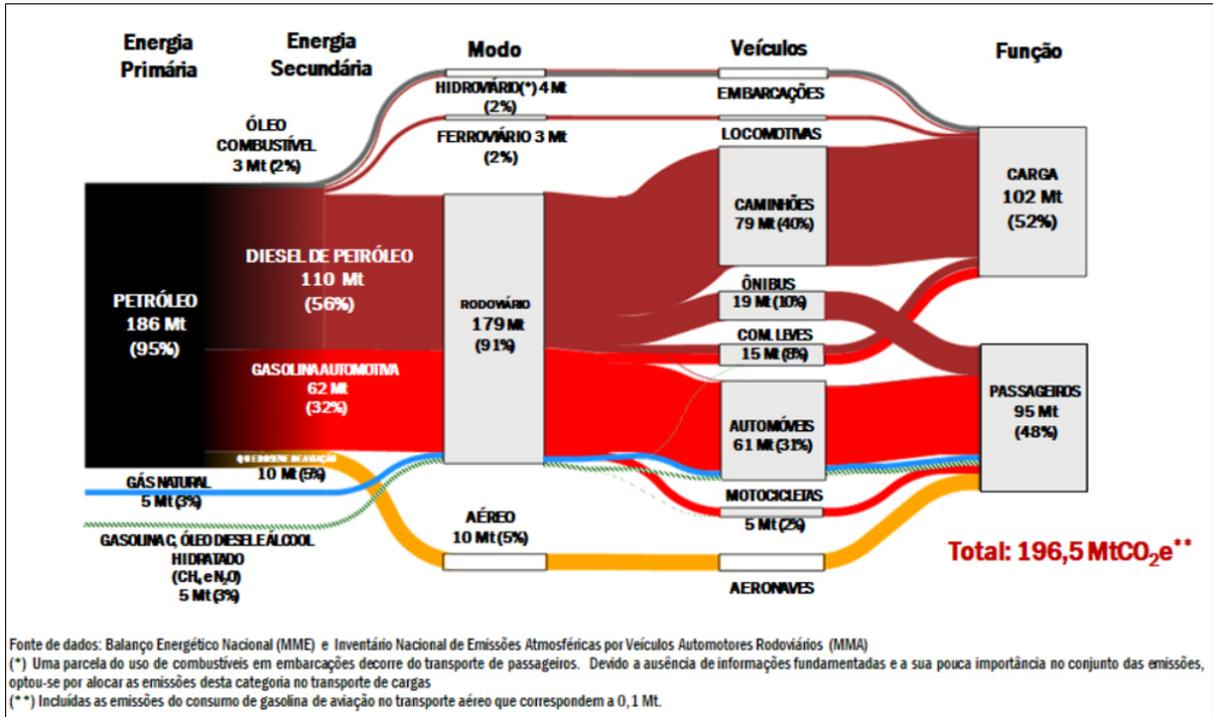


Figura 7: Consumo brasileiro de combustíveis no subsetor de transportes

Fonte: energiaeambiente.org.br

Além das questões ambientais, as tecnologias voltadas à economia de combustível podem trazer vantagens competitivas para as empresas. Os fabricantes de veículos comerciais estão se esforçando para desenvolver e oferecer produtos cada vez mais rentáveis para seus clientes. No mercado brasileiro de veículos comerciais, a eficiência energética é um dos principais fatores de decisão que atrai os proprietários de frotas de veículos comerciais a adquirir uma determinada marca ou tipo de veículo. A importância deste fator vem crescendo ano após ano devido aos atuais preços elevados do diesel no Brasil [38].

## 1.2 Motivação

Com a crescente necessidade de reduzir o consumo de energia e emissões de gases de efeito estufa, as estratégias de condução econômica têm se mostrado uma importante oportunidade de redução no consumo de combustível [16].

Nos últimos anos, a comercialização de veículos elétricos híbridos, veículos movidos a células de combustível e veículos elétricos têm também contribuído com a redução do consumo de combustível no mundo. Uma vez que o consumo de combustível está altamente relacionado à forma na qual o veículo é conduzido, muitos sistemas de assistência

ao condutor focados na economia de combustível também foram desenvolvidos pelos fabricantes de automóveis para veículos equipados com motores de combustão interna. Os sistemas de assistência ao condutor podem ser divididos em dois grupos, assistência passiva ao condutor e assistência ativa ao condutor. Os sistemas de assistência passiva visam apenas fornecer *feedback* ao condutor, no entanto, não têm qualquer influência no controle do veículo. Por outro lado, os sistemas de assistência ativa influenciam diretamente no controle do veículo. Diversos métodos de sistemas de assistência ativa ao condutor são atualmente aplicados em veículos equipados com transmissões automáticas e automatizadas, o que tem trazido uma economia de combustível significativa para esses tipos de veículo. Alguns desses métodos utilizam informações preditivas de inclinação da via, que visam apoiar as unidades de controle do trem de força a definir de forma antecipada a estratégia da dinâmica do veículo mais adequada com base na superfície aonde o veículo está sendo operado. No entanto, é raro encontrar sistemas de assistência ativa ao condutor desenvolvidos para veículos equipados com transmissão manual com o objetivo de melhorar o consumo de combustível, mesmo com a alta demanda por este tipo de veículo no mercado brasileiro de veículos comerciais, especialmente para o segmento urbano.

Alguns dos veículos comerciais mais novos equipados com transmissão manual têm em seu portfólio de recursos um sistema de assistência passiva que fornece aos condutores uma orientação para troca de marchas por meio do painel de instrumentos, a fim de auxiliar os motoristas a realizarem progressões de marcha de forma mais eficiente. Há também novas tecnologias implementadas para este tipo de veículo que avaliam os condutores em termos de consumo de combustível apresentando notas de avaliação em tempo real via painel de instrumentos do veículo, embora esses *feedbacks* possam ser facilmente ignorados por eles.

É difícil avaliar o comportamento do condutor, no entanto, sabe-se que estes podem ser responsáveis por até 35% na variação do consumo de combustível [6]. Essa variação pode ser facilmente notada em veículos urbanos equipados com transmissão manual, onde a forma como o veículo é operado pode variar muito entre os diferentes tipos de motoristas. Uma condução mais agressiva pode aumentar consideravelmente o consumo de combustível do veículo [17].

Por outro lado, é possível reduzir o consumo de combustível em 10% somente utilizando os programas de treinamento de condutores e aplicando técnicas de condução econômica, porém a eficácia destes métodos depende da predisposição dos motoristas em mudar o seu padrão de dirigibilidade, e as mudanças podem não ser duradouras [7]. Um desafio adicional para conscientizar os condutores de frotas de veículos comerciais

a aplicar técnicas de condução econômica é que os motoristas não são os responsáveis pelo pagamento da conta do combustível e, portanto, podem ter significativamente menos motivação para aplicar tais técnicas, ao contrário dos proprietários das frotas [7][17].

### 1.3 Objetivo

O objetivo deste trabalho foi desenvolver um sistema de assistência ativa ao condutor combinado a um sistema de assistência passiva, a fim de reduzir o consumo de combustível e a emissão de  $CO_2e$  das frotas de veículos comerciais urbanos equipados com transmissão manual e motor diesel.

O sistema de assistência ativa deve permitir o ajuste do torque máximo disponível do motor em função da dinâmica do veículo em tempo real, com o intuito de guiar os motoristas mais agressivos e inexperientes (motoristas que conduzem o veículo com altos níveis de aceleração e realizam progressões de marcha em altas rotações do motor) a um modelo de dirigibilidade mais econômico. Posto isto, o sistema deve impedir que tais motoristas operem o veículo com níveis de aceleração elevados e realizem progressões de marcha em rotações altas do motor em condições em que a carga aplicada ao eixo do motor é baixa (ex.: regiões de descida e vias planas), resultando em uma menor dispersão entre o modo de condução dos motoristas das frotas de veículos comerciais urbanos. O sistema deve ser parametrizável, a fim de permitir a obtenção do melhor compromisso entre economia de combustível e desempenho do veículo de acordo com sua aplicação e preferências do cliente.

O sistema de assistência passiva ao condutor deve operar em conjunto com o sistema de assistência ativa para também fornecer ao condutor uma orientação visual sobre quando uma progressão ou redução de marcha deve ser realizada.

O conceito do sistema deve ser elaborado levando em consideração a dinâmica da eficiência energética do veículo e seu desempenho para diferentes trechos urbanos sob diferentes padrões de dirigibilidade.

Este trabalho foi utilizado como base para o desenvolvimento do artigo *A mathematical approach of fuel efficiency for vehicles equipped with Diesel engine* referenciado em [38], o qual detalha o comportamento da eficiência energética de veículos comerciais a partir de diferentes estratégias de condução.

## 2 REVISÃO DA LITERATURA

Nas últimas décadas, foram publicados diversos artigos apresentando diferentes sistemas de assistência à condução econômica, e também, demonstrando como o comportamento de condução pode afetar severamente o consumo de combustível do veículo e suas emissões de  $CO_2$ . Entre estes sistemas, destacam-se o uso de sistemas de assistência passiva [7-15, 35,36], sistemas de assistência ativa ao condutor [6, 16-23, 37] e cursos de capacitação em condução econômica [24-30].

Um sistema de assistência passiva ao condutor desenvolvido para veículos comerciais equipados com transmissão manual foi proposto em [7-9,35,36]. O sistema proposto em [7] e [8] visa melhorar o estilo de condução, a fim de reduzir o consumo de combustível, incentivando dois comportamentos: aceleração suave e progressão de marcha antecipada. O sistema proposto em [7] foi testado em 15 veículos de diferentes empresas no Reino Unido e em mais de 39.000 km. Os resultados mostram uma economia de combustível de até 12% e 7,6%, em média. Em [9] foi desenvolvido uma lógica de indicação de mudança de marchas baseada na estratégia adotada em veículos equipados com transmissão automática. No entanto, a fim de evitar a sobrecarga que uma estratégia de troca de marcha idêntica a um veículo automático poderia produzir ao motorista de um veículo equipado com transmissão manual, ajustes no algoritmo desenvolvido foram realizados com o intuito de obter um intervalo mais adequado para a indicação de mudança de marcha. Os resultados do teste mostraram que a estratégia de indicação de mudança de marcha adotada reduziu o consumo de combustível do caminhão testado em 5%, em média. Em [35] foi desenvolvido um sistema que fornece o perfil de velocidade do veículo à ser seguido pelo motorista para um trecho conhecido com o intuito de maximizar sua eficiência energética. O sistema foi desenvolvido utilizando teoria de controle ótimo e leva em consideração o atraso da reação do motorista às orientações fornecidas. O algoritmo implementado também tem o objetivo de orientar o motorista sobre quando realizar uma progressão ou redução de marcha, manter uma determinada velocidade de cruzeiro, acionar o sistema de freio ou simplesmente deixar o veículo rolar e desacelerar naturalmente. Em [36] foi desenvolvido um sistema de orientação visual e sonoro utilizando *machine learning* para

guiar o motorista a um padrão de condução mais econômico. O sistema fornece indicações de progressão e redução de marcha, e também, orientações sobre o acionamento do pedal do acelerador. Resultados obtidos via simulação mostram que o sistema proposto pode reduzir cerca de 6,25% do consumo de combustível do veículo com pequenas alterações no padrão de condução do motorista.

Em [10] e [11] é proposto um sistema móvel (aplicativo) de análise da condução do veículo pelo ponto de vista do consumo de combustível. Os sistemas desenvolvidos fornecem um *feedback* de pontuação aos condutores, que os motivam a dirigir com mais eficiência. Esta pontuação também pode ser comparada com a pontuação dos outros usuários do sistema, o que cria uma espécie de competição entre eles, motivando-os a manter o seu novo estilo de condução e evitando o regresso aos seus hábitos antigos. As conclusões de um estudo de campo sugerem que o sistema projetado e proposto em [11] tem potencial para reduzir o consumo de combustível em 4%, em média.

Um sistema preditivo de assistência passiva ao condutor baseado nos dados do veículo, radar e características da via é proposto em [12] e [13]. Uma mensagem de condução econômica é transmitida ao condutor acusticamente e visualmente. Os autores de [12] implementaram o sistema proposto e o testaram em um simulador de condução. Os testes mostraram uma economia de combustível de 6,6% até 12,2% em comparação com a condução normal.

Um sistema de assistência passiva ao condutor utilizando símbolos para reduzir o consumo de combustível foi testado e recomendado em [14] e [15]. Em [15], é demonstrado que apenas o uso do sistema de *feedback* com símbolos induziu os condutores a um padrão de dirigibilidade mais econômico com reduções significativas de aproximadamente 2% a 3% no consumo de combustível.

Um sistema de assistência ativa para condução econômica aplicado à veículos equipados com transmissão automática/automatizada é apresentado por [6,16-23,37]. Em [16] foi desenvolvido um modelo de aprendizado por reforço (Reinforcement Learning, em inglês), que aprende a gerenciar o torque do motor e a dinâmica da transmissão de maneira ótima a partir de experiências. O sistema guia de forma ativa o motorista de um veículo comercial equipado com transmissão automática à opera-lo de forma mais eficiente, com isso uma economia de combustível de até 12,8% foi obtida quando comparada com o controlador de torque e marcha padrão. Em [17] foi desenvolvido uma nova estratégia adaptativa de trocas de marchas, que usa a pontuação do condutor para definição em tempo real das características ideais de condução e contribuir para a economia de combustível do veículo.

O sistema desenvolvido foi testado via simulação e em condições reais de condução e os resultados mostraram um potencial de redução do consumo de combustível de até 2,46% dependendo da agressividade do motorista.

Em [18, 19, 37] o objetivo foi reduzir o consumo de combustível do veículo para as condições de cruzeiro. Em [18], é proposto a aplicação da técnica *pulse and glide (PnG)*, a qual consiste em acelerar e desacelerar o veículo repetidas vezes utilizando sua máxima capacidade de aceleração, seguido de uma desaceleração natural, ou seja, sem nenhuma força de desaceleração adicional aplicada (ex.: freios auxiliares ou freio de serviço). Essa estratégia visa manter a velocidade média do veículo igual a velocidade de cruzeiro definida pelo condutor e aproveitar ao máximo a região de máxima eficiência do motor, ao invés de aplicar o método padrão de controle do torque do motor para manter a velocidade de cruzeiro do veículo constante. Em [19] é proposto um modelo de controle preditivo que utiliza dados topográficos como informação de entrada (GPS combinado com informações de mapas rodoviários de três dimensões) para controlar o comportamento longitudinal do veículo (demanda de torque do motor e estratégia de troca de marchas). Simulações computacionais utilizando como base um modelo matemático que explica a dinâmica de um caminhão pesado em um trecho típico rodoviário da Suécia mostraram 2,5% de economia de combustível com mudanças insignificantes no tempo de viagem. Em [37] foi desenvolvido um sistema de assistência ativa preditiva baseado no método de controle LQR (*Linear Quadratic Regulator*) utilizando como dado de entrada o ângulo da rampa. O sistema desenvolvido controla a velocidade do veículo e o engate das marchas, a fim de reduzir o consumo de combustível atendendo os requerimentos de velocidade de referência e flutuação de velocidade permitida. Resultados experimentais mostram que o sistema desenvolvido pode atingir reduções no consumo de combustível na ordem de 2 à 5%.

Um sistema muito interessante que controla a força de reação do pedal do acelerador é apresentado em [20-23]. O sistema sugere o movimento ideal do pedal, a fim de orientar o condutor a obter uma melhor eficiência de consumo de combustível em tempo real. Em conjunto com o pedal do acelerador háptico, em [22] e [23] foi implementado um sistema de assistência passiva ao condutor que visa transmitir avisos de condução econômica através de um painel gráfico instalado no veículo, com isso, são comparados os resultados de economia de combustível com e sem o uso do pedal do acelerador háptico. Os resultados apresentados em [22] mostraram que o uso do sistema de assistência ativa ao condutor produziu uma redução no consumo de combustível de 4,75% quando comparado ao painel gráfico usado isoladamente, e 8,5% quando comparado ao veículo sem nenhum sistema de assistência de condução aplicado.

Em [6], cerca de 600.000 milhas de condução são utilizados para identificar comportamentos de condução que afetam significativamente o consumo de combustível. Com base nisso, um sistema de assistência passiva ao condutor combinado com um sistema de assistência ativa foi desenvolvido para veículos equipados com transmissão automatizada/automática para auxiliar os condutores em uma condução mais eficiente.

Os artigos [24-30] apresentam os resultados referentes a aplicação de treinamentos de condução econômica. Em [24], é analisado o consumo de combustível de uma vasta gama de diferentes tipos de automóveis (por exemplo, sedãs, SUVs, *hatchbacks*) durante dez meses. O estudo mostra que os condutores de veículos com transmissões manuais apresentam reduções significativamente maiores em consumo de combustível logo após a conclusão do treinamento, no entanto, seus ganhos de economia de combustível desaparecem com o passar do tempo. Em [25], é aplicado um treinamento de condução econômica para motoristas de uma frota de caminhões. Os autores mostraram resultados significativos de economia de combustível logo após a realização do treinamento, porém essa economia diminui moderadamente 3 meses após o treinamento, o que leva os autores do artigo a concluir que para manter o comportamento de condução desejado dos motoristas, frequentes rodadas de reforço do treinamento são necessárias para manter a economia de combustível obtida inicialmente a longo prazo.

Em [26-28] são apresentados os resultados de um programa de condução econômica de campo focado em modificar o comportamento de condutores de ônibus urbanos [26][27] e de caminhões de coleta de lixo urbano [28]. Os artigos mostraram resultados significativos de economia de combustível após o programa de condução econômica. Em [26], motoristas de uma linha de ônibus foram divididos em três grupos, no primeiro grupo, os motoristas receberam um *feedback* de um sistema de assistência passiva à condução econômica instalado no veículo, no segundo grupo, os motoristas receberam um treinamento de condução econômica baseado nas instruções do sistema de assistência passiva instalado nos veículos do primeiro grupo, e no terceiro grupo, os motoristas coaduziram os veículos sem receber nenhuma instrução. Os resultados do teste de campo mostraram uma redução de cerca de 6,8% no consumo de combustível do primeiro e segundo grupo quando comparados ao terceiro grupo. Em [27], 3 motoristas de uma frota de ônibus urbano receberam treinamento de condução econômica, o qual resultaram em uma redução no consumo de combustível extremamente significativa de cerca de 10 à 15% logo após o treinamento. Em [28], foi realizado um treinamento de condução para motoristas de uma frota de caminhões utilizados para coleta de lixo. O treinamento resultou em uma economia de US\$18.507,55 por mês para uma frota de 43 veículos, e uma redução de 7,1%

na emissão de  $CO_2$ .

Em [29], é apresentado um sistema de gestão de condução econômica para um grande número de caminhões e ônibus. Um sistema que registra os dados de condução é instalado nos veículos para monitorar os condutores, a fim de verificar se eles estão conduzindo o veículo de forma eficiente (por exemplo: aceleração suave). Se este não for o caso, o dispositivo alerta o condutor de maneira a encorajá-lo a conduzir o veículo de maneira mais eficiente. Se for necessário, os condutores são encaminhados para uma sessão de treinamento em condução econômica para aprenderem as competências de condução desejadas. A implementação do sistema resultou em uma economia de combustível de 8,8% e uma redução de emissão  $CO_2$  de 4,39 toneladas por ano por veículo.

Em [30], além do consumo de combustível, foi também analisado o impacto da condução ecológica nas emissões de  $CO_2$  e óxidos de azoto ( $NO_x$ ) utilizando veículos a diesel pesados com o sistema de medição integrado. No teste, dois condutores conduziram o mesmo veículo em um mesmo percurso urbano (um condutor conduziu o veículo normalmente e o outro conduziu utilizando a estratégia de mudança de marcha antecipada). O resultado do teste de condução mostrou que a mudança de marcha antecipada teve um efeito satisfatório na redução do  $CO_2$  e no consumo de combustível em cerca de 15%. No entanto, a mudança de marcha antecipada causou um aumento de 10% na massa de  $NO_x$  emitida.

### 3 METODOLOGIA

#### 3.1 Modelo da dinâmica longitudinal do veículo

De acordo com [31], a dinâmica longitudinal do veículo pode ser simplesmente descrita por

$$F_a = \lambda(n)m \frac{dv(t)}{dt} = F_{tr} - F_{res} \quad (3.1)$$

onde  $m$  representa a massa equivalente do veículo em  $[kg]$ ,  $\lambda(n)$ , o fator de inércia das partes móveis que compõem o seu trem de força em função das marchas  $n$ , ambos adimensionais,  $F_a$  representa a força de aceleração do veículo em  $[N]$ ,  $F_{tr}$ , a força de tração em  $[N]$ ,  $F_{res}$  é a resistência total contrária ao movimento do veículo em  $[N]$  e  $v(t)$ , a velocidade do veículo em  $[\frac{m}{s}]$ .

A força de tração  $F_{tr}$  pode ser escrita da seguinte forma:

$$F_{tr} = u(t)\eta T_{max}(\omega) \frac{i_{gear}(n)i_{axle}}{r_{wheel}} \quad (3.2)$$

onde  $u(t)$  é o sinal de controle ( $0 \leq u(t) \leq 1$ ) que representa o acionamento do pedal do acelerador do veículo e, conseqüentemente, define a demanda do torque do motor à ser aplicada baseado no seu valor de torque máximo  $T_{max}$  em  $[Nm]$ , que varia em função de sua rotação  $\omega$  em  $[\frac{rad}{s}]$ ,  $i_{gear}$  é a relação de marcha, que é dependente da marcha engatada  $n$ ,  $i_{axle}$  é a relação do eixo,  $r_{wheel}$  é o raio da roda em  $[m]$  e  $\eta$  representa a eficiência do trem de força do veículo. As variáveis  $i_{gear}$ ,  $i_{axle}$  e  $\eta$  são todas adimensionais.

A resistência total contrária ao movimento do veículo  $F_{res}$  pode ser explicada pela soma das seguintes forças: Força de rolamento  $F_{roll}$ , arrasto aerodinâmico  $F_{aero}$ , e força peso  $F_{grad}$ .

$$F_{res} = F_{roll} + F_{aero} + F_{grad} \quad (3.3)$$

Onde,  $F_{res}$  pode ser também escrita da seguinte forma:

$$F_{res} = mgC_r \cos(\theta) \operatorname{sgn}(v(t)) + \frac{1}{2} \rho C_v A v(t)^2 + mg \sin(\theta) \quad (3.4)$$

onde  $g$  representa a aceleração da gravidade em  $[\frac{m}{s^2}]$ ,  $\theta$ , a inclinação da via em  $[rad]$ ,  $\rho$ , a densidade do ar em  $[\frac{kg}{m^3}]$ ,  $A$  é a área frontal do veículo em  $[m^2]$ ,  $C_v$ , o coeficiente de arrasto e  $C_r$ , o coeficiente de resistência ao rolamento, ambos adimensionais.

A seguinte equação diferencial resulta da combinação entre as equações 3.1, 3.2 e 3.4:

$$\dot{v}(t) = \frac{\eta \alpha(n) u(t) T_{max}(\omega)}{m \lambda(n)} - \frac{g C_r \operatorname{sgn}(v(t))}{\lambda(n)} - \frac{\frac{1}{2} \rho C_v A v(t)^2}{m \lambda(n)} - \frac{g \theta}{\lambda(n)} \quad (3.5)$$

em que  $\alpha(n)$  e  $\omega$  são dados por

$$\alpha(n) = \alpha_n = \frac{i_{gear}(n) i_{axle}}{r_{wheel}} \quad (3.6)$$

$$\omega = \alpha_n v(t) \quad (3.7)$$

e a seguinte aproximação foi considerada para variações do ângulo da via de até  $\pm 20\%$ :

$$\sin(\theta) \approx \theta \quad (3.8)$$

$$\cos(\theta) \approx 1 - \frac{\theta^2}{2} \approx 1 \quad (3.9)$$

O detalhamento do modelo matemático que descreve a dinâmica da desaceleração do veículo proveniente do acionamento de seu sistema de frenagem não foi o foco deste trabalho, pois não possui influência direta com o consumo de combustível do veículo e com sua emissão de  $CO_{2e}$ . Porém a dinâmica da aceleração do veículo durante sua fase de frenagem pode ser descrita pelo modelo matemático 3.5 ao substituir o termo  $u(t) T_{max}(\omega)$  pelo respectivo torque de frenagem equivalente  $T_{brk}$  aplicado ao eixo do motor,

considerando que o trem de força do veículo esteja engatado (embreagem acoplada). O torque de frenagem equivalente pode ser obtido ao combinar diferentes fontes do sistema de frenagem, como freio de serviço (solicitado pelo pedal do freio), retardador e freio motor. A força de frenagem  $F_{brk}$  na roda do veículo derivada das fontes de frenagem mencionadas pode ser descrita como:

$$F_{brk} = F_{EB} + F_{RET} + F_{SB} \quad (3.10)$$

onde,  $F_{EB}$  representa a força de frenagem proveniente do freio motor,  $F_{RET}$ , a força de frenagem gerada pelo retardador, e  $F_{SB}$ , a força de frenagem advinda do freio de serviço, todas em  $[N]$ .

A dinâmica de  $F_{EB}$  pode ser descrita como:

$$F_{EB} = \frac{T_{EB_{eq}}(\omega)\alpha_n\eta}{r_{wheel}} \quad (3.11)$$

considerando,

$$T_{EB_{eq}}(\omega) = \begin{cases} T_{EB_1}(\omega), & \text{para } u_{EB}(t) = 0 \\ T_{EB_2}(\omega), & \text{para } u_{EB}(t) = 1 \end{cases} \quad (3.12)$$

onde,  $T_{EB_{eq}}(\omega)$  representa o torque de frenagem do motor equivalente em  $[Nm]$  resultante de suas forças de desaceleração,  $T_{EB_1}(\omega)$  representa o torque de arrasto natural do motor, também chamado de torque de fricção, o qual varia em função da velocidade do motor  $\omega$ .  $T_{EB_2}(\omega)$  representa o torque de frenagem do motor proveniente do acionamento do sistema de freio motor. A variável de controle  $u_{EB}(t)$  representa a solicitação de acionamento do freio motor, e pode assumir os valores abaixo:

$$u_{EB}(t) = \begin{cases} 0, & \text{para freio motor desativado} \\ 1, & \text{para freio motor ativado} \end{cases} \quad (3.13)$$

$F_{RET}$  pode ser descrita como:

$$F_{RET} = \frac{\eta_{ret} u_{ret}(t) T_{max_{ret}}(\omega_s) i_{axle}}{r_{wheel}} \quad (3.14)$$

onde,  $u_{ret}(t)$  representa o sinal de controle ( $0 \leq u_{ret}(t) \leq 1$ ) referente a solicitação de torque para o retardador do veículo,  $T_{max_{ret}}$ , o torque máximo do retardador disponível em função da velocidade do eixo cardan  $\omega_s$  (retardador secundário) em  $[Nm]$ .

Em [39], a força de frenagem obtida por freio a tambor do tipo Came-S com acionamento realizado por pressão pneumática é descrita conforma abaixo:

$$B_i = \frac{BF_i \cdot AC_i \cdot \eta_{bsi} \cdot Dt_i \cdot Lajf_i \cdot (p - \Delta p_i)}{Dcs_1 \cdot r_{wheel}} \quad (3.15)$$

onde para cada eixo  $i$  do veículo,  $B_i$  representa a força de frenagem produzida pelas rodas em  $[N]$ ,  $BF_i$ , o fator de freio  $C^*$ , adimensional,  $AC_i$ , a área dos cilindros de freio das rodas em  $[m^2]$ ,  $\eta_{bsi}$ , a eficiência do freio das rodas,  $Dt_i$ , o diâmetro interno dos tambores de freios das rodas em  $[m]$ ,  $Lajf_i$ , o comprimento das alavancas de ajuste de folga dos freios das rodas em  $[m]$ ,  $Dcs_1$ , o diâmetro efetivo do came-S dos freios das rodas em  $[m]$ ,  $p$ , a pressão no sistema de freios, e  $\Delta p_i$ , o diferencial de pressão do sistema de freios, ambos em  $[Pa]$ .

A equação de força de frenagem nas rodas do eixo  $i$  pode ser simplificada na forma:

$$B_i = \frac{K_i(p - \Delta p_i)}{r_{wheel}} \quad (3.16)$$

sendo  $K_i$  uma constante que depende somente dos valores dos termos constantes do sistema de freios instalado no eixo  $i$ .

Considerando que a pressão no sistema de freio  $p$  e o diferencial de pressão  $\Delta p_i$  são derivados do acionamento do pedal do freio e convertido em pressão de acordo com a característica da válvula pedal instalada no veículo, podemos escrever  $B_i$  em função do posicionamento do pedal do freio representado pela variável de controle  $u_{sbrk}(t)$  ( $0 \leq u_{sbrk}(t) \leq 1$ ), conforme abaixo:

$$B_i = \frac{K_i(p(u_{sbrk}) - \Delta p_i(u_{sbrk}))}{r_{wheel}} \quad (3.17)$$

Desta forma, podemos finalmente descrever a dinâmica do torque de frenagem equivalente  $T_{brk}$  aplicado ao eixo do motor como:

$$T_{brk} = T_{EBeq} + \frac{\eta_{ret} u_{ret}(t) T_{max_{ret}}(\omega_s)}{i_{gear}} + \frac{K_i(p(u_{sbrk}) - \Delta p_i(u_{sbrk}))}{i_{gear} i_{axle}} \quad (3.18)$$

## 3.2 Modelo da eficiência energética do veículo

Com o intuito de explicar a eficiência energética do veículo por meio das variáveis que descrevem sua dinâmica longitudinal, as seguintes equações foram desenvolvidas pelo autor a partir de dados de consumo de combustível medidos no veículo utilizado neste estudo. Como detalhado adiante, o veículo em questão é composto por um motor diesel de quatro cilindros, uma transmissão manual composta por seis marchas e um eixo de tração traseiro com uma relação final de 1:4,3.

A equação abaixo foi obtida através de dados medidos no barramento CAN (sigla em inglês para *Controller Area Network*) do veículo e representa a massa de combustível consumida aproximada  $mc(T)$  em  $[g]$  por revolução do motor  $[r]$  em função de seu torque  $T$  em  $[Nm]$ . A aproximação possui um coeficiente de determinação de 98,18% ( $R^2 = 0,9818$ ) com uma precisão de 98,10% ( $R_{adj}^2 = 0,9810$ ), o que indica que o modelo explica de forma confiável o consumo de combustível do motor em  $[\frac{g}{r}]$ . Tais dados são fornecidos pela unidade de controle do motor e calibrados a partir de medições de consumo de combustível realizadas em banco de provas.

$$mc(T) = 0,0004T \quad (3.19)$$

A relação linear entre o consumo de combustível do motor em  $[\frac{g}{r}]$  e o torque aplicado em seu eixo pode ser claramente notada ao comparar a dinâmica dos sinais '*Engine Torque [Nm]*' e '*Fuel consumption [g/r]*' detalhados através das Figuras 27 e 29.

Ao multiplicar a equação 3.19 pela rotação do motor em  $[\frac{r}{s}]$ , o consumo de combustível em  $[\frac{g}{s}]$  pode ser descrito da seguinte forma:

$$fc(v(t), T, i_{gear}, t) = \frac{v(t)\alpha_n(0, 0004u(t)T_{max}(\omega))}{2\pi} \quad (3.20)$$

onde  $\frac{v(t)\alpha_n}{2\pi}$  explica a rotação do motor em  $[\frac{r}{s}]$ , e o termo  $u(t)T_{max}(\omega)$ , o torque aplicado no eixo do motor.

Nota-se através da equação 3.20 que o consumo de combustível em  $[\frac{g}{s}]$  varia em termos do torque e rotação do motor. A massa de combustível consumida em  $[g]$  pode ser explicado ao integrar  $fc(v(t), u(t), i_{gear}, t)$  em função do tempo da seguinte forma:

$$fc_{eq}(v(t), T, i_{gear}, t) = \int_{t_0}^t fc(v(t), T, i_{gear}, t) dt \quad (3.21)$$

Dividindo a velocidade do veículo em  $[\frac{m}{s}]$  pela equação 3.20, podemos descrever o modelo da eficiência energética instantânea do veículo em  $[\frac{m}{g}]$  (distância percorrida por massa de combustível consumida):

$$fe(v(t), T, i_{gear}, t) = \frac{v(t)}{fc(v(t), T, i_{gear}, t)} \quad (3.22)$$

Simplificando a equação 3.22, a equação 3.23 pode ser escrita conforme abaixo:

$$fe(v(t), T, i_{gear}, t) = \frac{2\pi}{\alpha_n(0, 0004u(t)T_{max}(\omega))} \quad (3.23)$$

A equação 3.23 mostra que a eficiência energética instantânea do veículo é afetada apenas por duas variáveis,  $\alpha_n$  e  $u(t)T_{max}(\omega)$ .

Como as variáveis  $i_{axle}$  e  $r_{wheel}$  são constantes no modelo da dinâmica longitudinal do veículo, a variação de  $\alpha_n$  depende exclusivamente da variação de  $i_{gear}$ . Com base nisso, podemos concluir que a eficiência energética instantânea do veículo é afetada apenas pelo torque do motor  $u(t)T_{max}(\omega)$  e pela relação de marcha  $i_{gear}(n)$ , e como mostra a equação 3.23, quanto menor forem os valores de  $i_{gear}(n)$  e  $u(t)T_{max}(\omega)$ , maior será a eficiência energética instantânea do veículo.

A eficiência energética média em  $[\frac{m}{g}]$  pode ser escrita em termos do tempo percorrido  $t$  como mostra a equação abaixo:

$$fe_a(v(t), u(t), i_{gear}, t) = \begin{cases} \int_{t_0}^t \frac{1}{(t-t_0)} \frac{2\pi}{\alpha_n(0, 0004u(t)T_{max}(\omega))} dt, & \text{para } u(t) > 0 \\ \frac{\int_{t_0}^t v(t) dt}{FC_{eq}(v(t), u(t), i_{gear}, t)}, & \text{para } u(t) = 0 \end{cases} \quad (3.24)$$

Ao combinar a eficiência energética instantânea para  $n$  e  $n + 1$  conforme abaixo:

$$\frac{2\pi}{\alpha_n(0,0004u_n(t)T_{max}(\omega))} = \frac{2\pi}{\alpha_{n+1}(0,0004u_{n+1}(t)T_{max}(\omega))} \quad (3.25)$$

e simplificando da seguinte forma:

$$\frac{i_{gear}(n+1)}{i_{gear}(n)} = \frac{u_n(t)T_{max}(\omega)}{u_{n+1}(t)T_{max}(\omega)} \quad (3.26)$$

é possível mostrar as condições em que a eficiência energética instantânea do veículo é igual para as diferentes relações de marchas  $n$  e  $n + 1$ . De acordo com a equação 3.26, a eficiência energética do veículo é igual para as diferentes relações de marchas  $n$  e  $n + 1$ , se e somente se, a relação do torque do motor  $\frac{u_n(t)T_{max}(\omega)}{u_{n+1}(t)T_{max}(\omega)}$  for equalizada na mesma proporção que  $\frac{i_{gear}(n+1)}{i_{gear}(n)}$ .

### 3.3 Validação dos modelos matemáticos

O veículo utilizado para validar os modelos matemáticos descritos nas seções 3.1 e 3.2 foi um ônibus pesando 15000kg e equipado com um motor diesel de quatro cilindros com 140kW, uma transmissão manual composta por seis marchas combinada com um eixo de tração traseiro com relação final de 4,3.

A Figura 8 mostra o torque máximo do motor disponível em termos de sua rotação  $T_{max}(\omega)$  (linha sólida preta) incluindo o mapa de consumo específico de combustível do motor representado pela sigla BSFC (*Brake Specific Fuel Consumption*, em inglês) em  $[\frac{g}{kWh}]$  para o motor diesel de quatro cilindros mencionado:

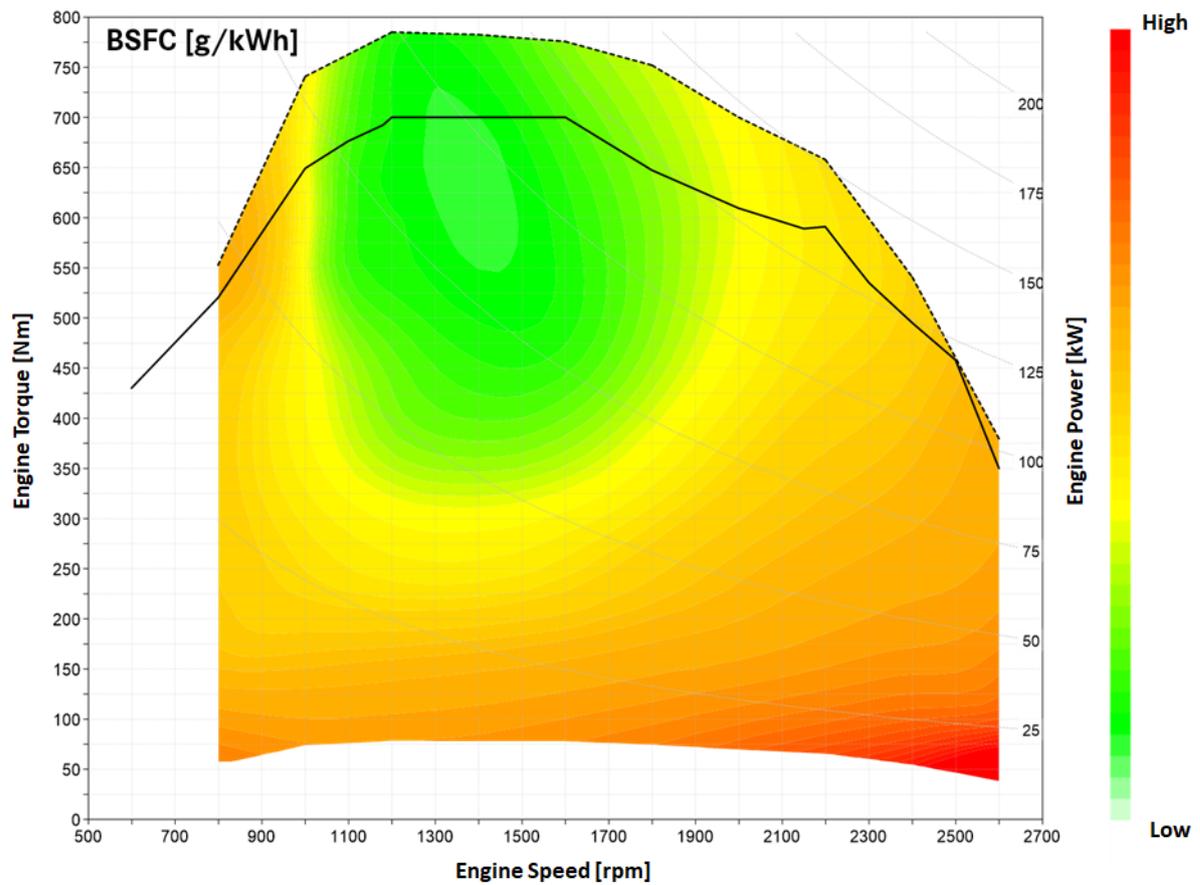


Figura 8: Torque máximo do motor em termos de sua rotação + mapa BSFC

Fonte: Autor

Podemos notar através da Figura 8 que a maior eficiência do motor está concentrada na região de maior torque (torques entre 525 e 700Nm) e velocidades médias (velocidades entre 1200 e 1600 rpm). Já a Figura 9 detalha o mapa do fluxo de combustível do motor em  $\left[\frac{g}{s}\right]$  para o respectivo motor:

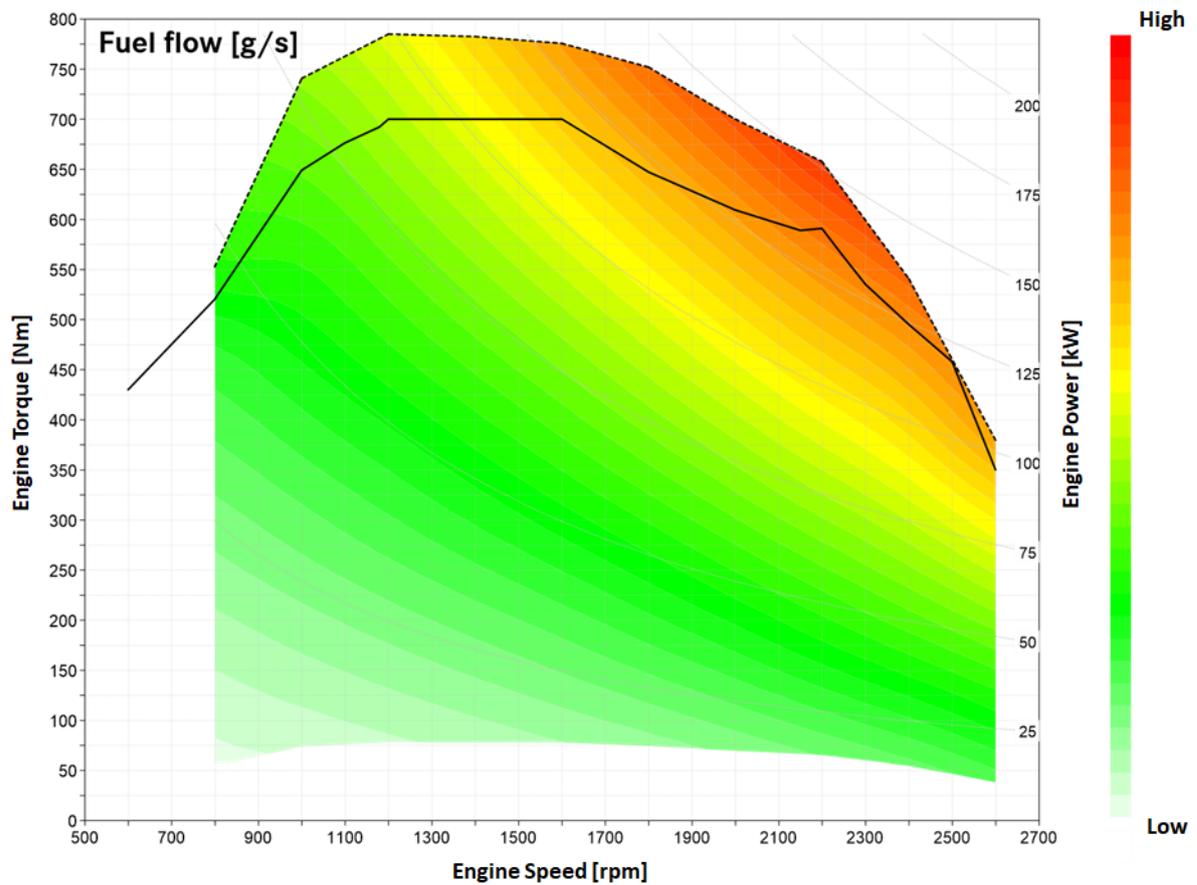


Figura 9: Torque máximo do motor em termos de sua rotação + mapa de fluxo de combustível

Fonte: Autor

Como podemos notar, o fluxo de combustível é proporcional ao torque e velocidade do motor, ou seja, quanto menor a velocidade e torque do motor, menor o seu fluxo de combustível em  $[\frac{g}{s}]$ . Essa relação vai de encontro com a demonstração matemática detalhada pela equação 3.20 detalhada na subseção 3.2.

A Tabela 1 mostra os valores de relação de marchas para as seis marchas que compõem a transmissão utilizada no veículo:

Marcha $n$	Relação de marcha $i_{gear}$	Unidade
1	9,201	[-]
2	5,23	[-]
3	3,145	[-]
4	2,034	[-]
5	1,374	[-]
6	1	[-]

Tabela 1: Relações de transmissão

Fonte: Autor

A Tabela 2 apresenta os parâmetros adicionais do veículo e do trem de força usados para parametrizar o modelo da dinâmica longitudinal do veículo:

Item	Valor	Unidade
$i_{axle}$	4,3	[-]
$r_{wheel}$	0,491	[m]
$A$	6,5	[m <sup>2</sup> ]
$m$	15000	[kg]
$C_v$	0,6	[-]
$\eta$ [ $n=1$ to 5]	0,85	[-]
$\eta$ [ $n=6$ ]	0,87	[-]
$\lambda(1)$	1,6	[kg · m <sup>2</sup> ]
$\lambda(2)$	1,1	[kg · m <sup>2</sup> ]
$\lambda(3)$	1,05	[kg · m <sup>2</sup> ]
$\lambda(4)$	1	[kg · m <sup>2</sup> ]
$\lambda(5)$	1	[kg · m <sup>2</sup> ]
$\lambda(6)$	1	[kg · m <sup>2</sup> ]

Tabela 2: Parâmetros adicionais do trem de força e veículo

Fonte: Autor

A inércia das partes móveis do trem de força para cada relação de marcha  $\lambda(n)$  e sua eficiência  $\eta$  foram cuidadosamente ajustadas pelo autor durante a fase de validação dos modelos, respeitando sua faixa de valores factíveis para o trem de força do veículo utilizado. Este ajuste foi realizado com o objetivo de aproximar a dinâmica da variável de

estado  $v(t)$  do modelo da velocidade real do veículo. O modelo da dinâmica longitudinal do veículo descrito pela equação 3.5 e os modelos de consumo de combustível em  $[g/r]$ ,  $[g/s]$  e  $[g]$  descritos pelas equações 3.19, 3.20 e 3.21, respectivamente, foram validados no percurso detalhado na Figura 10:



Figura 10: Trecho urbano utilizado para validação dos modelos matemáticos

Fonte: Autor

A Figura 10 mostra a variação da inclinação da via em termos dos principais segmentos do trecho. A inclinação da via foi medida com um goniômetro ao longo do percurso e seu ângulo foi verificado a cada cinquenta metros. Como pode ser visto, o trecho utilizado para validação dos modelos matemáticos é composto por um segmento plano (segmento 1), seguido de um leve declínio no final do segmento 1 (segmento 2). Em seguida, um aclave de aproximadamente 11% (segmento 3) e, na sequência, um gradiente de rampa de 4,8% (segmento 4). No total, este percurso tem aproximadamente 725m de distância.

Os parâmetros do modelo da dinâmica longitudinal do veículo descrito pela equação 3.5 foram definidos com os dados do veículo mencionados nas Tabelas 1 e 2, e também, com o dados da curva de torque máximo do motor detalhado nas Figuras 8 e 9. Os demais parâmetros como gravidade  $g$ , constante de atrito  $C_r$  e densidade do ar  $\rho$  foram definidos com os seguintes valores  $g = 9,81m/s^2$ ,  $C_r = 0,014[-]$ ,  $\rho = 1,22kg/m^3$ , respectivamente. O valor referente ao parâmetro  $C_r$  foi definido com base na característica da superfície da via utilizada para a validação dos modelos, isto é, uma superfície de concreto liso, e seu valor foi obtido em [32].

A Figura 11 apresenta uma comparação entre as respostas obtidas pelos modelos matemáticos e os dados reais do veículo medidos ao longo do percurso por meio de seu barramento CAN. Para obter a resposta da variável de estado do sistema  $v(t)$ , o controle  $u(t)$  multiplicado pelo torque máximo instantâneo do motor  $T_{max}(\omega)$  descrito na equação 3.5 foi alimentado com o valor real do torque do motor extraído da medição do veículo ao longo do trecho. A variável  $\theta$  foi fornecida manualmente com base no gradiente de rampa detalhado na Figura 10. A linha vermelha representa as respostas reais e a linha preta, a resposta dos modelos matemáticos.

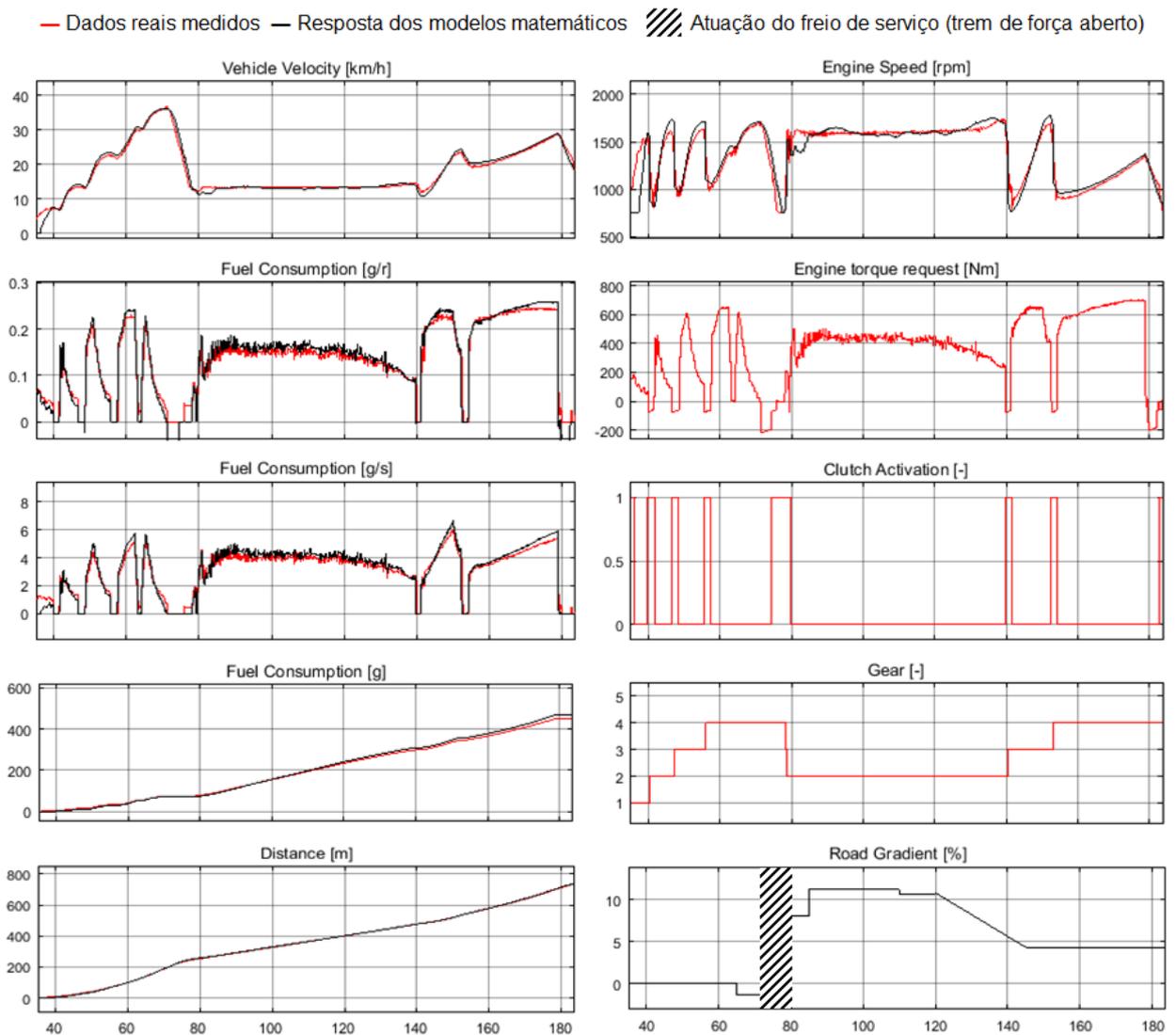


Figura 11: Comparativo entre a resposta dos modelos matemáticos e resposta real do veículo

Fonte: Autor

Primeiramente, podemos notar que os modelos matemáticos descritos pelas equações 3.5, 3.19, 3.20 e 3.21 têm mostrado resultados confiáveis quando comparados com os resultados reais do veículo, no entanto, também é possível notar algumas pequenas diferenças entre elas. Essas diferenças podem ser explicadas por pequenos erros que podem existir na calibração das variáveis  $\eta$ ,  $\lambda(n)$ ,  $C_r$ ,  $\rho$ ,  $C_v$ ,  $A$ ,  $m$  e  $\theta$ .

Além da calibração do modelo da dinâmica longitudinal do veículo, o veículo real tem como parte de seu comportamento dinâmico as forças laterais que atuam sobre as rodas durante as curvas. Esse esforço não pode ser reproduzido pelo modelo da dinâmica longitudinal do veículo utilizado neste estudo e isso também pode gerar pequenas diferenças entre os resultados.

Como o veículo utilizado para validar os modelos matemáticos não é equipado com sensor de inclinação da via e a variável  $\theta$  é uma das entradas do modelo matemático, ela foi inserida manualmente com os valores do gradiente de rampa medidos e detalhados na Figura 10, e também, cuidadosamente ajustado para que a variável  $v(t)$  se aproxime da velocidade real do veículo na região da via que possui pequenas variações em seu ângulo (segmento 3). Um outro ponto a ser destacado é que devido ao fato do modelo da dinâmica longitudinal do veículo não ser capaz de reproduzir a desaceleração do veículo causada pelo acionamento do freio de serviço, o ângulo da rampa  $\theta$  foi ajustado durante o seu acionamento (área hachurada) para que  $v(t)$  também se aproxime da velocidade real do veículo. No entanto, para as condições onde o modelo é válido, sua dinâmica têm mostrado resultados confiáveis em relação ao comportamento real da dinâmica do veículo, como pode ser visto na Figura 11.

### 3.4 Análise da eficiência energética do veículo durante sua fase de aceleração positiva

A análise a seguir foi realizada utilizando os modelos matemáticos desenvolvidos e descritos nos itens 3.1 e 3.2 e visa demonstrar graficamente a eficiência energética e o consumo de combustível do veículo em função de sua velocidade durante sua fase de aceleração positiva para diferentes estratégias de condução e inclinações da via. A análise não leva em consideração as desacelerações do veículo durante as trocas de marcha causadas pela liberação do pedal do acelerador ( $u(t) = 0$ ) e abertura do trem de força durante o acionamento da embreagem.

O comportamento dinâmico do torque do motor, aceleração do veículo, distância percorrida, rotação do motor, marchas e tempo percorrido também são apresentados em termos de velocidade do veículo. A análise foi realizada para três diferentes condições de inclinação da via, são elas: 0%, +5% e -5%.

A Figura 12 tem como objetivo apresentar uma comparação entre a eficiência energética do veículo e seu desempenho para três diferentes controles  $u(t)$  e inclinação da via igual a 0%. As progressões de marcha são realizadas em sequência de  $n = 1$  a  $n = 5$  em rotação do motor próxima a 1600 *rpm* e velocidade do veículo variando de 1 a 14  $\frac{m}{s}$ .

As linhas azul e laranja apresentam a dinâmica do modelo matemático para  $u_1(t) = 1$  e  $u_2(t) = 0,6$ , respectivamente. Ambos os controles são aplicados para  $1 \leq n \leq 5$ . A linha amarela apresenta a dinâmica do modelo matemático para  $u_3(t) = 0,3$  e  $1 \leq n \leq 4$

e  $u_3(t) = 0,4$  para  $n = 5$ . O passo de 0,3 a 0,4 no sinal de controle  $u_3(t)$  é devido ao fato de que o torque do motor gerado por  $u_3(t) = 0,3$  não é capaz de produzir força trativa suficiente na quinta marcha para superar a resistência total contrária ao movimento do veículo e gerar aceleração positiva.

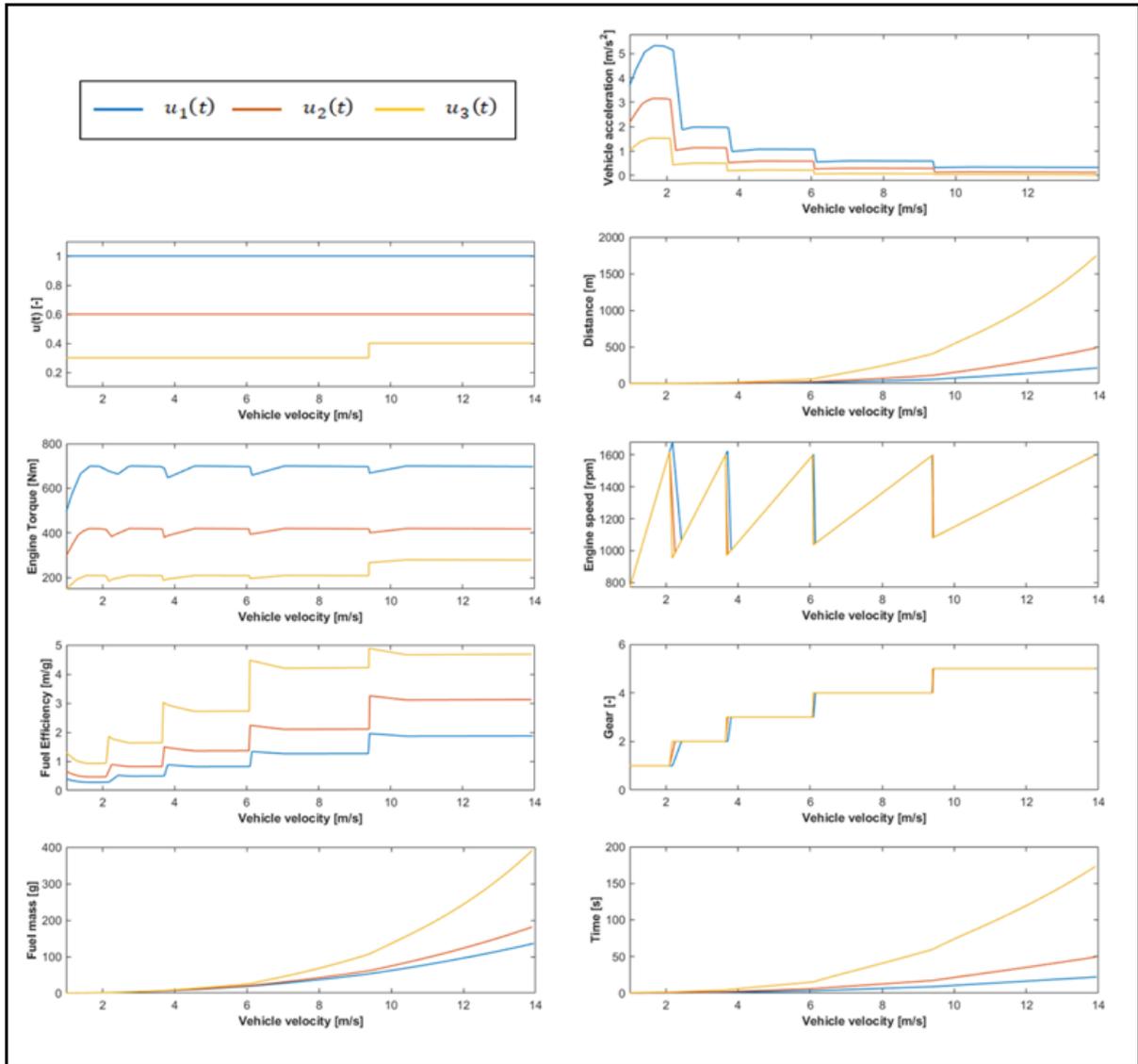


Figura 12: Análise da eficiência energética para diferentes estratégias de controle e inclinação da via igual a 0%

Fonte: Autor

Podemos notar que quanto maior o controle  $u(t)$ , menor a massa de combustível consumida  $f_{c_{eq}}(v(t), T, i_{gear}, t)$  em  $[g]$  durante a fase de aceleração positiva do veículo. Esse comportamento é explicado pelo fato de que a eficiência do motor é maior para as regiões mais próximas do torque máximo disponível do motor, conforme pode ser visto na Figura 8. Por outro lado, podemos ver que quanto menor o valor de controle  $u(t)$ ,

obtemos um valor maior da eficiência energética instantânea  $fe(v(t), T, i_{gear}, t)$  em  $[\frac{m}{g}]$ . Isso significa que a relação entre a distância percorrida e a massa de combustível consumida é maior quando um valor menor de torque do motor é demandado.

Também podemos notar graficamente a proporcionalidade direta entre o torque do motor e a aceleração do veículo em termos de sua velocidade.

A Figura 13 apresenta a mesma comparação para uma inclinação da via igual a +5% e dois sinais de controle diferentes. As progressões de marcha são realizadas em sequência de  $n = 1$  a  $n = 5$  em rotação do motor próxima a 1900 rpm e velocidade do veículo variando de 1 a  $11,5 \frac{m}{s}$ .

A linha azul apresenta a dinâmica dos modelos matemáticos para  $u_4(t) = 1$  e  $1 \leq n \leq 4$ , enquanto a linha laranja considera  $u_5(t) = 0,6$  para  $1 \leq n \leq 3$  e  $u_5(t) = 1$  para  $n = 4$ , essa alteração no sinal de controle também ocorre devido ao fato de que o torque do motor gerado por  $u_5(t) = 0,6$  não é capaz de produzir força trativa suficiente para  $n = 4$  superar a resistência total contra o movimento do veículo.

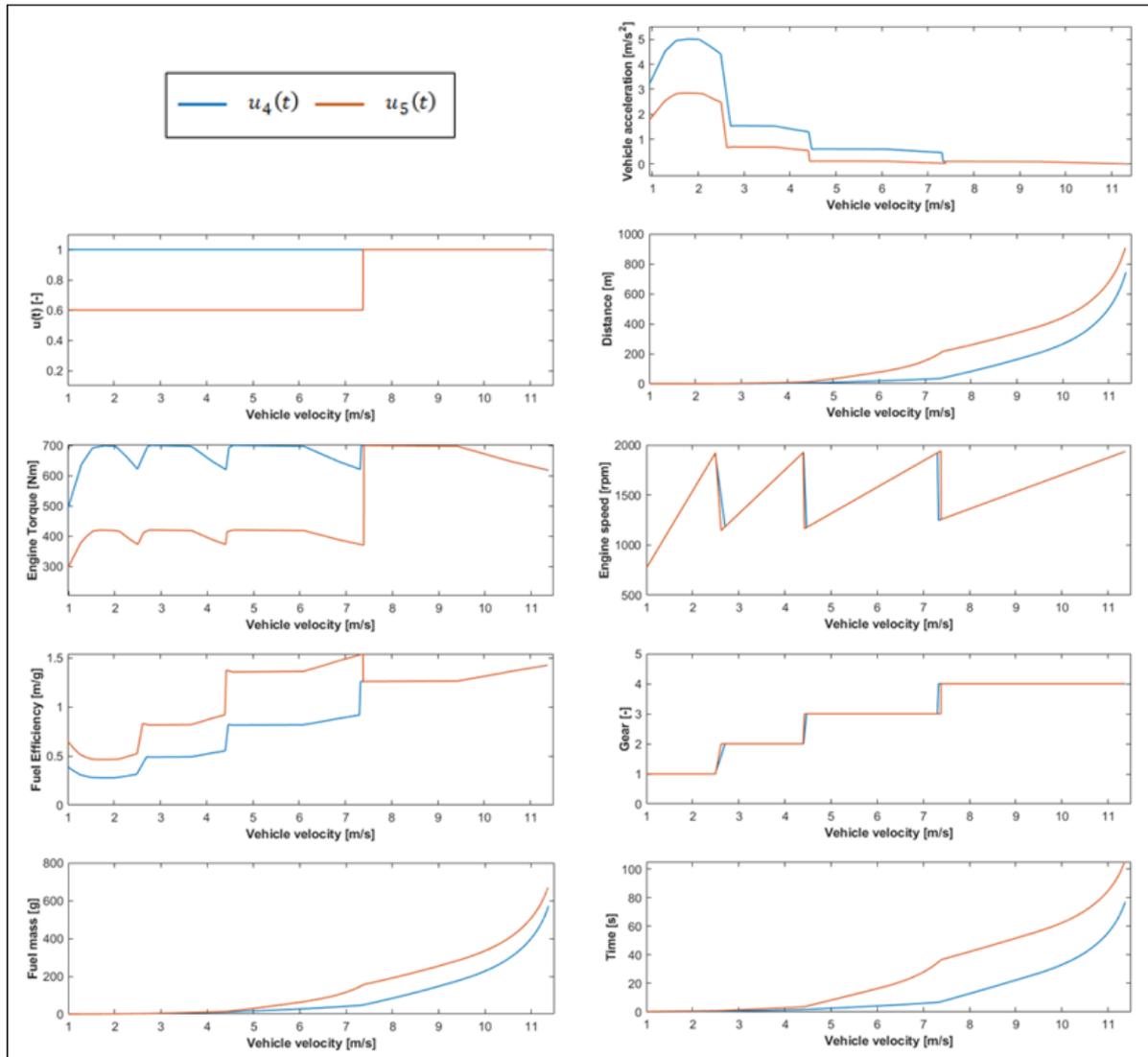


Figura 13: Análise da eficiência energética para diferentes estratégias de controle e inclinação da via igual a +5%

Fonte: Autor

Os resultados apresentados na Figura 13 ao operar o veículo através das duas estratégias de controle  $u_4(t)$  e  $u_5(t)$  diferentes são semelhantes aos resultados apresentados na Figura 12. Isso significa que quanto maior for o controle  $u(t)$ , menor será a massa de combustível consumida  $f_{c_{eq}}(v(t), T, i_{gear}, t)$  em  $[g]$  durante a fase de aceleração positiva do veículo para a condição em que o ângulo da via é positivo e igual à +5%. Por outro lado, também podemos notar novamente que a eficiência energética  $f_e(v(t), T, i_{gear}, t)$  em  $[\frac{m}{g}]$  é maior para valores mais baixos de  $u(t)$ .

A Figura 14 considera uma inclinação da via igual a -5% e três sinais de controle diferentes  $u_6(t)$ ,  $u_7(t)$  e  $u_8(t)$ . Nesta simulação, as marchas são mudadas em sequência de  $n = 1$  a  $n = 5$  em rotação do motor próxima a 1550 rpm e velocidade do veículo

variando de 1 a  $13,5 \frac{m}{s}$ . A linha azul apresenta a dinâmica dos modelos matemáticos para  $u_6(t) = 1$ , a linha laranja para  $u_5(t) = 0,6$ , e a linha amarela para  $u_6(t) = 0,3$ . Os três controles são mantidos constantes durante toda a fase de aceleração positiva do veículo.

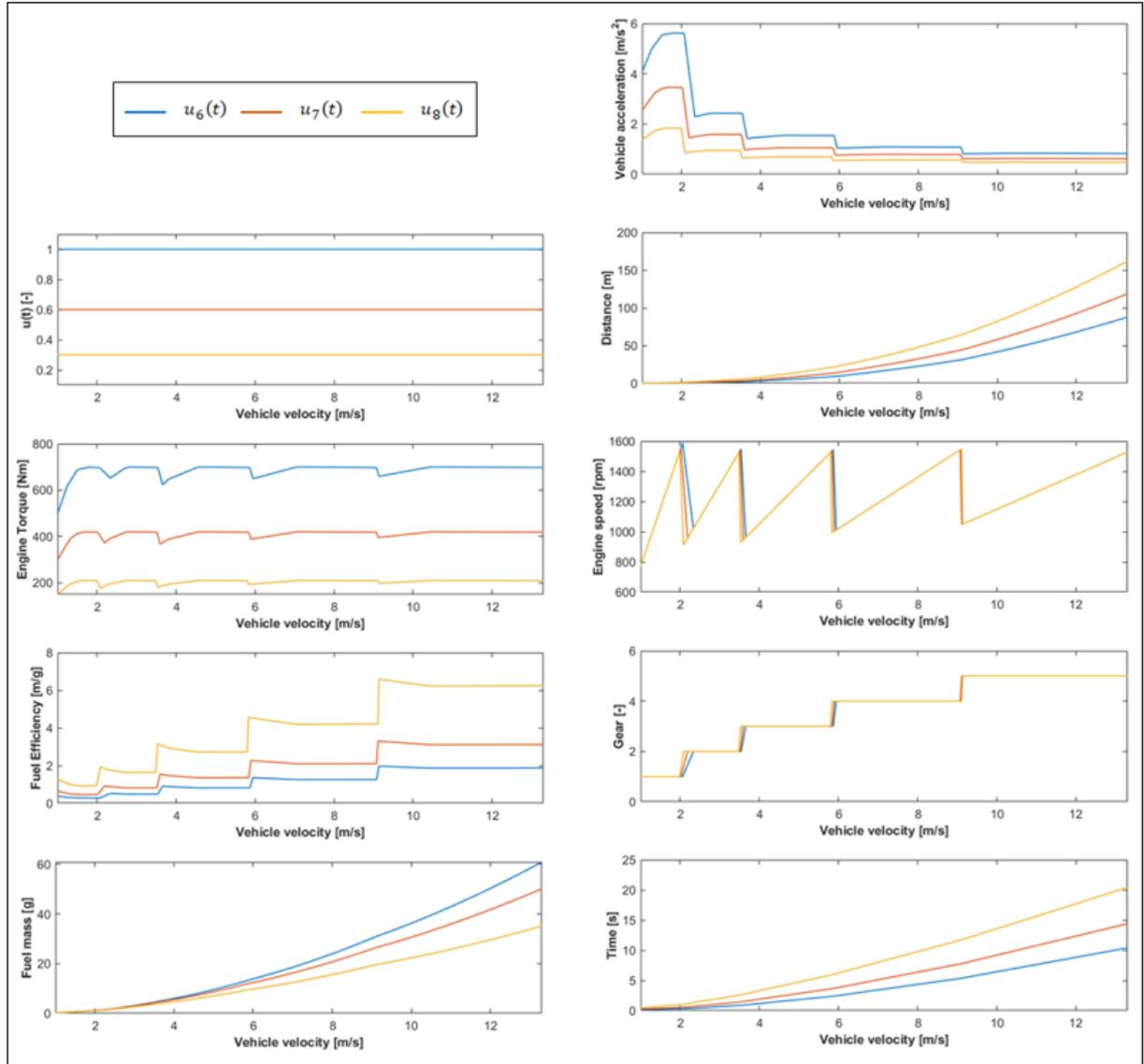


Figura 14: Análise da eficiência energética para diferentes estratégias de controle e inclinação da via igual a  $-5\%$

Fonte: Autor

A simulação apresentada na Figura 14 mostra um comportamento dinâmico oposto com relação a massa de combustível consumida  $f_{c_{eq}}(v(t), T, i_{gear}, t)$  em  $[g]$  quando comparado com os resultados obtidos anteriormente para as inclinações de  $0\%$  e  $+5\%$  apresentadas nas Figuras 12 e 13, respectivamente. Aqui, os controles  $u_6(t)$ ,  $u_7(t)$  e  $u_8(t)$  são diretamente proporcionais a massa de combustível consumida  $f_{c_{eq}}(v(t), T, i_{gear}, t)$  mesmo durante a fase de aceleração positiva do veículo. Isso significa que quanto me-

nores os valores de controle  $u(t)$ , menor também será a massa de combustível consumida  $f_{c_{eq}}(v(t), T, i_{gear}, t)$ .

Em condições onde a inclinação da via é negativa, o sinal referente ao termo da força peso é invertido, o que provoca uma força a favor do movimento do veículo ao invés de uma força contrária ao seu movimento, conforme mostrado nas simulações anteriores, o que suporta o torque do motor a gerar aceleração positiva do veículo.

O comportamento da eficiência energética do veículo é mantido o mesmo, então, nesta nova situação em que a inclinação da via é negativa, seus valores são maiores para valores mais baixos do sinal de controle  $u(t)$ .

### 3.5 Análise da eficiência energética do veículo para dois trechos urbanos hipotéticos percorridos com diferentes estratégias de condução

A simulação a seguir tem como objetivo apresentar o desempenho e a eficiência energética do veículo ao percorrer dois segmentos urbanos hipotéticos criados pelo autor através de diferentes estratégias de condução. A simulação também tem o objetivo de apresentar como diferentes estratégias de condução podem afetar significativamente o consumo de combustível e o desempenho do veículo.

Como mostrado na Figura 15, o primeiro segmento urbano é composto por uma via plana entre  $S_0 = 0m$  e  $S_2 = 150m$ , seguida por um declive, com inclinação igual a  $-5\%$  entre  $S_2$  e  $S_4 = 250m$ , em seguida vem outro segmento plano entre  $S_4$  e  $S_6 = 400m$ .

Nesta simulação, o veículo inicia seu movimento a partir de  $S_0$  e aumenta gradualmente sua velocidade através de dois controles e estratégias de troca de marchas diferentes. Para ambas as estratégias de condução apresentadas, o veículo deve parar em  $S_2$ ,  $S_4$  e  $S_6$ . Os pontos  $S_1$ ,  $S_3$  e  $S_4$  são os pontos onde o veículo começa a diminuir a velocidade para chegar aos locais de parada designados  $S_2$ ,  $S_4$  e  $S_6$  com  $v(t) = 0$ .

O controle  $u_1(t)$  leva em consideração um tipo de condução em que são atingidos níveis muito elevados de aceleração do veículo combinado com progressões de marchas realizadas em rotações altas do motor. O controle  $u_2(t)$  leva em consideração um tipo de condução do veículo com níveis muito baixos de aceleração positiva quando comparado com a estratégia de controle  $u_1(t)$  e, nesta estratégia de condução, as progressões de marcha são realizadas em rotações baixas do motor.

A simulação mostra que a massa de combustível consumida percorrendo o trecho mencionado com  $u_2(t)$  e realizando trocas de marcha em rotações mais baixas do motor foi de aproximadamente 87g, enquanto com  $u_1(t)$  e realizando trocas de marchas em rotações mais altas do motor este consumo foi de aproximadamente 250g, 187% maior. Por outro lado, o tempo gasto para concluir o percurso com  $u_1(t)$  foi de 52,5s, enquanto com  $u_2(t)$  este mesmo percurso levou 87,3s, 66% mais lento.

Outro ponto a destacar é o esforço de frenagem utilizado para parar o veículo em  $S_2$ ,  $S_4$  e  $S_6$ . A desaceleração do veículo entre os trechos  $S_1$  a  $S_2$ ,  $S_3$  a  $S_4$  e  $S_5$  a  $S_6$  é maior quando o veículo é conduzido por  $u_1(t)$  se compararmos com  $u_2(t)$ , devido a sua maior velocidade ao atingir  $S_1$ ,  $S_3$  e  $S_5$  com este padrão de dirigibilidade.

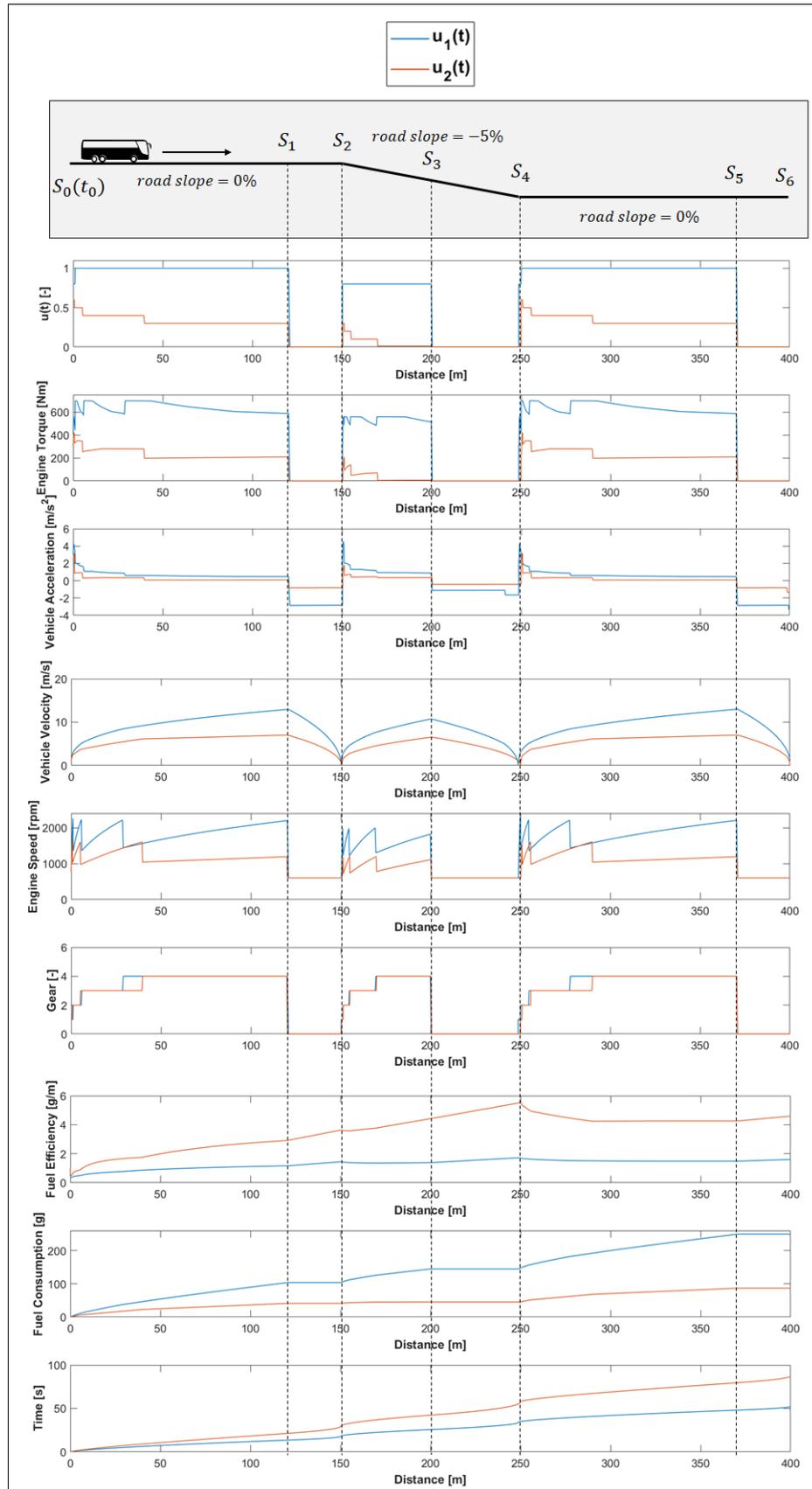


Figura 15: Desempenho e eficiência energética do veículo ao percorrer um segmento urbano hipotético com as estratégias de condução  $u_1(t)$  e  $u_2(t)$

Fonte: Autor

A Figura 16 mostra a característica do segundo segmento urbano hipotético criado pelo autor. O segmento possui uma distância total de 600m e é composto pelo trecho plano entre  $S_7 = 0m$  e  $S_9 = 200m$ , em seguida vem um trecho com inclinação igual a +5% entre  $S_9$  e  $S_{11} = 400m$ , e então, outro trecho plano entre  $S_{11}$  e  $S_{13} = 600m$ .

Nesta simulação, o veículo inicia seu movimento a partir de  $S_7$  e aumenta gradualmente sua velocidade usando dois controles e estratégias de troca de marchas diferentes. Aqui, o ponto de parada do veículo está localizado em  $S_9$ ,  $S_{11}$  and  $S_{13}$ . Os pontos  $S_8$ ,  $S_{10}$  e  $S_{12}$  são os pontos em que o veículo começa a reduzir a velocidade para chegar aos locais de parada mencionados com  $v(t) = 0$ .

Como podemos observar na Figura 16, as diferenças entre as duas estratégias de condução não são tão expressivas quando comparada com as estratégias de condução apresentadas na Figura 15. Isso significa que, nesta nova simulação, a diferença entre os controles  $u_3(t)$  e  $u_4(t)$  é menor quando comparada com a diferença entre  $u_1(t)$  e  $u_2(t)$ . No entanto, o controle  $u_3(t)$  também visa simular um tipo de condução mais agressiva em que o veículo é conduzido com níveis mais altos de aceleração e trocas de marchas em rotações mais altas do motor, enquanto o controle  $u_4(t)$  tem como objetivo simular um tipo de condução mais econômica em que o condutor opera o veículo com menores níveis de acelerações e trocas de marchas em rotações mais baixas do motor.

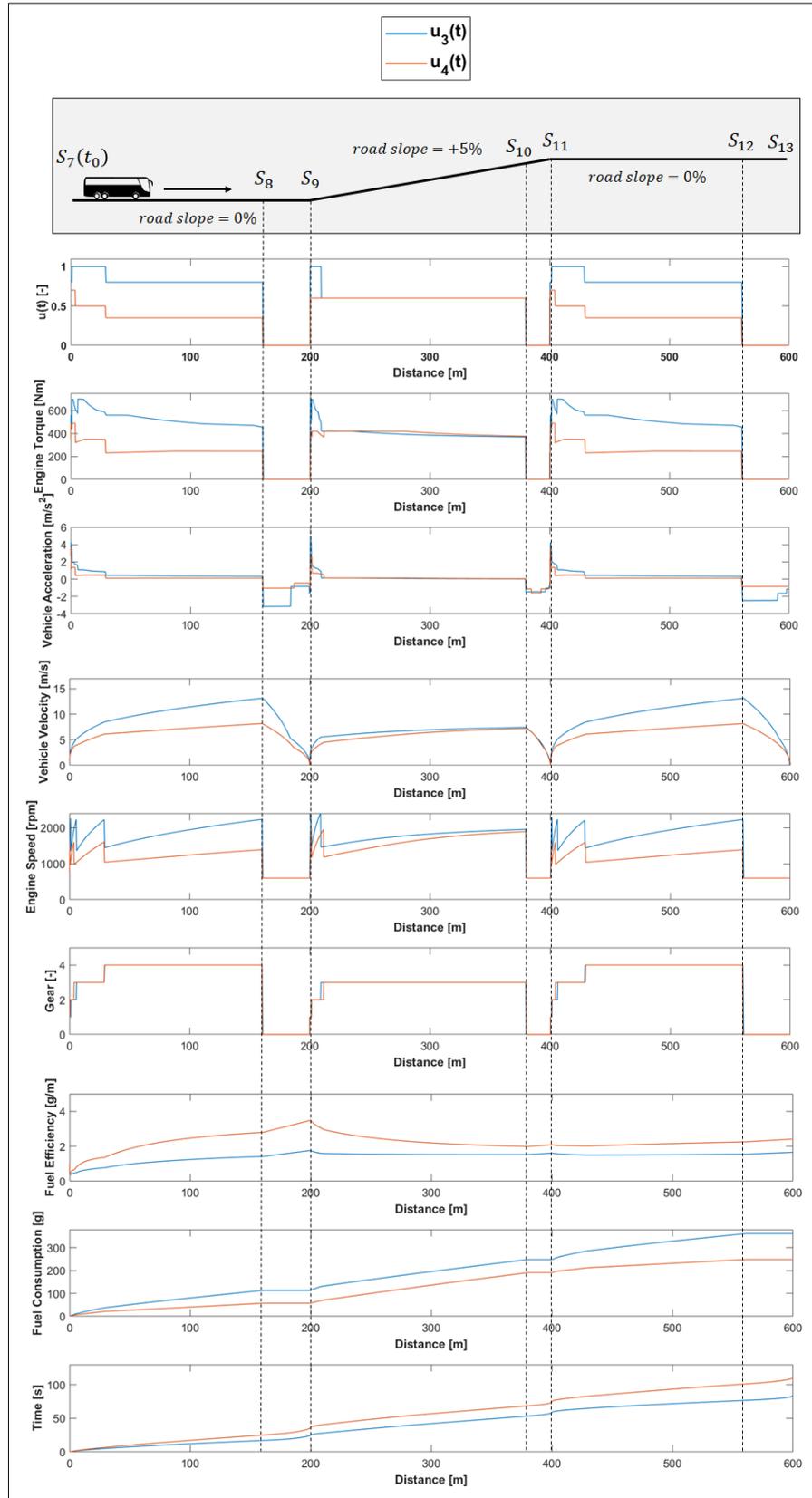


Figura 16: Desempenho e eficiência energética do veículo ao percorrer um segmento urbano hipotético com as estratégias de condução  $u_3(t)$  e  $u_4(t)$

Fonte: Autor

Esta simulação mostra que, ao percorrer o trecho mencionado, utilizando o controle  $u_4(t)$  e realizando trocas de marcha em rotações mais baixas do motor, a massa de combustível consumida foi de 249g, enquanto percorrendo o percurso com  $u_3(t)$  e realizando trocas de marcha em rotações mais altas do motor, a massa de combustível consumida foi de aproximadamente 362g, 45% maior. O tempo gasto para concluir o percurso com  $u_3(t)$  foi de 84s, enquanto com  $u_4(t)$  este mesmo percurso levou 111s, 32% mais demorado.

Como também mencionado na simulação anterior, o esforço de frenagem gasto para parar o veículo nos locais de parada mencionados é maior ao percorrer o trecho com  $u_3(t)$  do que com  $u_4(t)$ , devido à maior velocidade do veículo nos pontos de frenagem  $S_8$ ,  $S_{10}$  e  $S_{12}$ .

### 3.6 Concepção e desenvolvimento do sistema de assistência ativa ao condutor

Com base nos resultados apresentados nas seções 3.4 e 3.5, que simulam a eficiência energética do veículo durante a sua fase de aceleração positiva utilizando diferentes demandas de torque do motor, e também os resultados de consumo de combustível ao percorrer dois trechos urbanos hipotéticos através de diferentes estratégias de condução, mostram claramente o quanto diferentes padrões de dirigibilidade podem afetar o consumo de combustível do veículo e nos permitem concluir que o desenvolvimento um sistema de assistência ativa ao condutor com o intuito de guiar ativamente motoristas inexperientes e agressivos a operar veículos comerciais equipados com transmissão manual com mais eficiência seria extremamente benéfico para o meio ambiente e mercado de veículos comerciais, especialmente para aplicações urbanas onde regimes de operação do tipo *stop-and-go* são a principal característica deste tipo de aplicação.

Como mencionado anteriormente, a equação 3.23 mostra duas variáveis principais que influenciam na eficiência energética do veículo, são elas: relação de marchas  $i_{gear}$  e torque do motor  $u(t)T_{max}(\omega)$ .

Com base nisso, o sistema de assistência ativa ao condutor foi projetado para evitar que condutores inexperientes e agressivos realizem trocas de marcha em altas rotações do motor e operem o veículo com altos níveis de aceleração positiva em regiões em que tal padrão de dirigibilidade não é necessário (ex. regiões de descidas e vias planas). O sistema projetado deve ser parametrizável, a fim de permitir a obtenção do melhor compromisso entre economia de combustível e desempenho do veículo, de acordo com o seu tipo de

aplicação, rotas de operação e preferências do cliente.

O diagrama de blocos abaixo tem o objetivo de demonstrar o conceito do sistema desenvolvido:

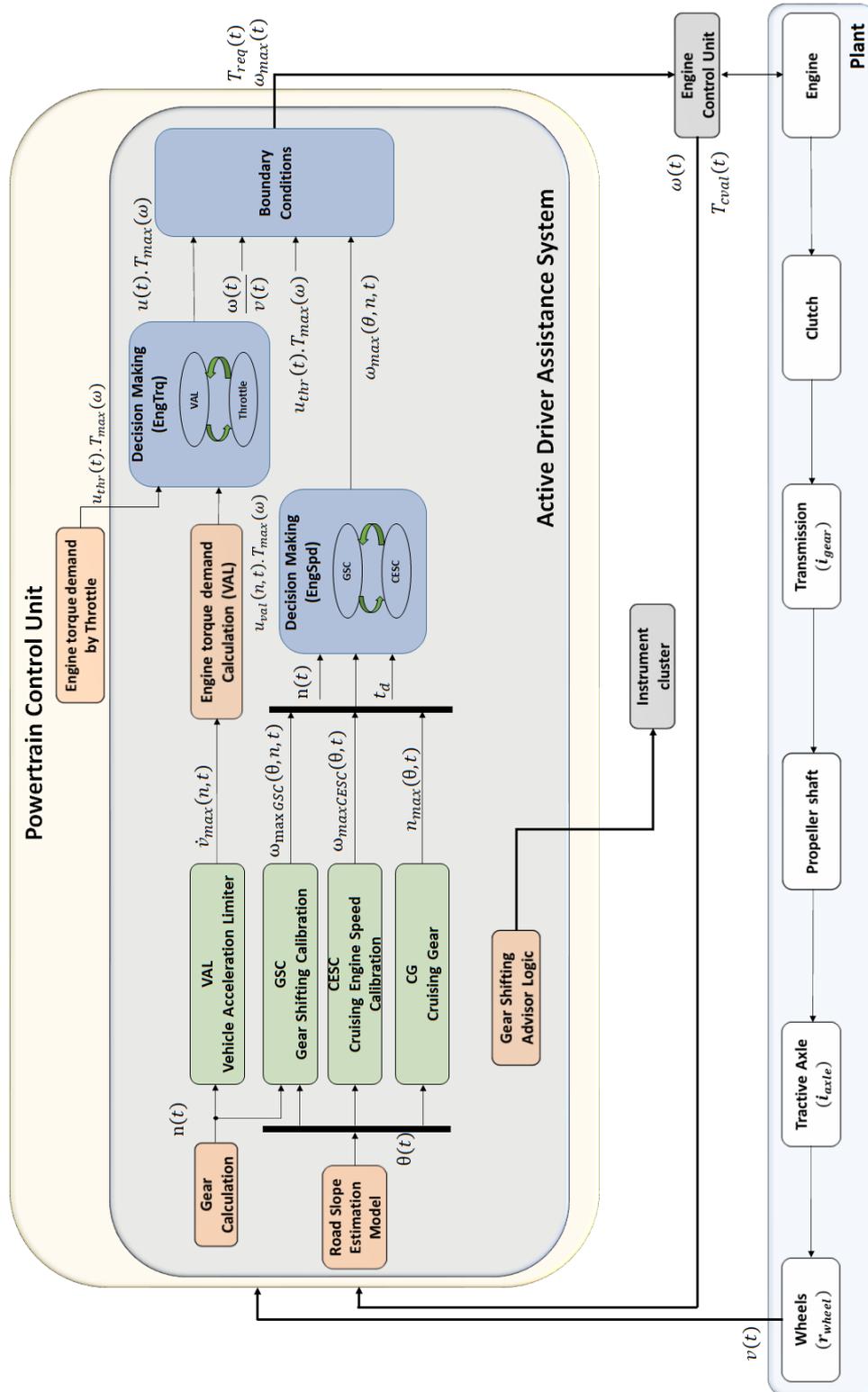


Figura 17: Diagrama de blocos do sistema de assistência ao condutor

Fonte: Autor

De acordo com o diagrama de blocos acima, o sistema de assistência ativa ao condutor é composto por quatro módulos principais que trabalham em conjunto para fornecer valores de referência aos controladores que definem o torque do motor, são eles: VAL (*Vehicle Acceleration Limiter*), GSC (*Gear Shifting Calibration*), CESC (*Cruising Engine Speed Calibration*) e CG (*Cruising Gear*). Estes valores de referência são processados para definir os dois sinais de saída do sistema, a requisição do torque do motor  $T_{req}(t)$  e rotação máxima do motor  $\omega_{max}(t)$ . Esses sinais de saída são lidos pela unidade de controle do motor que calcula a injeção de combustível mais adequada para atender aos valores de referência solicitados, produzindo o torque aplicado ao eixo do motor  $T_{cval}(t)$  e sua velocidade  $\omega(t)$ .

Abaixo a descrição de cada um dos módulos apresentados na Figura 17:

**Gear Calculation** (cálculo da marcha): Este módulo é responsável por reconhecer a marcha da transmissão engatada. O reconhecimento é realizado através da análise do comportamento dinâmico entre a rotação do motor  $\omega(t)$  e a velocidade do veículo  $v(t)$ . O módulo ‘Gear Calculation’ é capaz de calcular a marcha engatada  $n(t)$  quando o trem de força do veículo está completamente acoplado. Nessas condições, a relação entre a rotação do motor e a velocidade do veículo  $\frac{\omega(t)}{v(t)}$  assume um valor constante.

**Road Slope Estimation Model** (modelo de estimativa do ângulo da rampa): Este módulo é responsável pelo cálculo da inclinação da via. O cálculo do ângulo da rampa pode ser realizado através de um modelo matemático baseado nas características relevantes do trem de força e do veículo, bem como na relação entre o comportamento dinâmico dos seguintes sinais: Torque do motor, rotação do motor, marcha engatada, aceleração do veículo e massa média do veículo. O desenvolvimento deste modelo matemático não é descrito neste estudo, porém essa é uma tecnologia já aplicada na eletrônica embarcada de veículos comerciais mais modernos.

**VAL:** Este é um mapa 2D parametrizável que tem o objetivo de fornecer valores de referência de aceleração máxima do veículo  $\dot{v}_{max}$  definidos em termos das marchas  $n$ . Este valor de referência é recebido pelo módulo ‘Engine Torque Demand Calculation (VAL)’, que define a trajetória da demanda de torque mais adequada para evitar que a aceleração máxima do veículo seja excedida.

**GSC:** Este é um mapa 3D parametrizável que visa fornecer valores de referência de rotação máxima do motor  $\omega_{maxGSC}$  definida em termos da inclinação da via  $\theta$  e marchas  $n$  para o módulo ‘Decision Making (EngSpd)’. Os valores de referência fornecidos pelo módulo GSC são utilizados como valores de rotação máxima do motor para a execução

de uma progressão de marcha.

**CESC:** Este é um mapa 2D parametrizável que fornece um valor de rotação máxima do motor  $\omega_{maxCESC}$  definido em termos da inclinação da via  $\theta$  para o módulo ‘Decision Making (EngSpd)’. O valor de referência fornecido pelo módulo CESC é um valor de rotação máxima do motor para as condições em que uma progressão de marcha já não é viável. Isso significa que, se uma progressão de marcha for realizada em tal condição, o veículo não seria capaz de gerar aceleração positiva mesmo com o torque máximo do motor aplicado. Tais condições são denominadas como condições de cruzeiro neste estudo.

**CG:** Este é um mapa 2D parametrizável que fornece um valor máximo de marcha definido em termos da inclinação da via. Esta calibração é definida com base nas características do veículo e do seu trem de força, a fim de disponibilizar ao módulo ‘Decision Making (EngSpd)’ a máxima marcha capaz de produzir aceleração positiva com base na inclinação atual da via.

**Engine Torque Demand Calculation (VAL)** (cálculo da demanda do torque do motor (VAL)): Este módulo é responsável por definir a trajetória do torque máximo do motor à ser solicitado, a fim de evitar que a aceleração máxima do veículo fornecida pelo módulo VAL seja excedida. O sistema de controle que compõe este módulo é projetado para atingir o valor de referência de máxima aceleração do veículo em tempo mínimo sem a presença de sobressinal.

**Engine Torque Demand by Throttle** (demanda do torque do motor pelo pedal do acelerador): Este módulo é responsável por definir a trajetória de solicitação do torque do motor com base na posição do pedal do acelerador.

**Decision Making (EngSpd)** (tomador de decisão (EngSpd)): Este módulo é responsável por escolher o valor mais adequado entre um dos valores de referência de rotação máxima do motor  $\omega_{maxGSC}$  ou  $\omega_{maxCESC}$  fornecidas pelo módulo GSC ou CESC, respectivamente. A lógica que compõe este módulo verifica se a marcha engatada é igual à marcha fornecida pelo módulo CG por um tempo maior que  $t_d$ . Se este for o caso, o módulo escolhe a rotação máxima do motor fornecida pelo módulo CESC, caso contrário, considera-se a rotação máxima do motor fornecida pelo módulo GSC.

**Decision Making (EngTrq)** (tomador de decisão (EngTrq)): Este módulo é responsável por escolher o menor valor do torque do motor requisitado entre  $u_{thr}(t)T_{max}(\omega)$  fornecido pelo módulo ‘Engine Torque Demand by Throtel’ e  $u_{val}(n, t)T_{max}(\omega)$  fornecido pelo módulo ‘Engine Torque Demand Calculation (VAL)’. O valor mais baixo entre ambos os valores é selecionado para evitar uma aceleração positiva indesejada do veículo.

**Boundary Conditions** (condições de contorno): Este módulo é responsável por garantir valores seguros de solicitação do torque e rotação máxima do motor para a unidade de controle do motor. O módulo verifica se o trem de força do veículo está completamente acoplado, analisando o comportamento dinâmico de  $\frac{\omega(t)}{v(t)}$ , a fim de evitar qualquer limitação de torque do motor indesejada durante uma fase de deslizamento da embreagem. Essa estratégia visa, principalmente, evitar limitações de torque indesejada no momento da partida do veículo em rampa.

**Gear Shifting Advisor Logic** (lógica do indicador de trocas de marcha): Este módulo é responsável por fornecer um sinal de aviso de progressão ou redução de marcha para o condutor através do painel de instrumentos do veículo. Este sistema de assistência passiva foi concebido para funcionar em conjunto com o sistema de assistência ativa ao condutor. As indicações de progressão ou redução de marcha baseiam-se no controle da rotação máxima do motor fornecida pelo módulo GSC e no valor de rotação mínima do motor para execução da redução de marcha parametrizado em termos da inclinação da via, respetivamente. O fluxograma abaixo apresenta a lógica do módulo em questão:

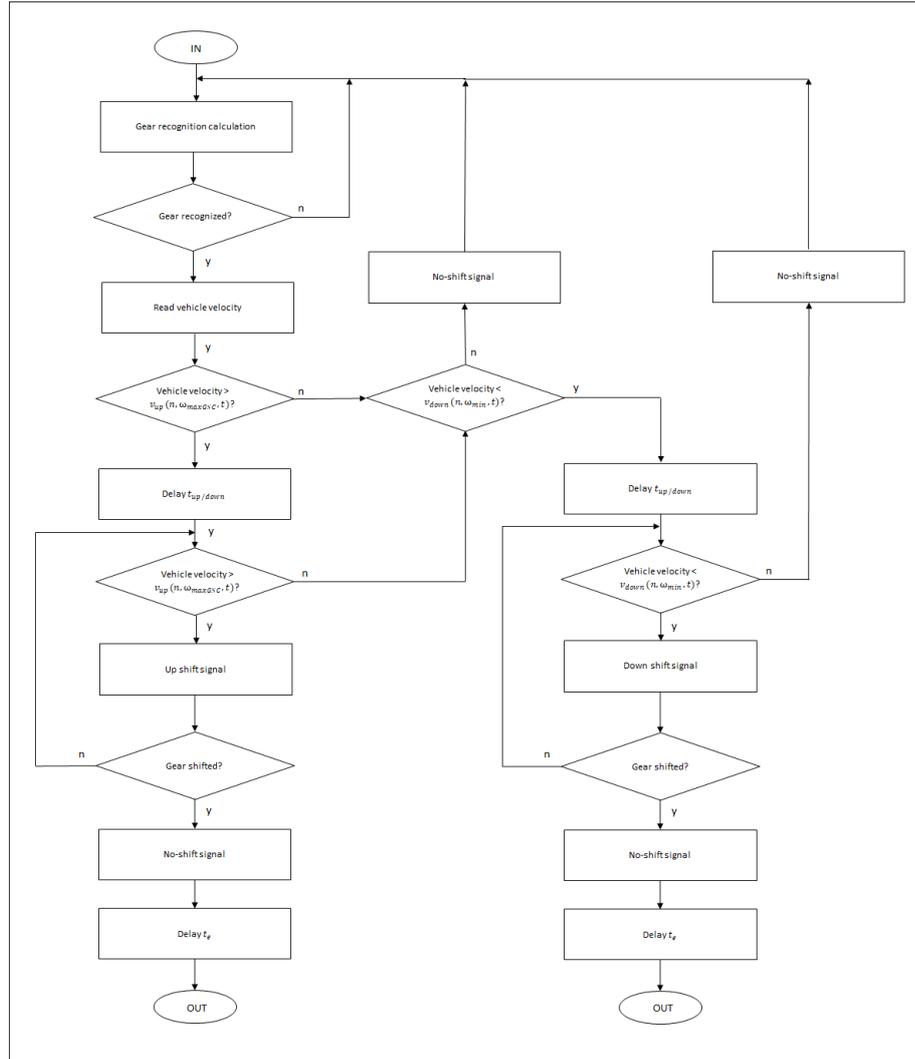


Figura 18: Lógica do orientador de mudança de marcha

Fonte: Autor

A lógica acima é usada para comparar a velocidade atual do veículo com a velocidade máxima parametrizada para realizar uma progressão de marcha  $v_{up}(n, \omega_{maxGSC}, t)$  ou redução de marcha  $v_{down}(n, \omega_{min}, t)$ . As velocidades máxima e mínima utilizadas para o cálculo de indicação da progressão e redução de marcha foram definidas pelo autor conforme mostram as equações 3.27 e 3.28:

$$v_{up}(n, \omega_{maxGSC}, t) = f_{up} \frac{\omega_{maxGSC}(\theta, n, t)}{\alpha_n(n)} \quad (3.27)$$

$$v_{down}(n, \omega_{min}, t) = \frac{\omega_{min}(n, \theta)}{\alpha_n(n)} \quad (3.28)$$

A variável  $f_{up}$  é um fator ajustável ( $0 \leq f_{up} \leq 1$ ) que permite a antecipação do aviso de progressão de marcha no painel de instrumentos do veículo.

A variável  $t_{up/down}$  é um parâmetro de tempo ajustável que visa garantir um sinal de progressão ou redução de marcha adequado no visor do painel de instrumentos. Neste caso, o sinal de mudança de marcha é mostrado ao condutor, se e somente se, a velocidade atual do veículo for maior que  $v_{up}(n, \omega_{maxGSC}, t)$  ou menor que  $v_{down}(n, \omega_{min}, t)$  por um tempo maior que tempo parametrizado em  $t_{up/down}$ .

A variável  $t_e$  é uma variável de tempo parametrizável que visa evitar a ativação do sinal de mudança de marcha até a estabilização completa da rotação do motor causada pelo deslizamento da embreagem durante a troca de marchas.

A variável  $\omega_{min}(n, \theta)$  é um mapa 3D parametrizável que define o valor de referência da rotação do motor em função da inclinação  $\theta$  e marchas  $n$  para acionamento do sinal de redução de marchas.

A Figura 19 tem o objetivo de ilustrar o efeito no controle do torque máximo do motor em função de sua velocidade e característica da via que pode ser obtido através da calibração dos módulos VAL e GSC.

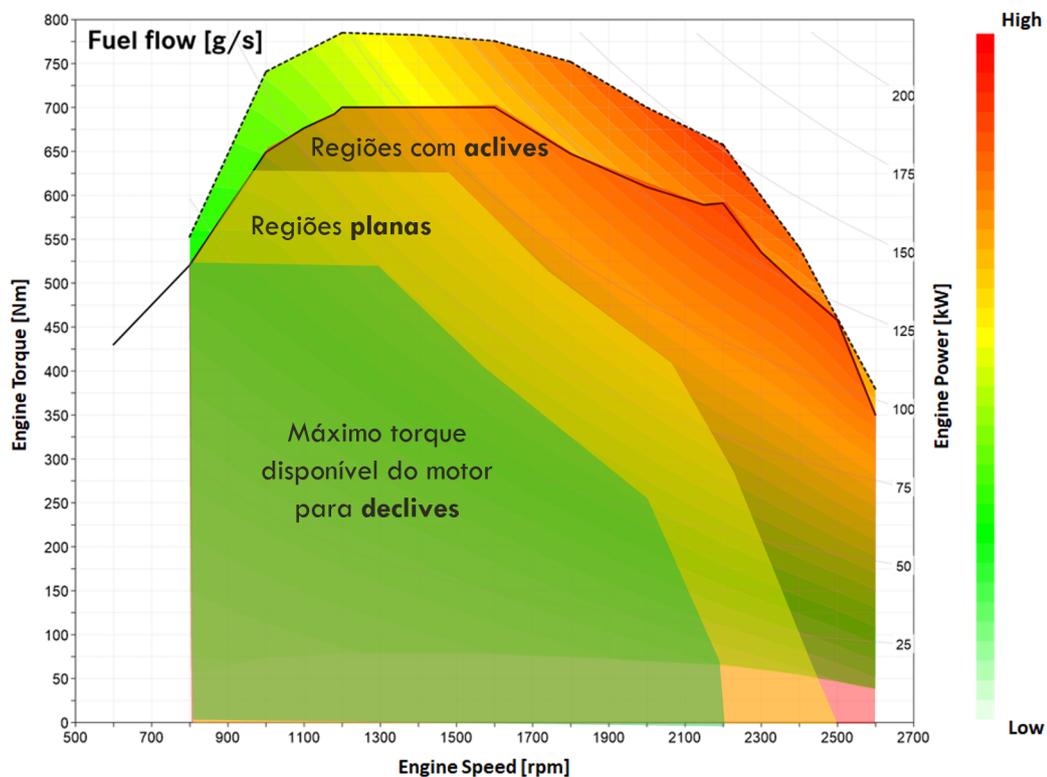


Figura 19: Regiões do torque do motor disponível em função da topografia

Fonte: Autor

Como podemos observar, os módulos permitem um controle mais restritivo do torque máximo disponível do motor para regiões de declive, um controle moderado para regiões planas, e a disponibilização de todo o torque e potência natural do motor para as regiões de aclives mais acentuados.

## 4 ANÁLISE DO CONSUMO DE COMBUSTÍVEL

### 4.1 Análise do consumo de combustível via simulação

O sistema de assistência ativa ao condutor desenvolvido e detalhado na subseção 3.6 foi implementado utilizando a ferramenta MATLAB/Simulink para operar em conjunto com a planta do veículo detalhada através do modelo da dinâmica longitudinal do veículo descrito pela equação 3.5.

As características da via escolhidas para a simulação foram definidas com base na pista de teste utilizada para a validação dos modelos matemáticos, conforme detalhado na subseção 3.3.

A simulação tem como objetivo apresentar uma comparação entre a eficiência energética do veículo e seu desempenho ao percorrer o trajeto com e sem o uso do sistema de assistência desenvolvido. Para os casos em que o sistema desenvolvido está ativo, são apresentados dois tipos diferentes de calibração, denominados como *standard calibration* (calibração padrão) e *economy calibration* (calibração econômica). A ‘calibração econômica’ foi definida a fim de manter o funcionamento do veículo sob limites inferiores de aceleração positiva quando comparado com a ‘calibração padrão’. Os mapas GSC e CESC foram mantidos com a mesma configuração para ambos os tipos de calibração.

A Figura 23 apresenta a eficiência energética e o desempenho do veículo ao percorrer o trecho sem a presença do sistema desenvolvido, enquanto as Figuras 24 e 25 apresentam os dados do veículo simulado ao percorrer o mesmo trajeto com o sistema ativado e ajustado com a ‘calibração econômica’ e ‘calibração padrão’, respectivamente.

As Figuras 20 e 21 mostram a configuração dos mapas VAL e GSC, para as calibrações ‘econômica’ e ‘padrão’, respectivamente.

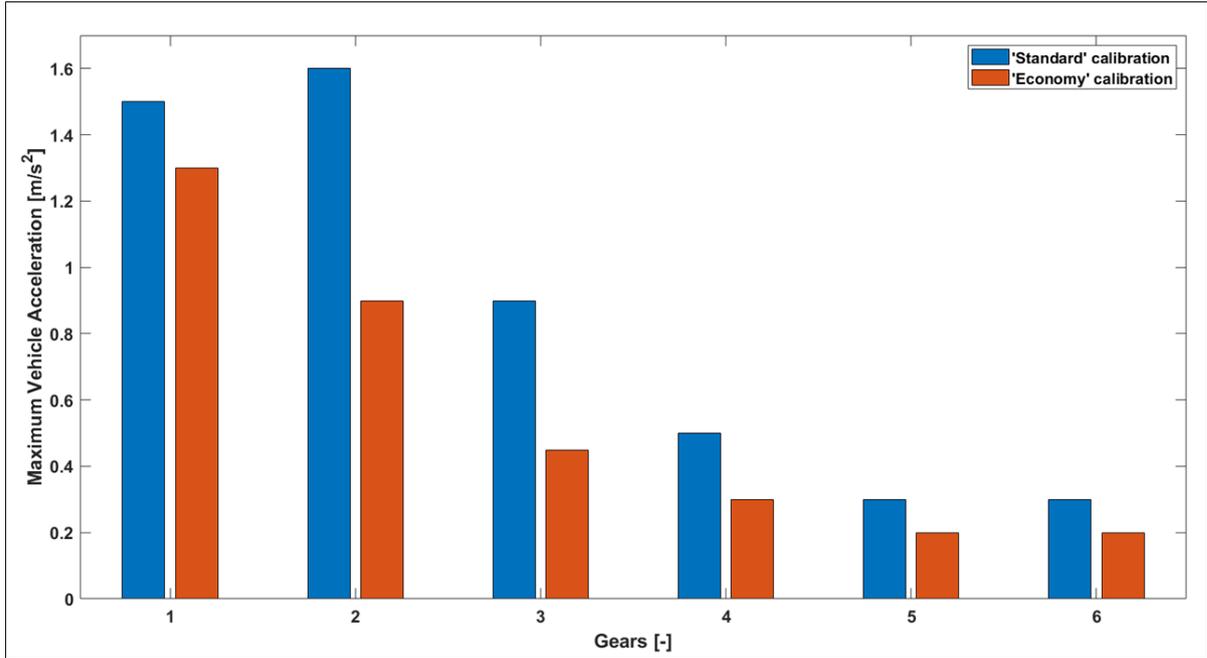


Figura 20: Configuração do mapa VAL para calibração 'padrão' e 'econômica'

Fonte: Autor

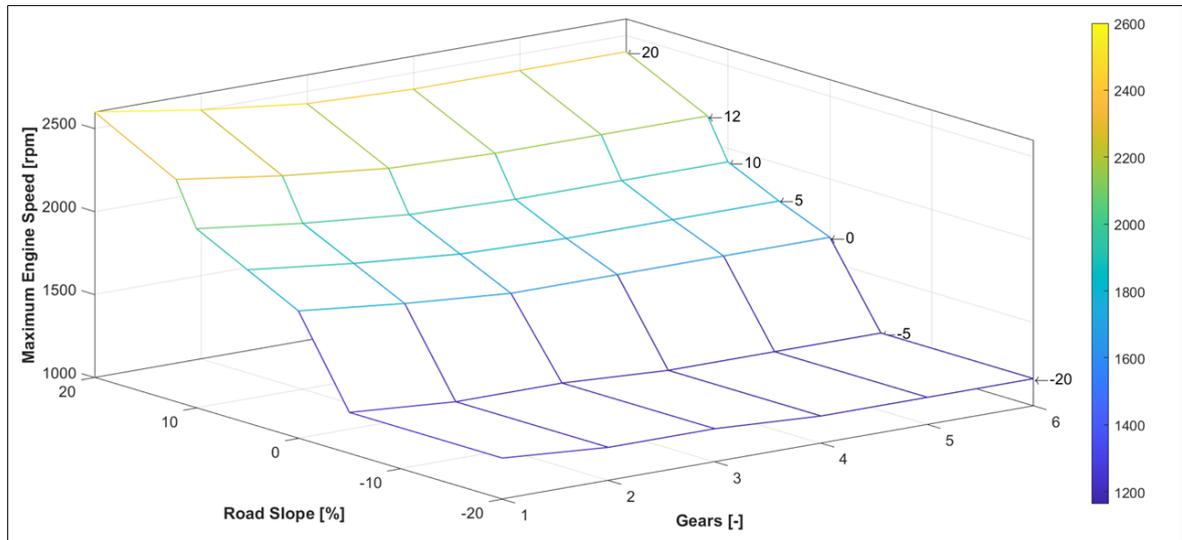


Figura 21: Configuração do mapa GSC para calibração 'padrão' e 'econômica'

Fonte: Autor

A tabela 3 mostra a configuração do mapa CESC e CG para ambas as calibrações.

CG $n$	Ângulo da rampa $\theta$	CESC
1	$\theta \geq 15$	1700
2	$10 \leq \theta < 15$	1700
3	$6 \leq \theta < 10$	1700
4	$4 \leq \theta < 6$	1700
5	$2 \leq \theta < 4$	1700
6	$\theta < 2$	2500

Tabela 3: CESC and CG maps calibration

A Figura 22 detalha o mapa de indicações de troca de marcha (progressão e redução de marchas) definidos por meio das equações 3.27 e 3.28 para ambas as calibrações. As unidades definidas para plotar o mapa foram inclinação da via em [%] em função da velocidade do veículo em  $\frac{km}{h}$ . As variáveis  $t_{up/down}$  e  $t_e$  foram parametrizadas com o valor de 1s.

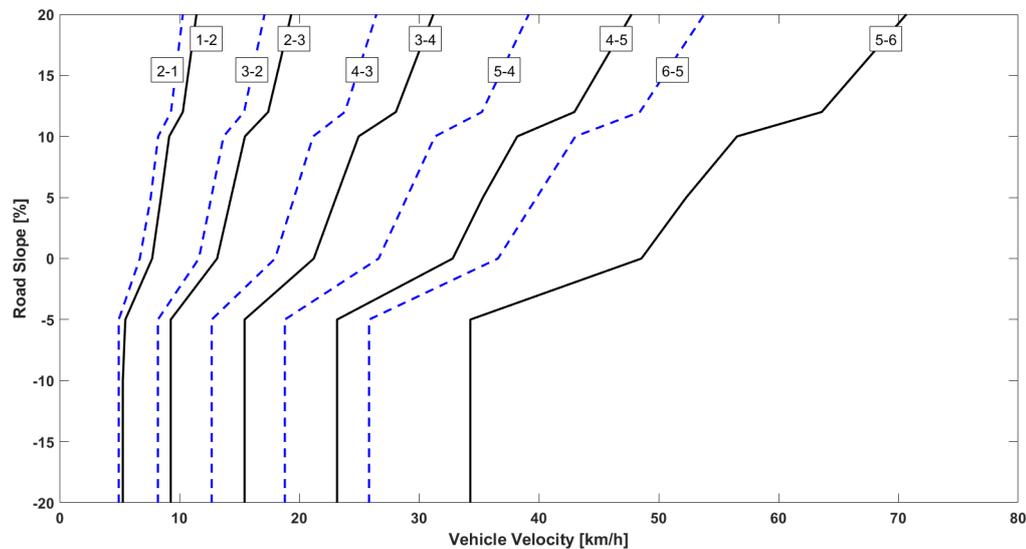


Figura 22: Mapa de orientação das trocas de marcha

Fonte: Autor

Como pode ser notado, a única diferença entre a calibração 'padrão' e 'econômica' é a configuração do mapa VAL. Para as três simulações abaixo, o tempo de frenagem entre  $S_1$  e  $S_2$  para atingir o início do segmento com inclinação de 12% com a velocidade desejada de aproximadamente  $8\frac{km}{h}$ , foi definido como 8,5s para as três simulações.

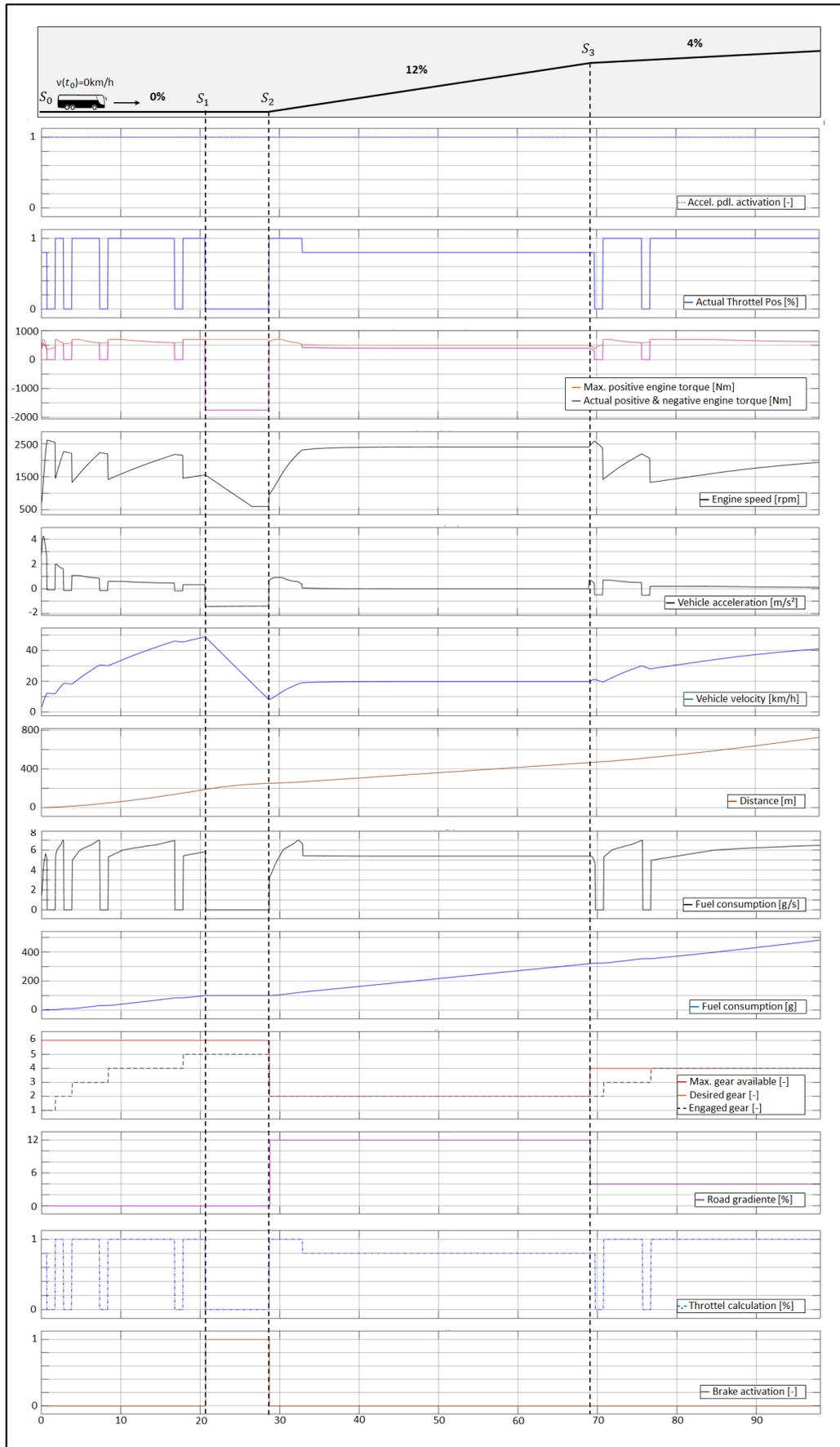


Figura 23: Simulação 1: Eficiência e desempenho do veículo ao percorrer o percurso sem o sistema de assistência ativa desenvolvido

Fonte: Autor

A simulação 1 mostrou que o consumo de combustível ao operar o veículo com a estratégia de condução gerenciada pela posição do pedal do acelerador '*Actual throttle position [%]*' e a estratégia de mudança de marcha detalhada em '*Engine speed [rpm]*' e '*Gear [-]*' sem a presença do sistema de assistência ativa desenvolvido foi de 482g e o percurso foi concluído em 98s.

Pode-se observar que o esforço de frenagem aplicado entre  $S_1$  e  $S_2$  para atingir  $S_2$  com a velocidade desejada foi de aproximadamente 1700Nm (torque de frenagem equivalente aplicado ao eixo do motor). Como mencionado na subseção 3.1, o esforço total de frenagem do veículo pode ser alcançado combinando diferentes fontes de sistemas de frenagem, como freio de serviço (solicitado pelo pedal do freio), retardador e freio motor. O torque negativo do motor indicado em '*Actual positive negative engine torque [Nm]*' representa a somatória deste esforço total de frenagem do veículo transferido para o eixo do motor (torque de frenagem equivalente), que também leva em consideração a embreagem fechada, marcha engatada  $i_{gear}$  e a relação do eixo  $i_{axle}$ .

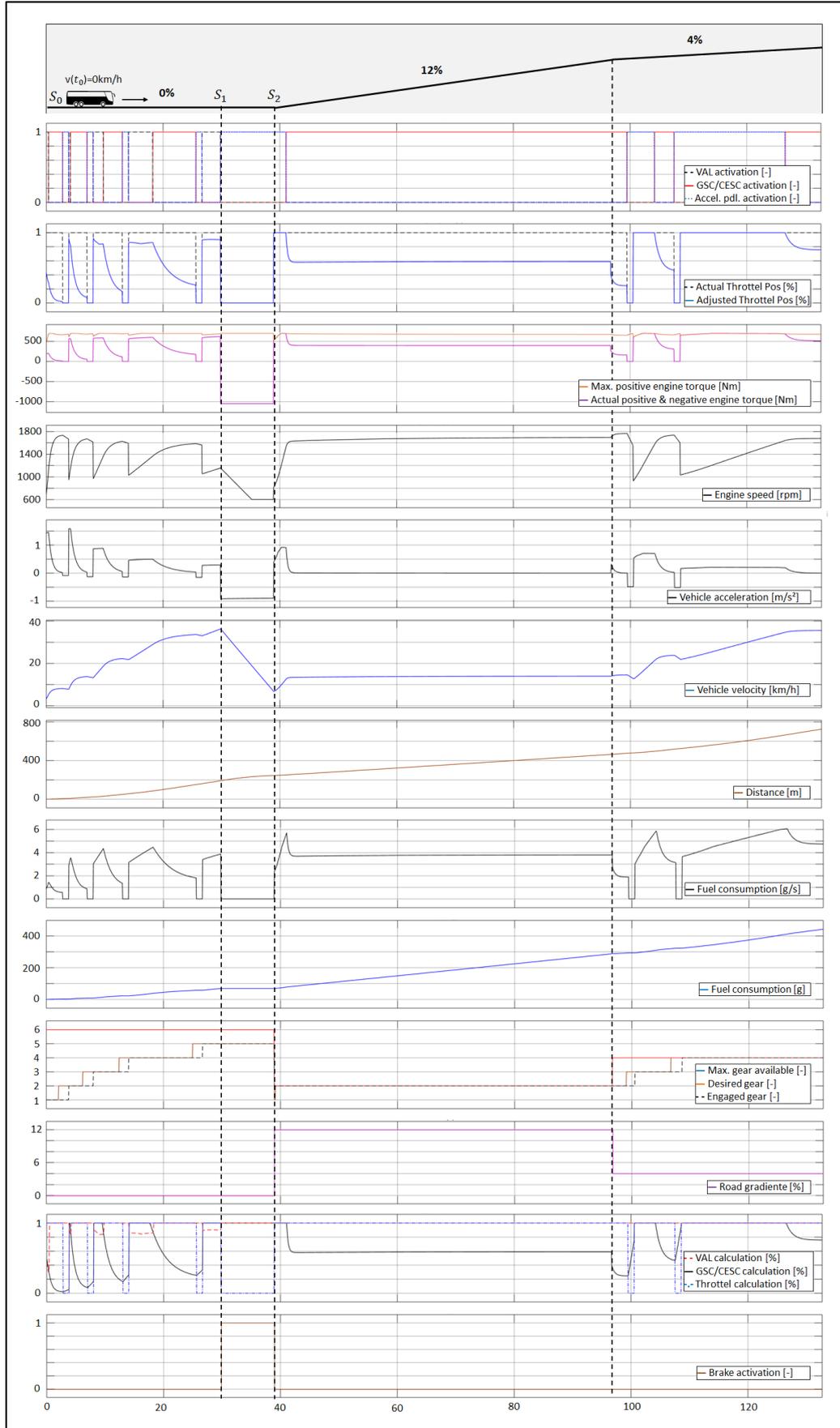


Figura 24: Simulação 2: Eficiência e desempenho do veículo ao percorrer o percurso com o sistema de assistência ativa desenvolvido e calibração 'padrão'

Fonte: Autor

O consumo de combustível apresentado na simulação 2, em que o veículo foi conduzido com o sistema de assistência ativa ao condutor ajustado com calibração 'padrão', foi de 442g e o percurso foi concluído em 132s. Isso representa uma economia de combustível de 8,3% e um aumento do tempo de viagem de 34,7%, quando comparado com os resultados da simulação 1.

É importante mencionar que o sistema de assistência ativa ao condutor ajustou eletronicamente a demanda de torque do motor solicitada pelo condutor através da posição do pedal do acelerador com base na aceleração máxima do veículo e na rotação máxima do motor imposta pelo sistema. Este ajuste pode ser visto comparando-se os sinais '*Actual Throttle Pos [%]*' e '*Adjusted Throttle Pos [%]*', onde o '*Actual Throttle Pos [%]*' representa a posição real do pedal do acelerador manipulado pelo condutor e o '*Adjusted Throttle Pos [%]*' reflete a dinâmica da posição do pedal do acelerador com base no comportamento dinâmico do torque do motor considerando as limitações impostas pelo sistema desenvolvido. Os sinais '*VAL activation [-]*', '*GSC/CESC activation [-]*' e '*Accel. pdl. activation [-]*' mostram os momentos em que controladores que definem o torque do motor a ser solicitado baseado no controle da máxima aceleração do veículo, máxima rotação do motor ou na posição do pedal do acelerador são ativados, respectivamente.

Pode-se observar que o esforço de frenagem aplicado entre  $S_1$  e  $S_2$  para atingir  $S_2$  com a velocidade desejada foi de aproximadamente 1150Nm quando totalmente transferido para o eixo de saída do motor, aproximadamente 32% menor do que o esforço de frenagem apresentado na simulação 1.

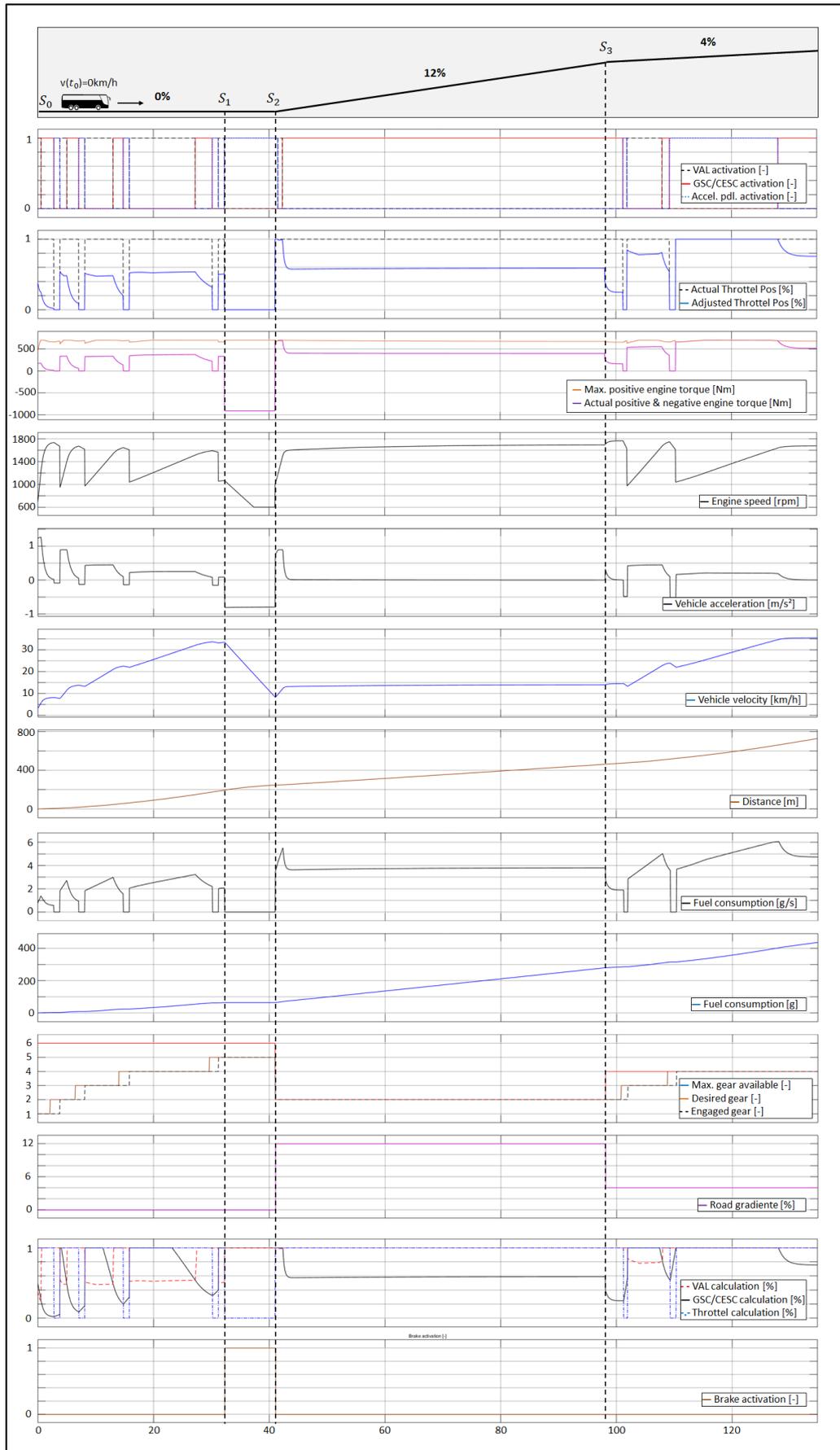


Figura 25: Simulação 3: Eficiência e desempenho do veículo ao percorrer o percurso com o sistema de assistência ativa desenvolvido e calibração 'econômica'

Fonte: Autor

O consumo de combustível apresentado na simulação 3, em que o veículo foi operado com o sistema de assistência ativa ao condutor ajustado com calibração 'econômica', foi de 436g e o percurso foi finalizado em 135s. Isso representa uma economia de combustível de 9,5%, com um aumento de 37,7% no tempo total de viagem quando comparado com os resultados da simulação 1, e uma redução de 1,36% no consumo de combustível e um aumento de 2,3% no tempo total de viagem quando comparado com os resultados da simulação 2.

Como na simulação 2, o ajuste eletrônico da posição do pedal do acelerador imposto pelas limitações do sistema e definido pela calibração 'econômica' pode ser visto comparando-se os sinais '*Actual Throttle Pos [%]*' e '*Adjusted Throttle Pos [%]*'. Conforme citado também anteriormente, os sinais '*VAL activation [-]*', '*GSC/CESC activation [-]*' e '*Accel. pdl. activation [-]*' mostram os momentos em que controladores que definem o torque do motor a ser solicitado baseado no controle da máxima aceleração do veículo, máxima rotação do motor ou na posição do pedal do acelerador são ativados, respectivamente.

Pode-se observar que o esforço de frenagem aplicado entre S1 e S2 para atingir S2 com a velocidade desejada foi de aproximadamente 950Nm quando transferido para o eixo de saída do motor, aproximadamente 17% menor que o esforço de frenagem aplicado na simulação 2 e 44% menor que o esforço de frenagem aplicado na a simulação 1.

As simulações também mostraram que o controle máximo do torque do motor imposto pelo sistema desenvolvido afeta o desempenho natural do veículo. Isso comprova a importância do sistema ser parametrizável, a fim atender o melhor compromisso entre economia de combustível e desempenho desejado do veículo de acordo com sua aplicação e demandas do cliente.

## 4.2 Análise do consumo de combustível em um veículo real

O sistema de assistência ativa ao condutor desenvolvido também foi implementado e testado em um veículo real. O veículo utilizado para este teste foi o mesmo veículo utilizado para validar os modelos matemáticos e suas características são descritos na subseção 3.3 pelas Figuras 8 e 9, Tabela 1 e Tabela 2. A rota utilizada para o teste foi a mesma utilizada para validar os modelos matemáticos, incluindo o segmento de descida de -12% de inclinação o qual completa o circuito. Os detalhes da rota são apresentados a

seguir na Figura 25:

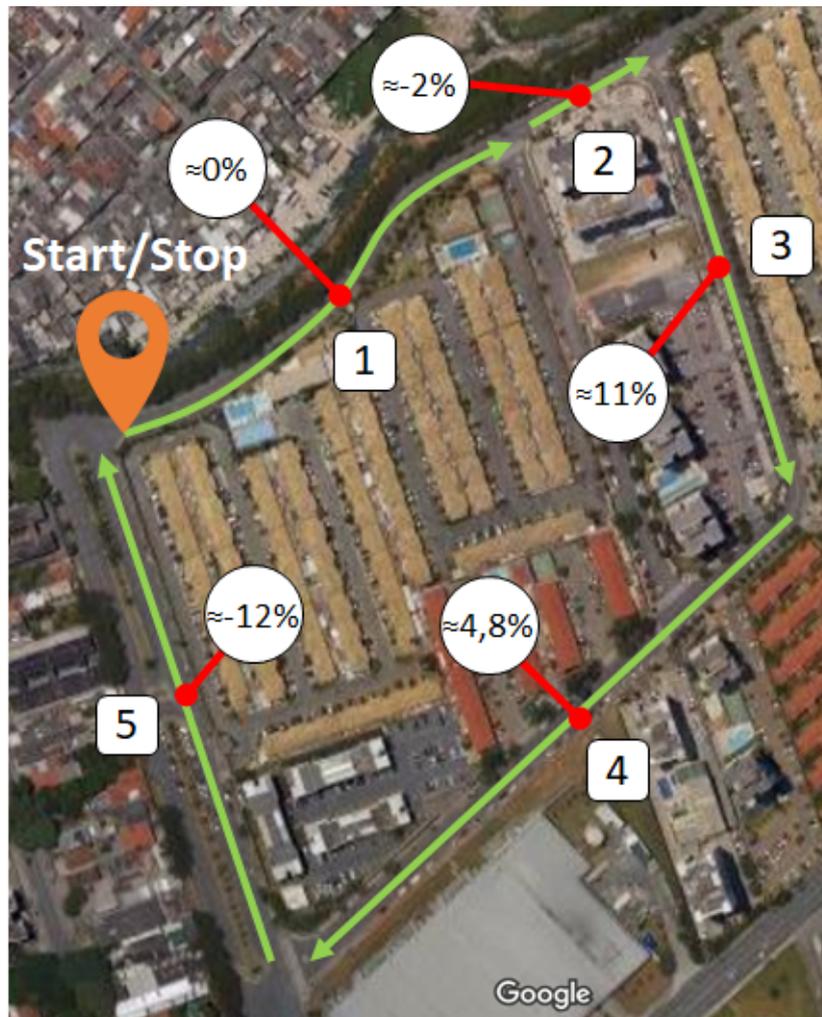


Figura 26: Percurso utilizado para a análise do consumo de combustível num veículo real

Fonte: Autor

Com o objetivo de realizar uma comparação do consumo de combustível e do desempenho entre o veículo operando com e sem o sistema de assistência ativa ao condutor desenvolvido, o trajeto apresentado foi percorrido 4 vezes com o veículo operando sob ambas as condições e para cada ciclo considerou-se a parada no ponto denominado 'Start/Stop', destacado na Figura 26.

O sistema de assistência ativa ao condutor foi ajustado com a calibração 'padrão' apresentada na subseção 4.1.

As Figuras 27, 28, 29 e 30 apresentam os resultados de consumo de combustível e desempenho do veículo operando com e sem o sistema desenvolvido. Em ambos os casos, o veículo foi conduzido pelo mesmo condutor e sob o mesmo padrão de dirigibilidade. Isso fica evidente comparando-se o sinal de posição do pedal do acelerador entre as duas

medições.

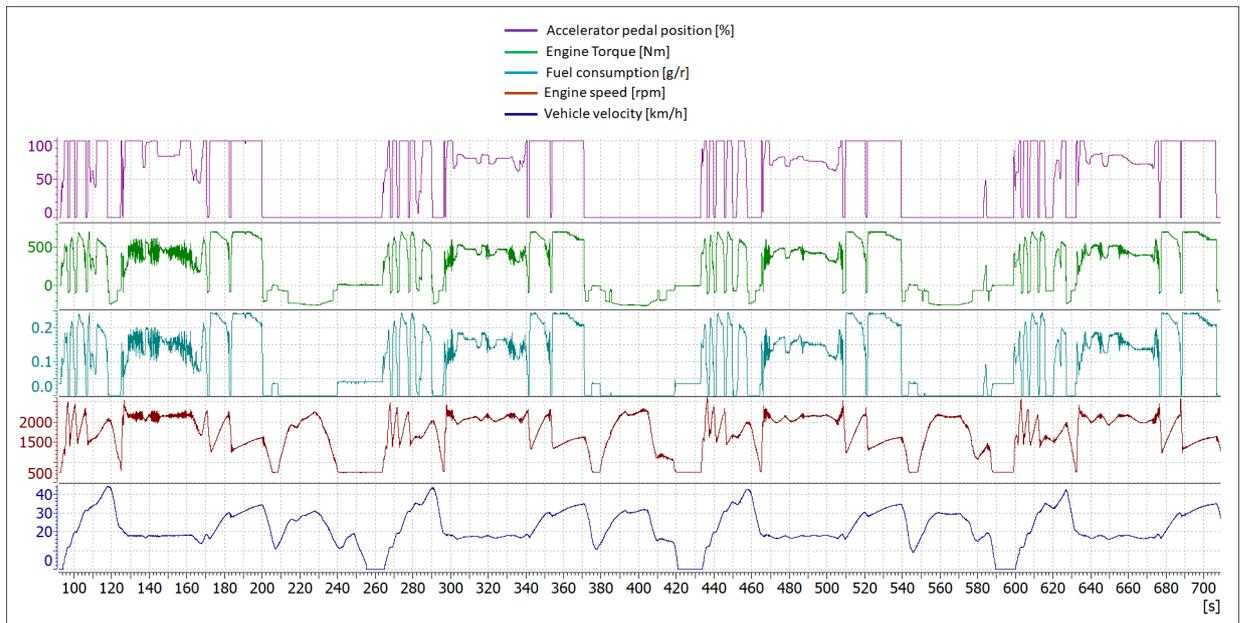


Figura 27: Medição do veículo sendo conduzido sem o sistema de assistência ativa ao condutor

Fonte: Autor

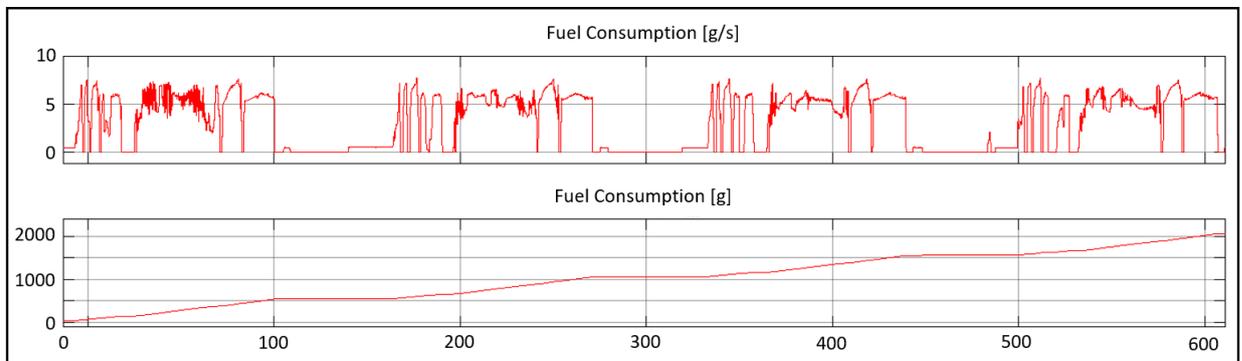


Figura 28: Medição do consumo de funcionamento do veículo sendo conduzido sem o sistema de assistência ativa ao condutor

Fonte: Autor

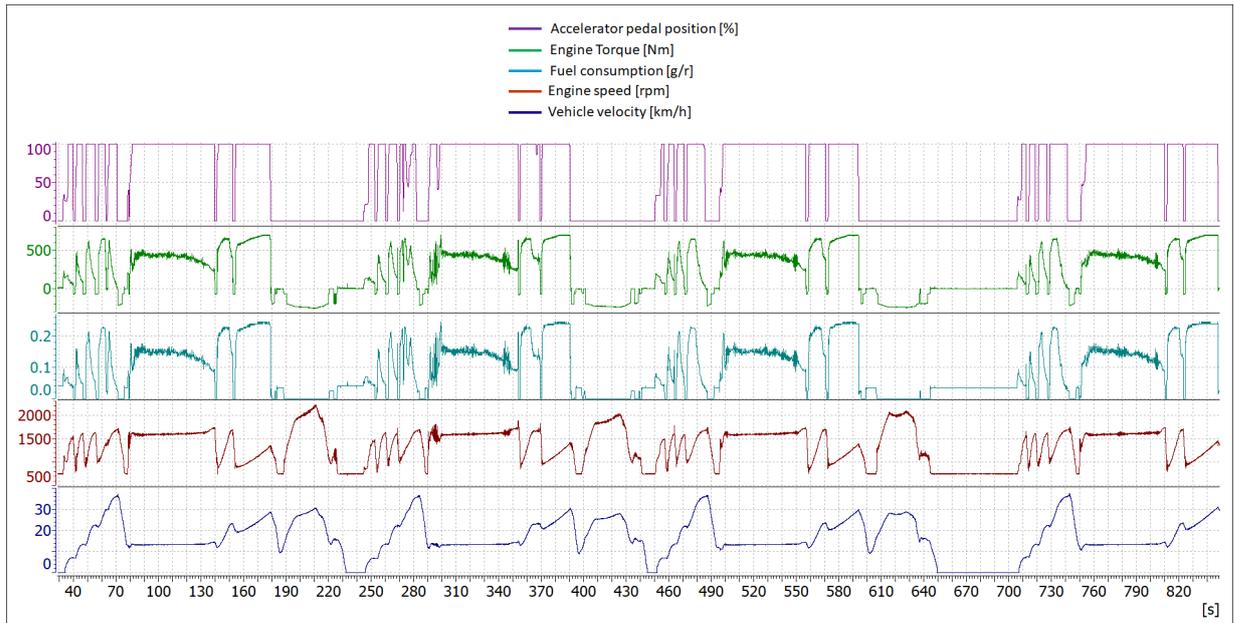


Figura 29: Medição do veículo sendo conduzido com o sistema de assistência ativa ao condutor

Fonte: Autor

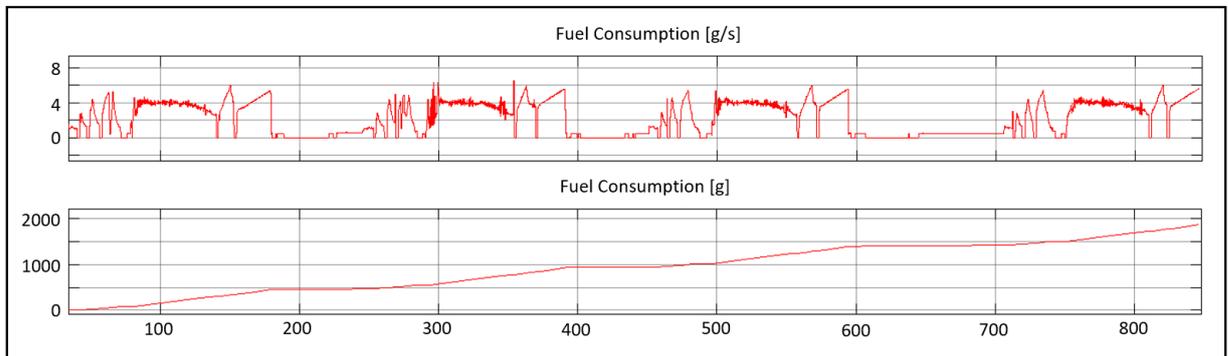


Figura 30: Medição do consumo de funcionamento do veículo sendo conduzido com o sistema de assistência ativa ao condutor

Fonte: Autor

Os resultados da medição mostram que o veículo sendo conduzido com o sistema desenvolvido apresentou uma economia de combustível de 8,5% e um aumento médio no tempo de viagem de 20% quando comparado com o veículo operando sem o sistema. Os resultados aproximam-se dos resultados de redução do consumo de combustível e acréscimo no tempo de viagem apresentados na subseção 4.1, quando comparamos os dados obtidos na Simulação 1 com a Simulação 2, que são respectivamente 8,3% e 34,7%. Essa aproximação é explicada pela semelhança entre os trechos e o padrão de dirigibilidade definido para as ambas as simulações e teste prático.

A Figura 31 mostra uma comparação do torque do motor em função de sua rotação extraída da medição do veículo operando com e sem o sistema desenvolvido.

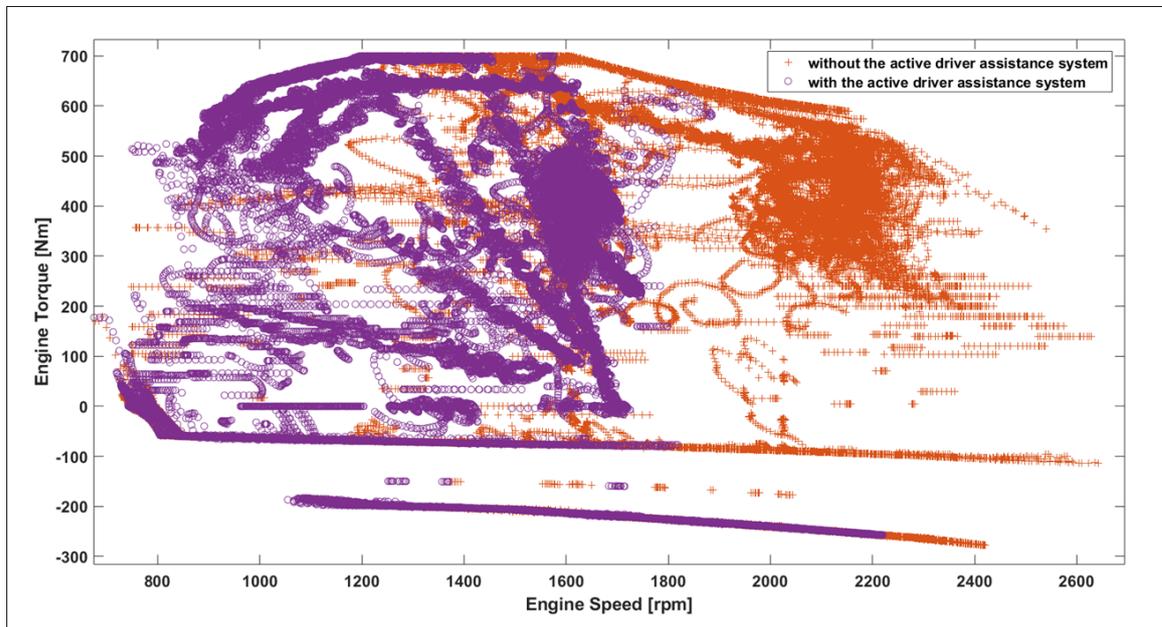


Figura 31: Comparação do torque do motor em função de sua rotação entre o veículo operando com e sem o sistema desenvolvido

Fonte: Autor

Pode-se notar que, ao conduzir o veículo com o sistema desenvolvido, as amostras do torque do motor obtidas ao longo da medição são menores em média e concentram-se em rotações mais baixas do motor quando comparada ao veículo operando sem o sistema. Como mencionado anteriormente, isso ocorre devido ao fato de que o condutor é guiado ativamente a realizar progressões de marcha em rotações mais baixas do motor, e o torque máximo do motor também é limitado pelo controle de aceleração do veículo. Essas limitações são mais evidentes para segmentos planos e descidas, onde o uso excessivo do torque do motor não é comumente necessário, principalmente em aplicações urbanas sob regimes de condução do tipo ‘*stop-and-go*’.

A Figura 32 tem como objetivo apresentar uma comparação da posição do pedal do acelerador em função da rotação do motor para ambas as condições de condução medidas.

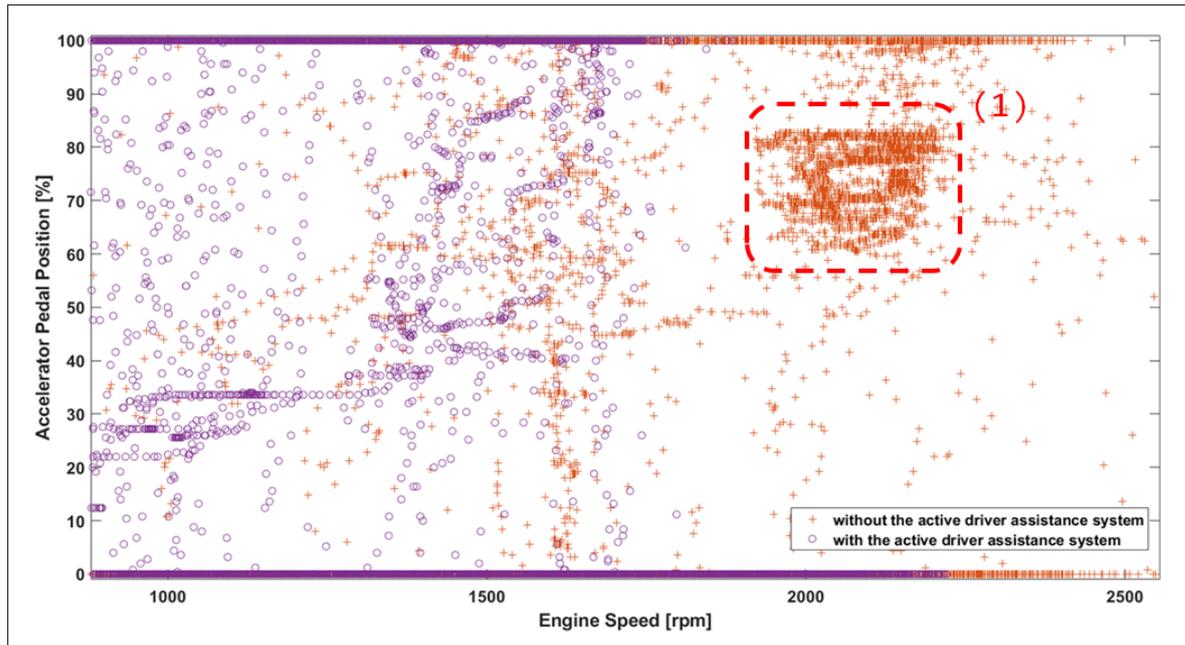


Figura 32: Comparação da posição do pedal do acelerador em função da rotação do motor entre o veículo operando com e sem o sistema desenvolvido

Fonte: Autor

Uma vez que o padrão de condução utilizado foi o mesmo para ambos os ciclos de condução, pode observar-se uma grande concentração das amostras medidas em 100% (condições em que o veículo está acelerando positivamente) e 0% (condições em que o veículo está operando em descida ou efetuando uma mudança de marcha) para ambos os ciclos. Também pode ser notado uma grande concentração de pontos medidos na região 1 para a condição em que o sistema de assistência ativa não é utilizado. Isso pode ser explicado pela forma como o motorista controlou a rotação do motor no segmento com inclinação de aproximadamente 11%. Quando o sistema de assistência ativa ao condutor está ativo, a rotação do motor é controlada pelo módulo CESC e isso explica por que o condutor manteve a posição do pedal do acelerador em 100% durante este segmento. Podemos notar também que a concentração de pontos coletados na medição do veículo operando com o sistema desenvolvido se encontra em rotações menores do motor quando comparadas a medição do veículo operando sem o sistema. Isso é explicado pelo fato de que o sistema não permite que o condutor execute trocas de marcha em rotações altas do motor para a condição onde o segmento é plano ou com baixo valor de inclinação positiva.

## 5 CONCLUSÃO

Os resultados das simulações e teste em veículo mostraram um evidente potencial de economia de combustível ao aplicar o sistema desenvolvido guiando ativamente condutores inexperientes e agressivos a conduzir um veículo comercial equipado com transmissão manual de forma mais eficiente.

O controle de rotação máxima do motor tem se mostrado uma estratégia eficaz para evitar que condutores inexperientes e agressivos realizem progressões de marcha em altas rotações do motor em condições em que a carga aplicada ao eixo do motor é baixa (ex.: descidas e vias planas), e o controle máximo de aceleração do veículo também se mostrou uma estratégia eficaz para evitar que motoristas apliquem altos níveis de torque do motor em condições onde tais níveis não se faz necessário.

Além de mostrar o potencial de economia de consumo de combustível, o sistema de assistência ativa ao condutor também mostrou um alto potencial para aumentar o ciclo de vida dos componentes que compõe o sistema de freio do veículo. Este potencial é evidente ao analisarmos e compararmos os resultados do esforço de frenagem obtidos na subseção 4.1 entre o veículo operando com e sem o sistema desenvolvido.

Por outro lado, uma vez que o sistema desenvolvido pode afetar o desempenho natural do veículo, especialmente para condições de baixa carga do motor, o controle imposto pelo sistema deve ser parametrizável, a fim de permitir que o melhor compromisso entre economia de combustível e desempenho do veículo baseado na sua aplicação e necessidade do cliente.

Uma vez que o sistema desenvolvido afeta a dirigibilidade natural do veículo, principalmente para os motoristas mais agressivos, um estudo aprofundado para avaliar a aceitação do sistema desenvolvido pelos usuários (condutores e frotistas) é altamente recomendado.

## 6 REFERÊNCIAS

1. Earth Overshoot Day 2021. Geneva Environment Network, 2021. Available on: <https://www.genevaenvironmentnetwork.org/resources/updates/earth-overshoot-day-2021/>. Accessed on: February 26th 2022
2. David Lin, Ph.D, Leopold Wambersie MSc, Mathis Wackernagel, Ph.D., "Estimating the Date of Earth Overshoot Day 2021". Earth Overshoot Day, Global Footprint Network, May 2021.
3. Climate Watch. Historical GHG Emissions. Available on: <https://www.climatewatchdata.org/ghg-emissions?breakBy=gas&chartType=line&regions=WORLD&source=CAIT>
4. Mengpin Ge and Johannes Friedrich. 4 gráficos para entender as emissões de gases de efeito estufa por país e por setor. WRI Brasil, 2020. Available on: <https://wribrasil.org.br/pt/blog/2020/02/quatro-graficos-explicam-emissoes-de-gases-de-efeito-estufa-por-pais-e-por-setor>
5. Felipe Barcellos, pesquisador do IEMA. As emissões brasileiras de gases de efeito estufa nos setores de Energia e de Processos Industriais em 2019. IEMA, 2020. Available on: <https://energiaeambiente.org.br/as-emissoes-brasileiras-de-gases-de-efeito-estufa-nos-setores-de-energia-e-de-processos-industriais-em-2019-20201201>
6. Verma, R., Nahar, N., Tang, Z., and Saltsman, B., "A Driver Assistance System for Improving Commercial Vehicle Fuel Economy,"SAE Technical Paper 2013-26-0018, 2013, <https://doi.cir-mcs.i.mercedes-benz.com/10.4271/2013-26-0018>.
7. C. Vagg, C. J. Brace, D. Hari, S. Akehurst, J. Poxon and L. Ash, "Development and Field Trial of a Driver Assistance System to Encourage Eco-Driving in Light Commercial Vehicle Fleets,"in IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, vol. 14, no. 2, pp. 796-805, June 2013, doi:10.1109/TITS.2013.2239642.
8. Shuo Xiong, Hui Xie, Qiang Tong, The Effects of an Eco-Driving Assistance System for a City Bus on Driving Style, IFAC-PapersOnLine, Volume 51, Issue 31, 2018, Pages

331-336, ISSN 2405-8963, <https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2018.10.069>.

(<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2405896318325321>)

9. He, R. and Hu, N., "A Gear Shifting Indication Strategy of Eco-Driving Vehicle,"SAE Technical Paper 2020-01-0966, 2020,

<https://doi.cir-mcs.i.mercedes-benz.com/10.4271/2020-01-0966>.

10. V. C. Magana and M. Munoz-Organero, "GAFU: Using a Gamification Tool to Save Fuel,"in IEEE Intelligent Transportation Systems Magazine, vol. 7, no. 2, pp. 58-70, Summer 2015, doi: 10.1109/MITS.2015.2408152.

11. Gimpel, H., Heger, S. & Wöhl, M. Sustainable behavior in motion: designing mobile eco-driving feedback information systems. *Inf Technol Manag* 23, 299–314 (2022).

<https://doi.cir-mcs.i.mercedes-benz.com/10.1007/s10799-021-00352-6>

12. T. J. Daun, D. G. Braun, C. Frank, S. Haug and M. Lienkamp, "Evaluation of driving behavior and the efficacy of a predictive eco-driving assistance system for heavy commercial vehicles in a driving simulator experiment,"16th International IEEE Conference on Intelligent Transportation Systems (ITSC 2013), The Hague, Netherlands, 2013, pp. 2379-2386, doi: 10.1109/ITSC.2013.6728583.

13. Heyes, D., Daun, T.J., Zimmermann, A. et al. The Virtual Driving Coach - design and preliminary testing of a predictive eco-driving assistance system for heavy-duty vehicles. *Eur. Transp. Res. Rev.* 7, 25 (2015). <https://doi.cir-mcs.i.mercedes-benz.com/10.1007/s12544-015-0174-4>

14. Kim, S., Shin, D., Yoon, H., Bae, H. et al., "Development of Eco-Driving Guide System,"SAE Technical Paper 2011-28-0034, 2011, <https://doi.cir-mcs.i.mercedes-benz.com/10.4271/2011-28-0034>.

15. Andre Dahlinger, Verena Tiefenbeck, Benjamin Ryder, Bernhard Gahr, Elgar Fleisch, Felix Wortmann, The impact of numerical vs. symbolic eco-driving feedback on fuel consumption – A randomized control field trial, *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, Volume 65, 2018, Pages 375-386, ISSN 1361-9209, <https://doi.org/10.1016/j.trd.2018.09.013>.

(<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1361920918302359>)

16. L. Kerbel, B. Ayalew, A. Ivanco and K. Loiselle, "Driver Assistance Eco-driving and Transmission Control with Deep Reinforcement Learning,"2022 American Control Conference (ACC), Atlanta, GA, USA, 2022, pp. 2409-2415, doi: 10.23919/ACC53348.2022.9867557.

17. Zhang, D. and Ivanco, A., "Adaptive Transmission Shift Strategy Based on Online Characterization of Driver Aggressiveness,"*SAE Int. J. Commer. Veh.* 11(2):101-112, 2018, <https://doi.cir-mcs.i.mercedes-benz.com/10.4271/02-11-02-0009>.
18. S. Xu, S. E. Li, X. Zhang, B. Cheng and H. Peng, "Fuel-Optimal Cruising Strategy for Road Vehicles With Step-Gear Mechanical Transmission,"in *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, vol. 16, no. 6, pp. 3496-3507, Dec. 2015, doi: 10.1109/TITS.2015.2459722.
19. Hellström, E., Fröberg, A., and Nielsen, L., "A Real-Time Fuel-Optimal Cruise Controller for Heavy Trucks Using Road Topography Information,"*SAE Technical Paper* 2006-01-0008, 2006, <https://doi.cir-mcs.i.mercedes-benz.com/10.4271/2006-01-0008>.
20. Yin, F., Hayashi, R., Pongsathorn, R., Masao, N. (2013). Haptic Velocity Guidance System by Accelerator Pedal Force Control for Enhancing Eco-Driving Performance. In: *Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress. Lecture Notes in Electrical Engineering*, vol 200. Springer, Berlin, Heidelberg. [https://doi.cir-mcs.i.mercedes-benz.com/10.1007/978-3-642-33838-0\\_4](https://doi.cir-mcs.i.mercedes-benz.com/10.1007/978-3-642-33838-0_4)
21. Albers, A. et al. (2013). System-Oriented Validation Aspects of a Driver Assistance System Based on an Accelerator-Force-Feedback-Pedal. In: *Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress. Lecture Notes in Electrical Engineering*, vol 200. Springer, Berlin, Heidelberg. [https://doi.cir-mcs.i.mercedes-benz.com/10.1007/978-3-642-33838-0\\_20](https://doi.cir-mcs.i.mercedes-benz.com/10.1007/978-3-642-33838-0_20)
22. M. Henzler, A. Boller, M. Buchholz and K. Dietmeyer, "Are Truck Drivers Ready to Save Fuel? The Objective and Subjective Effectiveness of an Ecological Driver Assistance System,"*2015 IEEE 18th International Conference on Intelligent Transportation Systems*, Gran Canaria, Spain, 2015, pp. 2007-2012, doi: 10.1109/ITSC.2015.325.
23. A. Hamish Jamson, Daryl L. Hibberd, Natasha Merat, Interface design considerations for an in-vehicle eco-driving assistance system, *Transportation Research Part C: Emerging Technologies*, Volume 58, Part D, 2015, Pages 642-656, ISSN 0968-090X, <https://doi.org/10.1016/j.trc.2014.12.008>.  
(<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0968090X14003581>)
24. Philippe Barla, Mathieu Gilbert-Gonthier, Marco Antonio Lopez Castro, Luis Miranda-Moreno, Eco-driving training and fuel consumption: Impact, heterogeneity and sustainability, *Energy Economics*, Volume 62, 2017, Pages 187-194, ISSN 0140-9883, <https://doi.org/10.1016/j.eneco.2016.12.018>.

(<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140988317300051>)

25. Alexandr Zavalko, Applying energy approach in the evaluation of eco-driving skill and eco-driving training of truck drivers, *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, Volume 62, 2018, Pages 672-684, ISSN 1361-9209, <https://doi.org/10.1016/j.trd.2018.01.023>  
(<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1361920916302383>)

26. Helena K. Strömberg, I.C. MariAnne Karlsson, Comparative effects of eco-driving initiatives aimed at urban bus drivers – Results from a field trial, *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, Volume 22, 2013, Pages 28-33, ISSN 1361-9209, <https://doi.org/10.1016/j.trd.2013.02.011>.

27. Maria Zarkadoula, Grigoris Zoidis, Efthymia Tritopoulou, Training urban bus drivers to promote smart driving: A note on a Greek eco-driving pilot program, *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, Volume 12, Issue 6, 2007, Pages 449-451, ISSN 1361-9209, <https://doi.org/10.1016/j.trd.2007.05.002>.  
(<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1361920907000533>).

28. George Goes, Renata Bandeira, Daniel Gonçalves, Márcio de Almeida D'Agosto, Cíntia Oliveira, The effect of eco-driving initiatives toward sustainable urban waste collection, *International Journal of Sustainable Transportation*, Volume 14, Issue 8, 2020, Pages 569-578, ISSN 1556-8318, <https://doi.org/10.1080/15568318.2019.1584933>.

29. Ueki, S. and Takada, Y., "Improvement of Fuel Economy and CO2 Reduction of Commercial Vehicles by the Promotion of Eco-Driving Management System (EMS)," *SAE Technical Paper 2011-28-0048*, 2011, <https://doi.cir-mcs.i.mercedes-benz.com/10.4271/2011-28-0048>.

30. Sato, S., Suzuki, H., Miya, M., and Iida, N., "Analysis of the Effect of Eco-driving with Early Shift-up on Real-world Emission," *SAE Technical Paper 2010-01-2279*, 2010, <https://doi.cir-mcs.i.mercedes-benz.com/10.4271/2010-01-2279>.

31. Åström, Karl Johan ; Murray, Richard M. *Feedback Systems: An Introduction for Scientists and Engineers*. Princeton University Press, 2008.

32. H. Naunheimer, B. Bertsche, J. Ryborz, W. Novak. *Automotive Transmissions-Fundamentals, Selections, Design and Application*. Springer, 2011.

33. MATLAB and Simulink Release 2021a, The MathWorks, Inc., Natick, Massachusetts, United States.

34. United Nations Climate Changes. Global Warming Potentials (IPCC Second Assessment Report). Available on: <https://unfccc.int/process/transparency-and-reporting/greenhouse-gas-data/greenhouse-gas-data-unfccc/global-warming-potentials>.
35. Y. Chen and M. Lazar, "Driving Mode Advice for Eco-Driving Assistance System With Driver Reaction Delay Compensation," in *IEEE Transactions on Circuits and Systems II: Express Briefs*, vol. 69, no. 1, pp. 134-138, Jan. 2022, doi: 10.1109/TC-SII.2021.3075455.
36. H. Ma, H. Xie and D. Brown, "Eco-Driving Assistance System for a Manual Transmission Bus Based on Machine Learning," in *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, vol. 19, no. 2, pp. 572-581, Feb. 2018, doi: 10.1109/TITS.2017.2775633.
37. X. Ren, X. Lv, L. Zhang, L. Chen, H. Chu and B. Gao, "LQR based Predictive Energy-saving Control for Commercial Vehicles Based On Slope Information," 2022 6th CAA International Conference on Vehicular Control and Intelligence (CVCI), Nanjing, China, 2022, pp. 1-6, doi: 10.1109/CVCI56766.2022.9965001.
38. Albelo, D. M., Junior, F. K., and Laganá, A. A. M. A mathematical approach of fuel efficiency for vehicles equipped with Diesel engines. p. 130-141 . In: *Anais do XXIX Simpósio Internacional de Engenharia Automotiva* . São Paulo: Blucher, 2022. ISSN 2357-7592, DOI 10.5151/simea2022-PAP24
39. Fernandes, D.L.G., "Análise de Veículos Rodoviários Articulados Pesados na Freinagem através da Técnica dos Mapas de Desempenho", Tese de Doutorado, Universidade de São Paulo, Escola de Engenharia de São Carlos, p.160, 2000.