



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

**ANÁLISE COMPARATIVA DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA 1D E CRIAÇÃO DE UM
CONCEITO VEÍCULO ELÉTRICO HÍBRIDO PARA REDUÇÃO DO CONSUMO DE
COMBUSTIVEL SEGUNDO A NORMA NBR6601 U.S. FTP75**

MATHEUS FERRAZ DE OLIVEIRA

BELO HORIZONTE

13 de março de 2019

Matheus Ferraz de Oliveira

**ANÁLISE COMPARATIVA DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA 1D E
CRIAÇÃO DE UM CONCEITO VEÍCULO ELÉTRICO HÍBRIDO
PARA REDUÇÃO DO CONSUMO DE COMBUSTÍVEL
SEGUNDO A NORMA NBR6601 U.S. FTP75**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós
Graduação em Engenharia Mecânica,
Universidade Federal de Minas Gerais, como
requisito parcial à obtenção do título de Mestre
em Engenharia Mecânica

Área de concentração: Projetos e Sistemas

Orientador: Prof. Dr. José G. Coelho Baeta

**BELO HORIZONTE
ESCOLA DE ENGENHARIA - UFMG
13 de março de 2019**



Universidade Federal de Minas Gerais
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
Av. Antônio Carlos, 6627 - Pampulha - 31.270-901 - Belo Horizonte – MG
Tel.: +55 31 3499-5145 - Fax.: +55 31 3443-3783
www.demec.ufmg.br - E-mail: cpgmec@demec.ufmg.br

**“ANÁLISE COMPARATIVA DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA 1D E CRIAÇÃO DE UM
CONCEITO VEÍCULO ELÉTRICO HÍBRIDO PARA REDUÇÃO DO CONSUMO DE
COMBUSTIVEL SEGUNDO A NORMA NBR6601 U.S. FTP75”**

Matheus Ferraz de Oliveira

Dissertação submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de **“Mestre em Engenharia Mecânica”**, na área de concentração de **“Projetos e Sistemas”**.

Prof. Dr. José Guilherme Coelho Baeta
Orientador – Departamento de Engenharia Mecânica – UFMG

Prof. Dr. Fabrício José Pacheco Pujatti
Examinador – Departamento de Engenharia Mecânica – UFMG

Prof. Dr. Fernando Antônio Rodrigues Filho
Examinador – Departamento de Engenharia Mecânica – CEFET-MG

BELO HORIZONTE, 13 de março de 2019

“Whoever you are, no matter what social position you have, rich or poor, always show great strength and determination, and always do everything with much love and deep faith in God. One day you will reach your goal.”

(Ayrton Senna)

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar agradeço a Deus por ter me dado força e saúde para conseguir vencer todos os desafios que surgiram durante esses anos em que me dediquei a esse trabalho.

A toda minha família que sempre me apoiou em todas as minhas dificuldades, me dando todo suporte necessário para que eu pudesse concluir mais essa etapa, em especial minha mãe Diane Cinara Ferraz de Oliveira, meu pai Helbert Teixeira de Oliveira, meu irmão Ricardo Ferraz de Oliveira e minha avó Efigênia da Silva.

Aos professores José Guilherme Coelho Baeta e Ramón Molina, pela orientação, por todas as oportunidades que me proporcionaram e pela paciência, atenção e ensinamentos neste mais de um ano de convivência.

Agradeço também a empresa responsável pelo fornecimento da licença do programa utilizado nesse trabalho, GT-Suite[®].

A IAV of Brasil Ltda[®] e FCA (Fiat Chrysler Automobiles[®] – LATAM), por todos os tipos de incentivo, como ajuda técnica, intelectual e financeira, em especial os engenheiros: Fábio Chaves (FCA), Rodrigo Silva Santos (IAV), Guilherme Mello de Paula (FCA), Daniel Goretti (FCA) por acreditar no meu potencial e me ajudar na criação e desenvolvimento dessa atividade. Ao CTM-UFMG, por disponibilizar o espaço físico, os equipamentos e ajuda necessários a conclusão dessa atividade.

Um agradecimento especial à todos amigos da UFMG, por toda a ajuda que me foi fornecida, em especial aos meu colegas de equipe Pedro Araújo, Hermano Naves e aos engenheiros João Guedes, Bruno Lima, Rochane Zardini, Filipe Cota, Clarissa Martins, Marília Gabriela, Gabriel Kopte, Nicole Foureaux, Hanaisa de Plá e Sant'Anna, Rafael Faria, Renata Monteiro e Pedro Bachir que foram essenciais no desenvolvimento desse trabalho.

Enfim, a todos que estiveram comigo nessa jornada, entendendo os finais de semana perdidos em laboratório, aos cancelamentos em reuniões de família e encontros com os amigos, o meu mais sincero agradecimento.

RESUMO

Emissão de poluentes e consumo de combustíveis fósseis são dois temas extremamente importantes discutidos em todos os setores de engenharia do mundo. Devido à grande dependência da humanidade aos combustíveis fósseis, viu-se necessário o desenvolvimento de novas alternativas para os meios de produção de energia, buscando novas soluções(renováveis) para produção e utilização da mesma com objetivo de reduzir os danos causados ao meio ambiente. No mercado automobilístico, a decisão é otimizar o sistema *Powertrain* para conseguir aprovação de projetos para o mercado global, dentre eles, os projetos elétricos híbridos vêm se mostrando uma condição muito promissora devido a facilidade de adaptação e controle. Analisando o significado da palavra híbrido, tem-se que veículo híbrido é uma associação que possui duas ou mais fontes de energia – Uma convencional (motor de combustão interna) e uma adicional (elétrica, hidráulica, cinética, pneumática, etc.). Para se utilizar a segunda fonte, é necessário converter a energia produzida para o conjunto, de forma a criar uma associação dinâmica no sistema. A pesquisa consistirá na análise comparativa de diversas formas de hibridização (*two-mode hybrid, Parallel hybrid, Power-Split hybrid, Series hybrid, Series- Parallel hybrid*). Serão analisados os parâmetros globais de desempenho dos veículos tais como consumo e potência (MCI), assim como uma análise de dirigibilidade do veículo, mostrando quais os intervalos de entrega de torque em função do pedal de acelerador utilizado. O intuito principal é utilizar o motor elétrico em condições de baixa carga do MCI, de forma a reduzir o consumo de combustível, assim como melhorar o conforto na relação de trocas de marcha associando a entrega de torque da máquina elétrica durante a abertura da embreagem. Para tal, foram feitas medições de um veículo real utilizando o software ETAS INCA e UCE's abertas em testes de dinamômetro no ciclo especificado. Utilizando-se o software GT-Suite, é possível desenvolver um modelo a partir dos dados experimentais. Após a validação do modelo de correlação, um novo conceito híbrido foi desenvolvido. Concluí-se que o modelo híbrido desenvolvido foi obteve uma melhora entre 8 e 12% de consumo de combustível no ciclo se comparado a medição e modelo de correlação, além de uma melhora de dirigibilidade dado o perfil de velocidade em troca de marcha.

Palavras-chave: Motor de combustão interna, consumo de combustível, dirigibilidade, motor elétrico, *Powertrain*, hibridização, veículo elétrico híbrido

ABSTRACT

Emission of pollutants and fuel consumption are key issues in all engineering sectors of the world. Due to the great dependence of humanity on fossil fuels, it was necessary to develop new alternatives for the means of production of energy, seeking better (renewable) solutions for production and use of the same in order to reduce the damages caused to the environment. In the automotive market, the decision was to optimize the Powertrain system to get projects approved for the global market, among them, the hybrid electric projects have been shown to be a very promising condition due to ease of adaptation and control. Analyzing the meaning of the word Hybrid we have, hybrid vehicle is a project that has two or more sources of energy - a conventional (internal combustion engine) and an additional (Electric, hydraulic, kinetic, pneumatic, etc.). In order to use the second source, it is necessary to convert the produced energy to the set, in order to create a dynamic association in the system. This research will consist of the comparative analysis of several forms of hybridization (two-mode hybrid, Parallel hybrid, Series hybrid, Series-Parallel hybrid) searching for an ideal model for the system. The overall performance parameters of the vehicle such as fuel consumption, power (MCI) will be analyzed, as well as a vehicle drivability analysis, showing the torque delivery intervals depending on the pedal used. The main purpose is to use the electric motor in low load conditions of the MCI, in order to reduce fuel consumption, as well as to improve the comfort in the relation of gear changes by associating the torque delivery of the electric machine during the opening time of the clutch). For this, measurements were made of an actual vehicle using the software ETAS INCA and opened UCE in dynamometer tests in the specified cycle. Using the GT-Suite software, it was possible to develop a model from the experimental data. After the validation of the correlation model, a new concept of hybrid vehicle was developed. It was concluded that the developed hybrid model obtained an improvement between 8 and 12% of fuel consumption in the cycle compared to the measurement and correlation model, in addition to an improvement in drivability given the speed profil in gear change.

Keywords: Internal combustion engine, fuel consumption, drivability, electric motor, Powertrain, hybridization, hybrid electric vehicle

LISTA DE IMAGENS

Figura 1: Projeção da frota brasileira de veículos - 2013 a 2012.....	21
Figura 2: 1 a 5 – Principais configurações de veículos	25
Figura 3: Aplicação de modelagem numérica ao gerenciamento de projetos...	28
Figura 4: Crescimento da produção automóvel	33
Figura 5: Efeito Estufa	35
Figura 6: Emissões de CO2 de combustíveis por setor em 2014	36
Figura 7: Legislação mundial para o CO2 e previsões para os próximos anos	37
Figura 8: Temperatura recorde na terra	38
Figura 9: Descoberta de óleo no mundo, reservas restantes e consumo cumulativo	39
Figura 10: Pilha galvânica	40
Figura 11: Primeiro veículo automotor de <i>Carl Benz</i>	41
Figura 12: Patente do veículo híbrido de Pieper	42
Figura 13: Fotografia do veículo Elétrico híbrido de <i>Ferdinand Porsche</i>	42
Figura 14: Gráfico com a evolução dos veículos elétricos no mundo	44
Figura 15: Diferentes arquiteturas veiculares e suas propulsões	47
Figura 16: Classificações veiculares de acordo com suas propulsões	48
Figura 17: Arquitetura básica dos veículos elétricos híbridos em série	49
Figura 18: Arquitetura básica dos veículos elétricos híbridos em paralelo.....	50
Figura 19: VEH P1	51
Figura 20: VEH P2	51
Figura 21: VEH P3	51
Figura 22: VEH P4	52
Figura 23: Arquitetura de Veículos elétricos híbridos série – paralelo	52
Figura 24: Arquitetura de veículos elétricos híbridos Plug In.....	53
Figura 25: Arquitetura de veículos elétricos puramente elétricos.....	54
Figura 26: Perfil de velocidade do ciclo padrão de consumo/emissões NB6601 U.S. FTP75.....	58
Figura 27: Bibliotecas do Software <i>Gt-Suite</i> [®]	59
Figura 28: Forças atuando em um veículo.....	62
Figura 29: Resistência a rolagem dos pneus em solos duros e macios	64

Figura 30: Perfil de arrasto aerodinâmico.....	66
Figura 31: Força trativa e torque aplicado na roda	71
Figura 32: Gráfico de desempenho ideal para propulsores veiculares.....	74
Figura 33: Exemplo Gráfico de desempenho típico de MCI usando gasolina ...	74
Figura 34: Exemplo Gráfico de desempenho típico de ME para tração	75
Figura 35: Exemplo de forças trativas de um veículo a gasolina utilizando uma transmissão de quatro relações e um veículo elétrico utilizando apenas uma relação de transmissão	76
Figura 36: Distribuição dos esforços aplicados ao veículo	77
Figura 37: Tempo de aceleração e distância ao longo da velocidade do veículo para um carro de passeio movido à gasolina utilizando uma transmissão de quatro marchas	81
Figura 38: Tempo de aceleração e distância ao longo da velocidade do veículo para um carro de passeio movido motor elétrico utilizando uma transmissão de uma marcha	81
Figura 39: Características de economia de combustível aplicado a motores de combustão interna	82
Figura 40: Fotos do exterior de um modelo Motor 1.3 8V 'Firefly' 2017	89
Figura 41: Fotos do exterior da transmissão C510 da FPT	92
Figura 42: Montagem interna da transmissão C510 da FPT.....	93
Figura 43: Diferencial da transmissão modelo C510 da FPT.....	95
Figura 44: Referência para medidas.....	96
Figura 45: Exemplo de dinamômetro de chassi	99
Figura 46: Fotografia do ES590 que foi utilizado	100
Figura 47: Representação do experimento no software INCA®.....	101
Figura 48: Motor elétrico BRS Bosch®	103
Figura 49: Conversor DC/DC Bosch®	104
Figura 50: Modelo de veículo criado na simulação.....	108
Figura 51: MCI na simulação	109
Figura 52: Transmissão na simulação	109
Figura 53: Veículo na simulação	110
Figura 54: Motorista na simulação	111
Figura 55: UCE na simulação	111
Figura 56: Modelo híbrido criado na simulação	112

Figura 57: ePT para modelo híbrido criado na simulação	113
Figura 58: Baterias para modelo híbrido criado na simulação	114
Figura 59: ME para modelo híbrido criado na simulação	115
Figura 60: BMS para modelo híbrido criado na simulação.....	116
Figura 61: Motorista para modelo híbrido criado na simulação	117
Figura 62: Perfil de velocidade medido no teste	119
Figura 63: Perfil de perda de velocidade durante trocas de marcha	120
Figura 64: Perfil de trocas de marcha do veículo.....	121
Figura 65: Consumo de combustível medido no tempo	122
Figura 66: Consumo total de combustível medido no ciclo	123
Figura 67: Perfil de velocidade do veículo no modelo unidimensional de correlação	124
Figura 68: Perfil de perda de velocidade durante trocas de marcha na simulação	125
Figura 69: Perfil de troca de marchas calculado pelo modelo matemático de correlação	126
Figura 70: Consumo total de combustível calculado pelo modelo unidimensional de correlação no ciclo	127
Figura 71: Pontos de operação do MCI durante o ciclo - Correlação.....	128
Figura 72: Mapa de pedal em função do torque do MCI - Correlação	128
Figura 73: Mapa de pedal em função de potência do MCI - Correlação	129
Figura 74: Perfil de velocidade calculado no modelo unidimensional híbrido	130
Figura 75: Perfil de velocidade durante trocas de marcha no modelo híbrido	131
Figura 76: Perfil de troca de marchas calculado pelo modelo matemático híbrido	132
Figura 77: Consumo total de combustível calculado pelo modelo unidimensional híbrido no ciclo	133
Figura 78: Pontos de operação do MCI durante o ciclo – VEH	134
Figura 79: Mapa de pedal em função do torque do MCI – VEH.....	135
Figura 80: Mapa de pedal em função de potência do MCI – VEH.....	135

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Classificação de veículos Híbridos	26
Tabela 2 – Classificação de veículos híbridos.....	55
Tabela 3 – Fases do PRONCOVE	57
Tabela 4 – Eficiências aplicadas ao conjunto de transmissões.....	72
Tabela 5 – Incerteza expandida máxima dos parâmetros indicados.	87
Tabela 6 – Incerteza expandida dos parâmetros resultantes de medições indiretas	88
Tabela 7 – Características do MCI	90
Tabela 8 – Resultados do MCI.....	91
Tabela 9 – Características da transmissão C510.....	94
Tabela 10 – Características da diferencial	94
Tabela 11 – Características da transmissão C510.....	95
Tabela 12 – Medidas do veículo	96
Tabela 13 – Pesos dos veículos discretizados	97
Tabela 14 – Relação peso vs potência	97
Tabela 15 – Características do ME.....	103
Tabela 16 – Características do Conversor DC/DC.....	104
Tabela 17 – Cálculos de relação de transmissão - 1 tentativa	105
Tabela 18 – Cálculos de relação de transmissão - 2 tentativa	106
Tabela 19 – Cálculos de relação de transmissão - 3 tentativa	106
Tabela 21 – Resumo do cálculo de incerteza para o fator de correção.....	157
Tabela 22 – Resumo do cálculo de incerteza para o torque na faixa de 10Nm	158
Tabela 23 – Resumo do cálculo de incerteza para o torque em todas faixa de medição.....	159
Tabela 24 – Resumo do cálculo de incerteza para o o torque corrigido	159
Tabela 25 – Resumo do cálculo de incerteza para potência	160
Tabela 26 – Resumo do cálculo de incerteza para potência corrigida	161

LISTA DE ABREVIações E SIGLAS

- ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas
- AVL – *Anstalt für Verbrennungskraftmaschinen List* (Instituição para estratégia de motores de combustão interna e máquinas térmicas)
- BEV – Veículo elétrico a baterias
- BMEP – *Brake mean effective pressure* (Pressão média efetiva no cilindro)
- BSG – *Belt starter generator* (Gerador de arranque por correia)
- CAE – *Computer aided engineering* (Engenharia assistida por computador)
- CAFE – *Corporate Average Fuel Economy* (Economia de combustível média)
- CARB – *California Air Resources Board* (Conselho de recursos relacionados ao ar da Califórnia)
- CH₄ – Gás metano
- CO – Monóxidos de carbono
- CO₂ – Dióxido de carbono
- CONAMA – Conselho Nacional do Meio Ambiente
- CTM – Centro de Tecnologia da Mobilidade
- CVT – *Continuously variable transmission* (Transmissão de controle variável)
- ETAS MDA – *Measure Data Analyser* (Programa de análise de aquisições ETAS)
- ETAS – *Engineering Tools, Application and Services* (Ferramentas de engenharia, aplicação e serviços)
- EUA – Estados Unidos da América
- FCA – *Fiat Chrysler Automobiles*
- FCEV – Veículo elétrico a célula de combustível
- FLEX – Tecnologia *flex fuel* para uso de combustível gasolina e álcool
- FPT – *Fiat Powertrain Technologies*
- FTP – *Federal Test Procedure* (Procedimento de testes governamentais)
- GEE – Gases de efeito estufa

GT – *Gamma Technologies*

HC – Hidrocarbonetos não queimados

HCO – Aldeídos

H₂O – Água

IAV - *Ingenieurgesellschaft Auto und Verkehr* (Sociedade de engenharia veicular e de trânsito)

IBGE – Instituto Brasileiro de Geografia Estatística

IEA – *International Energy Agency* (Agência Internacional de Energia)

INMETRO – Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia

INCA – *INCA software* (Programa de gerenciamento de calibrações ETAS)

IPI – Imposto sobre produtos industrializados

ISG – *Integrated starter generator* (Gerador de arranque integrado)

LATAM – *Latin America* (América Latina)

MCI – Motor de combustão interna

ME – Motor elétrico

MY – *Model Year* (Modelo/ano)

NAFTA – Acordo de livre comércio da América do Norte

NASA – *National Aeronautics and Space Administration* (Agência do Governo Federal dos Estados Unidos responsável pela administração do espaço aéreo)

NBR – Normas Brasileiras

NOAA – *National Oceanic and Atmospheric Administration* (Agência do Governo Federal dos Estados Unidos para administração oceânica e atmosférica nacional)

NO_x – Óxidos de nitrogênio

N₂ – Nitrogênio gasoso

OEM – *Original Equipment Manufacturer* (Fabricante original de equipamento)

PGNV – Parceria para uma nova geração de veículos

PHEV – Plug Ins veículos elétricos híbridos

PIB – Produto Interno Bruto

PPS – Momento do pico de potência

PROCONVE – Programa de controle da poluição do ar por veículos automotores

rpm – Rotações por minuto

SI – Sociedade Internacional

SIL – *Software in the Looping* (Estrutura de looping aplicado a simulações para correlação com modelos em computador)

SOC – *State of charge* (Estado de carga das baterias)

S-VEH – Veículo elétrico híbrido em série

THC – Tetra-hidrocanabinol

UCE – Unidade de controle eletrônico (Central de comando motor a combustão)

UFMG – Universidade Federal de Minas Gerais

VDA – *Verband der Automobilindustrie* (Associação alemã da Indústria automotiva)

VE – Veículos elétricos

VEHs – Veículos elétricos híbridos

VEZs – Veículos elétricos de emissões zero

VHs – Veículos híbridos

8V – 8 Válvulas

LISTA DE SÍMBOLOS

a – Aceleração do veículo [m/s²]

A_f – Área frontal do veículo [m²], [cm²], [mm²]

C_d – Coeficiente de arrasto aerodinâmico [adimensional]

d – Distância [km], [m], [cm]

dV – Derivada da velocidade [km/h], [m/s]

dt – Derivada do tempo [s], [m], [h]

dV/dt – Aceleração do veículo [m/s²]

DP – Desvio padrão amostral [adimensional]

F – Força [N]

F_b – Força de frenagem [N]

F_f – Força resistiva ao atrito do pneu [N]

F_g – Força resistiva relacionada ao aclone [N]

F_{rv} – Força resistiva relacionada a rolagem do veículo [N]

f_f – Coeficiente de resistência ao rolamento dos pneus [adimensional]

F_{rf} – Força resultante total de resistência ao movimento nos pneus dianteiros [N]

F_{rr} – Força resultante total de resistência ao movimento nos pneus traseiros [N]

F_{rt} – Força resultante total de resistência ao movimento [N]

F_t – Força resultante total de tração [N]

F_{tf} – Força de tração dos pneus dianteiros [N]

F_{tmax} – Esforço máximo de tração nas rodas [N]

F_{tr} – Força de tração nos pneus traseiros [N]

F_w – Força de arrasto aerodinâmico (força de resistência aerodinâmica) [N]

F_{zf} – Força de reação inercial resultante da frenagem nos pneus dianteiros [N]

F_{zr} – Força de reação inercial resultante da frenagem nos pneus traseiros [N]

G – Grau da inclinação [graus]

g – Aceleração gravitacional [m/s²]

g_e – Consumo específico de combustível do motor a combustão interna [g/kWh]

g_{ei} – Consumo específico de combustível do motor a combustão interna no i -ésimo intervalo de tempo [g/kWh]

h – Altura do centro de gravidade do veículo [m], [cm]

h_g – Altura do centro de gravidade do veículo [m], [cm]

h_w – Altura do centro de aplicação de resistência aerodinâmica [m],[cm]

I – Inércia giratória conctada a roda quando desacelerada [kg.m²]

I_{cEquip} – Incerteza combinada de um equipamento[adimensional]

$I_{cResoll}$ – Incerteza combinada do indicador[adimensional]

I_{NaC} – Incerteza combinada da repetitividade[adimensional]

I_p – Momento angular total nos componentes rotativos associados aos propulsores [kg.m²]

I_w – Momento angular total nas rodas [kg.m²]

i_g – Relação de transmissão inicial [adimensional]

i_0 – Relação de transmissão final [adimensional]

l_f – Distância entre o eixo dianteiro e o centro de gravidade do veículo [m], [cm]

l_r – Distância entre o eixo traseiro e o centro de gravidade do veículo [m], [cm]

L – Comprimento total do veículo [m]

m – Massa do veículo [kg]

n – Número de repetições de cada leitura [adimensional]

M_v – Massa total do veículo [kg]

N_e – Velocidade de rotação do motor a combustão interna [rpm]

N_{in} – Rotação de entrada no câmbio [rpm]

N_{out} – Rotação de saída do câmbio [rpm]

N_p – Velocidade de rotação de saída do câmbio [rpm]

N_{pmax} – Velocidade máxima de rotação de saída do câmbio [rpm]

N_w – Rotação da roda [rpm]

o_i – Valor de cada leitura [adimensional]

\bar{o} – Média das leituras [adimensional]

P – Carga normal [N]

P_e – Potência específica do motor a combustão interna [kW]

P_{ei} – Potência específica média do motor a combustão interna no i -ésimo intervalo de tempo [kW]

Q_{fr} – Taxa de consumo de combustível no tempo [l/h], [g/h]

Q_s – Taxa de consumo de combustível no tempo em uma distância específica [l/h], [g/h]

Q_{tc} – Taxa de consumo de combustível total para um ciclo padrão [l/h], [g/h]

R – Centro da área entre pneu-solo [N]

r – Raio de rolamento do pneu [cm], [mm]

r_d – Raio efetivo do pneu/roda [cm], [mm]

S_a – Distância [m], [km]

t_a – Tempo de aceleração [s], [h]

T_b – Torque de frenagem aplicado [Nm]

T_w – Torque nas rodas quando acionadas [Nm]

T_p – Saída de torque do propulsor [Nm]

V – Velocidade no tempo [km/h], [m/s]

V_{cc} – Velocidade de cruzeiro constante [km/h], [m/s]

V_1 – Velocidade baixa [km/h], [m/s]

V_2 – Velocidade alta [km/h], [m/s]

V_{max} – Velocidade máxima do veículo [km/h], [m/s]

V_w – Velocidade do vento no movimento do veículo [km/h], [m/s]

W_f – Carga normal no eixo dianteiro [N]

W_r – Carga normal no eixo traseiro [N]

LISTA DE SÍMBOLOS GREGOS

δ – Fator de massa [adimensional]

Σ – Somatório [adimensional]

ω_r – Momento de resistência a rolagem dos pneus traseiros [kg.m/s]

ω_f – Momento de resistência a rolagem dos pneus dianteiros [kg.m/s]

θ – Ângulo de pendência relativa ao piso [graus]

ρ – Densidade do ar [kg/m³]

μ – Coeficiente de aderência da estrada [adimensional]

η_t – Eficiência do sistema propulsor para as rodas [adimensional]

π – Fator pi [adimensional]

α_{an} – Desaceleração angular [m/s²]

γ_f – Densidade de massa do combustível [kg/l]

Δt_i – Intervalo de tempo [s], [min], [h]

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO.....	21
1.1.	ASPECTOS GERAIS.....	21
1.2.	OBJETIVOS	29
1.2.1.	<i>Objetivos Específicos.....</i>	29
2.	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	30
2.1.	MOBILIDADE, LEGISLAÇÃO ENERGÉTICA E EMISSÕES.....	31
2.2.	HISTÓRICO DOS VEÍCULOS HÍBRIDOS	40
2.3.	ARQUITETURA DE VEÍCULOS ELÉTRICOS HÍBRIDOS	46
2.3.1.	<i>Configuração Híbrida em série</i>	48
2.3.2.	<i>Configuração Híbrida em paralelo</i>	50
2.3.3.	<i>Configuração Híbrida série – paralelo.....</i>	52
2.3.4.	<i>Configuração Híbrida – Plug-in</i>	53
2.3.5.	<i>Veículos puramente elétricos.....</i>	53
2.3.6.	<i>Classificações por missão, de acordo com a propulsão elétrica</i>	55
2.4.	CICLO PADRÃO DE CONSUMO E EMISSÕES U.S. FTP-75 NBR6601	57
2.5.	DESCRIÇÃO DO SOFTWARE UTILIZADO (GT-SUITE®).....	59
3.	METODOLOGIA	61
3.1.	DINÂMICA VEICULAR E SEUS FUNDAMENTOS	61
3.1.1.	<i>Descrição geral do movimento veicular</i>	62
3.1.2.	<i>Resistências relativas ao movimento</i>	63
3.1.3.	<i>Equação dinâmica aplicada</i>	67
3.1.4.	<i>Equações de tração advindas do motopropulsor e cálculo de velocidade ..</i>	70
3.1.5.	<i>Propulsores ideais.....</i>	73
3.1.6.	<i>Comportamento durante frenagem e distribuição de cargas associadas....</i>	76
3.1.7.	<i>Análise de desempenho veicular</i>	78
3.1.8.	<i>Cálculos de economia de combustível para motores à combustão interna e elétricos</i>	82
3.1.9.	<i>Determinação das incertezas combinadas e expandidas</i>	85
3.2.	VEÍCULO UTILIZADO	88
3.2.1.	<i>Características do motor à combustão utilizado</i>	88
3.2.2.	<i>Características da Transmissão utilizada.....</i>	92

3.2.3.	<i>Características do diferencial utilizado</i>	94
3.2.4.	<i>Características das rodas/pneus utilizados</i>	95
3.2.5.	<i>Medições e características aerodinâmicas do veículo</i>	96
3.3.	AQUISIÇÃO DOS DADOS	98
3.3.1.	<i>Dinamômetro de chassis</i>	98
3.3.2.	<i>Unidade central de controle eletrônico do motor - UCE</i>	100
3.4.	ELETRIFICAÇÃO DO VEÍCULO	101
3.4.1.	<i>Características do motor elétrico idealizado</i>	102
3.4.2.	<i>Características do conversor idealizado</i>	104
3.4.3.	<i>Cálculo da relação de transmissão e desempenho objetivo do VEH</i>	105
3.5.	DEFINIÇÃO DOS MODELOS DE SIMULAÇÃO	107
3.5.1.	<i>Modelo de correlação</i>	107
3.5.2.	<i>Modelo Elétrico Híbrido</i>	112
4.	ANÁLISE DE RESULTADOS	118
4.1.	RESULTADOS DAS MEDIÇÕES NO VEÍCULO	118
4.2.	RESULTADOS DA SIMULAÇÃO DO MODELO DE CORREÇÃO	123
4.3.	RESULTADOS DA SIMULAÇÃO DO MODELO HÍBRIDO	129
4.4.	RESULTADOS FINAIS	136
5.	CONCLUSÕES	137
5.1.	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	139
	REFERÊNCIAS	140
	APÊNDICE I – TABELAS COMPLEMENTARES	148
	APÊNDICE II – FICHA TÉCNICA UNO SPORTING 1.3 8V FLEX MY’ 2017	151
	APÊNDICE III – DADOS MOTOR ELÉTRICO	155
	APÊNDICE IV – METODOLOGIA DE CÁLCULO DAS INCERTEZAS PADRÃO COMBINADA PARA MEDIÇÕES INDIRETAS	157

1. INTRODUÇÃO

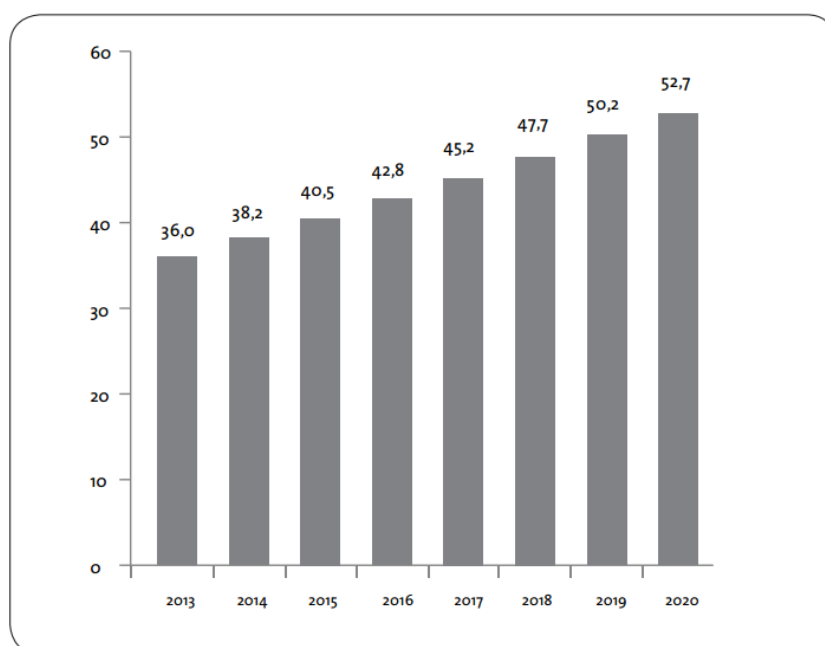
1.1. Aspectos Gerais

Atualmente, emissão de poluentes e consumo de combustíveis são dois temas extremamente importantes constantemente discutidos em todos os setores de engenharia do mundo. O primeiro pela importância climática e de saúde, que influencia diretamente na qualidade de vida do ser humano e o segundo pelo fato da matriz energética mundial atual estar baseada e diretamente ligada a combustíveis fósseis, sendo quase completamente dependente da mesma.

A dependência do petróleo como única fonte de energia para os veículos de passageiros tem implicações econômicas e políticas, sendo notável que a crise será inevitavelmente aguda à medida que as reservas de petróleo do mundo diminuem. O número de automóveis no mundo dobrou nos últimos 15 anos. O número crescente de automóveis que estão sendo introduzidos na estrada a cada ano está apenas aumentando os níveis crescentes de poluição (HUSAIN, 2003).

No Brasil, com boas perspectivas de vendas de novos veículos, a frota atual, de cerca de 35 milhões de veículos, deverá alcançar 53 milhões em 2020 (CASTRO; BARROS; VEIGA, 2013), como aponta a Figura 1.

Figura 1: Projeção da frota brasileira de veículos - 2013 a 2012



Fonte: (MMA e IEMA, 2011)

A queima de combustíveis fósseis em todo mundo é a principal causa das emissões de dióxido de carbono (CO₂), o principal gás de efeito estufa. O setor de transportes é, entre as fontes de emissão de gases de efeito estufa, o que cresce mais rapidamente, muitas vezes em uma taxa superior ao produto interno bruto dos países em desenvolvimento (SCHIPPER; MARIE-LILLIY; GORHAM, 2000). Segundo a Navigant Research (2014), a frota veicular mundial passará de 2 bilhões de veículos até 2035.

A Agência Internacional de Energia (do inglês, *International Energy Agency* - IEA) em conjunto com a Iniciativa Global de Economia de Combustível (do inglês, *Global Fuel Economy Initiative*) publicaram um relatório que estabelece a meta de longo prazo de 50% de redução na média global de emissões de gases poluentes até o ano de 2030 (IEA, 2012). Todos esses fatores podem convergir para uma crise energética de dimensões catastróficas. Com base nesses dados, viu-se necessário o desenvolvimento de novas alternativas e melhorias para o uso dos combustíveis. Não somente no sistema de geração de energia (motor de combustão interna), mas também nos sistemas de transmissão da mesma (câmbio, eixos, controladores).

Os motores de combustão interna (MCI) são máquinas térmicas que tem o propósito de produzir energia mecânica a partir da energia química contida no combustível (HEYWOOD, 1988). Os veículos elétricos (VE) habilitados com motor elétrico de alta eficiência, com controladores otimizados e alimentados por fontes de energia alternativas, fornecem os meios necessários para um sistema de transporte urbano limpo, eficiente e ambientalmente aceitável. Veículos completamente elétricos não têm emissão e, portanto, são capazes de conter o problema da poluição de forma eficiente. Concluindo, os veículos elétricos são os únicos meios de transporte de emissões zero (VEZs) possíveis (HUSAIN, 2003).

Analisando a estrutura veicular como um todo, pode-se dizer que muitas das alternativas de tecnologias possíveis já foram de alguma forma investigadas ou aplicadas: no início dentro do próprio motor de combustão interna (*downsizing* e *down-speeding*, redução de perdas internas e auxiliares, variação no tempo de abertura/fechamento das válvulas e sistemas de *lift*, etc.), e em segundo lugar (mais promissor) "ao redor do motor". A partir deste segundo ponto de vista, uma abordagem híbrida elétrica mostrou-se particularmente promissora (HOLMÉN; SENTOFF, 2015).

Analisando a extensão territorial do Brasil os veículos cem por cento elétricos tornam-se difíceis de serem aplicados, devido a limitação de autonomia de suas baterias e a necessidade de uma nova infraestrutura que possibilite a facilidade de recarga dos mesmos. Um veículo híbrido é, por definição, aquele que possui duas ou mais fontes de energia – Uma convencional (MCI) e uma adicional (elétrica, hidráulica, cinética, pneumática, etc.). Para se utilizar a segunda fonte, é necessário converter a energia produzida para o sistema, de forma a criar uma associação dinâmica no sistema motopropulsor (TRIVIC, 2012). Os veículos híbridos, por se utilizarem de uma infraestrutura já implementada (Veículo convencional) e permitir uma autonomia melhor que o elétricos puros se tornam ideais para o mercado brasileiro. Uma das vantagens dessa estrutura é que todos os sistemas podem ser estudados em separado, num sistema monobloco de controle e depois o conjunto pode ser otimizado com um sistema unitário, podendo-se obter ganhos em todos os pontos do processo.

Os veículos elétricos híbridos (VEHs) ou simplesmente veículos híbridos (VHs) têm emissões mais baixas em comparação com um veículo de combustão interna convencional de tamanho semelhante. O motor de combustão interna utilizado em um veículo híbrido, naturalmente, é reduzido se comparado com um veículo equivalente dotado somente de motor de combustão interna. O motor de combustão em combinação com o motor elétrico e uma unidade de armazenamento de energia, fornece uma autonomia muito maior para os veículos, reduzindo sua poluição relativa. O veículo elétrico híbrido é visto como um compromisso para o problema de poluição ambiental e a capacidade de alcance limitado do veículo puramente elétrico de hoje. Os híbridos são aceitos por muitos como uma solução a curto prazo necessária até que a limitação de autonomia (baterias) e os problemas de infraestrutura de veículos elétricos (postos de recarga) de emissão zero sejam resolvidos. No entanto, uma série de fabricantes de automóveis estão aumentando agressivamente a comercialização de veículos elétricos híbridos para a população em geral (HUSAIN, 2003).

Independentemente dos vários tipos de desenvolvimento de tecnologia atuais, como células de combustível e/ou hidrogênio, unidades elétrico híbridas ou motores a gás, os conceitos aplicados à condução que são promissores, atenderão sempre aos mesmos requisitos, caracterizados como: 1. Disponibilidade da energia fornecida ligada aos combustíveis. 2. Influências ecológicas durante a respectiva

conversão de energia. 3. Viabilidade técnica, expressa em complexidade técnica (dimensões, massa, custo, segurança ou infraestrutura necessária) (STAN, 2013).

Segundo Trivic, (2012), a exigência geral de qualquer sistema híbrido pode ser resumida como:

- Utilização eficiente da fonte de alimentação primária (o motor de combustão interna deve ser utilizado da forma mais eficiente possível);
- Transformação e armazenamento eficientes de energia, conversores e baterias devem estar no melhor estado de funcionamento;
- Recuperação e reutilização eficientes da energia através da frenagem regenerativa;

Além da alta eficiência energética individual dos componentes elétricos híbridos, bem como da eficiência geral do sistema, sem perdas pontuais de energia. Outros requisitos importantes incluem a capacidade de controle, a robustez do sistema, a confiabilidade e especialmente o custo final.

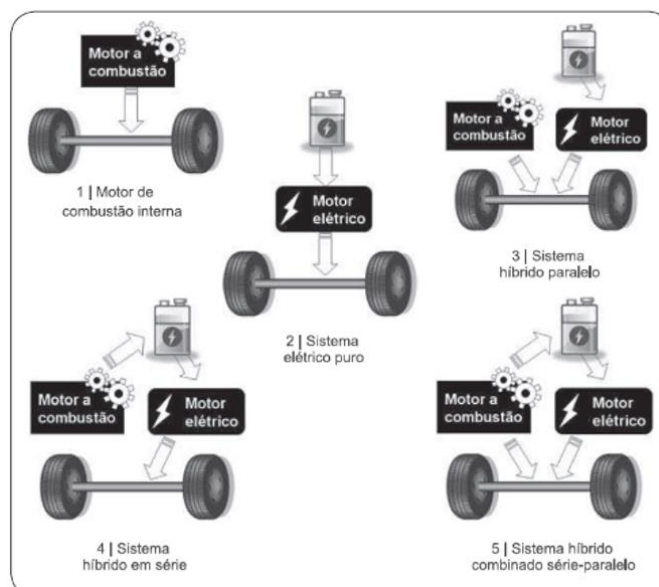
Os elétricos híbridos são divididos basicamente em duas séries de configuração, sendo elas híbrida paralela e em série. De acordo com (TRIVIC, 2012), na configuração híbrida paralela (*Parallel Hybrid*), o motor de combustão interna (MCI) e um dispositivo de propulsão híbrido são conectados mecanicamente a uma transmissão. Tanto o motor como o dispositivo de propulsão alternativo (motor elétrico, motor de bomba hidráulica, motor de compressor pneumático, etc.) podem trabalhar em paralelo para fornecer poder de tração à roda, enquanto o sistema híbrido pode ser usado para impulsionar o motor a combustão quando necessário, pode usar a frenagem regenerativa para recarregar o sistema de armazenamento de energia (*Battery package, fuel cells, ultracapacitor, etc.*) quando necessário ou impulsionar o veículo como um todo, mantendo velocidade com o motor a combustão desligado/desacoplado. Nesta configuração, a cinemática de velocidade do motor acoplado às rodas e a potência pode ser enviada diretamente para o sistema mecânico, de acordo com a posição no sistema.

Na configuração híbrida em série, a energia produzida pelo motor é convertida diretamente em alguma outra forma de energia (elétrica, hidráulica, pneumática etc.) e é usada nessa forma para impulsionar o veículo. A vantagem deste layout é que o motor é completamente desacoplado da linha de transmissão e pode operar no "*sweet spot*", ou seja, na melhor região de eficiência, enquanto a transmissão pode ser completamente removida do *powertrain* reduzindo o peso e os

custos. No entanto, esta configuração sofre com relação à perda por conversão de energia que pode ser uma desvantagem considerável. A combinação entre híbrido paralelo e série pode ser alcançada com o uso de um dispositivo de divisão de energia que permite o melhor das duas condições desta forma, a potência exigida pelo condutor é fornecida pelo motor, mantendo a possibilidade de utilizar energia mecânica do motor de combustão interna para as rodas. Um dos grandes problemas com relação aos sistemas paralelos e de série, é que os mesmos podem sofrer dado a sua complexidade e seu custo, que é mais elevado.

A Figura 2 apresenta as diferentes representações de 1 a 5 foram retiradas do artigo “Veículos elétricos: Aspectos básicos, perspectivas e oportunidades” de acordo com (CASTRO; FERREIRA, 2010) e mostram de forma simplificada, um desenho esquemático da arquitetura dos sistemas apresentados, bem como do sistema tradicional. Com um sistema elétrico puro (2), há poucos modelos em comercialização, com destaque para o *Tesla Roadster*. Representantes do sistema híbrido paralelo (3) são os modelos comercializados pela *Honda*, como o *Insight* e o *Civic*. Um exemplo de uso de um sistema híbrido em série (4) será o *GM Volt*. Por fim, o sistema híbrido combinado série-paralelo (5) é o que equipa o *Toyota Prius*, o veículo híbrido mais vendido no mundo.

Figura 2: 1 a 5 – Principais configurações de veículos



Fonte: (CASTRO; FERREIRA, 2010)

Em relação aos graus de hibridização (isto é, as capacidades de armazenamento de energia de componentes híbridos), podem ser definidas várias categorias de veículos híbridos, como pode-se observar na Tabela 1:

Tabela 1 – Classificação de veículos Híbridos

Tipos	Micro-Híbrido	Leve-Híbrido	Full-Híbrido
Potência da Máquina Elétrica	2-3 kW	6-20 kW	>40 kW
Nível de tensão	12 Volt	42 ~ 144 Volt	250 Volt
Economia de combustível	3-6 %	10-20 %	30-40 %
Funcionalidade	Start & Stop	Start & Stop	Start & Stop
	Gerador otimizado	Gerador otimizado	Gerador otimizado
	Assistência de torque	Assistência de torque	Assistência de torque
	Regeneração	Regeneração	Regeneração
	x	Modo elétrico	Modo elétrico

Fonte: (STAN, 2015) MODIFICADO por Matheus Oliveira

Ao contrário do que muitas pessoas acreditam, a tecnologia dos automóveis híbridos e elétricos não representa uma inovação tecnológica recente, o primeiro carro híbrido foi desenvolvido em 1900 por *Ferdinand Porsche*, o *Lohner-Porsche*, apresentados na exposição de Paris para a opinião pública mundial. De acordo com (STAN, 2013), atualmente muitos fabricantes vêm ‘reinventando’ os híbridos. Embora haja certamente avanços tecnológicos importantes nos veículos elétricos atuais, (BARAN; LEGEY, 2011) e (CASTRO; FERREIRA, 2010), discutem os aspectos básicos dos veículos elétricos em seu estágio atual de desenvolvimento e as perspectivas para seu futuro desenvolvimento.

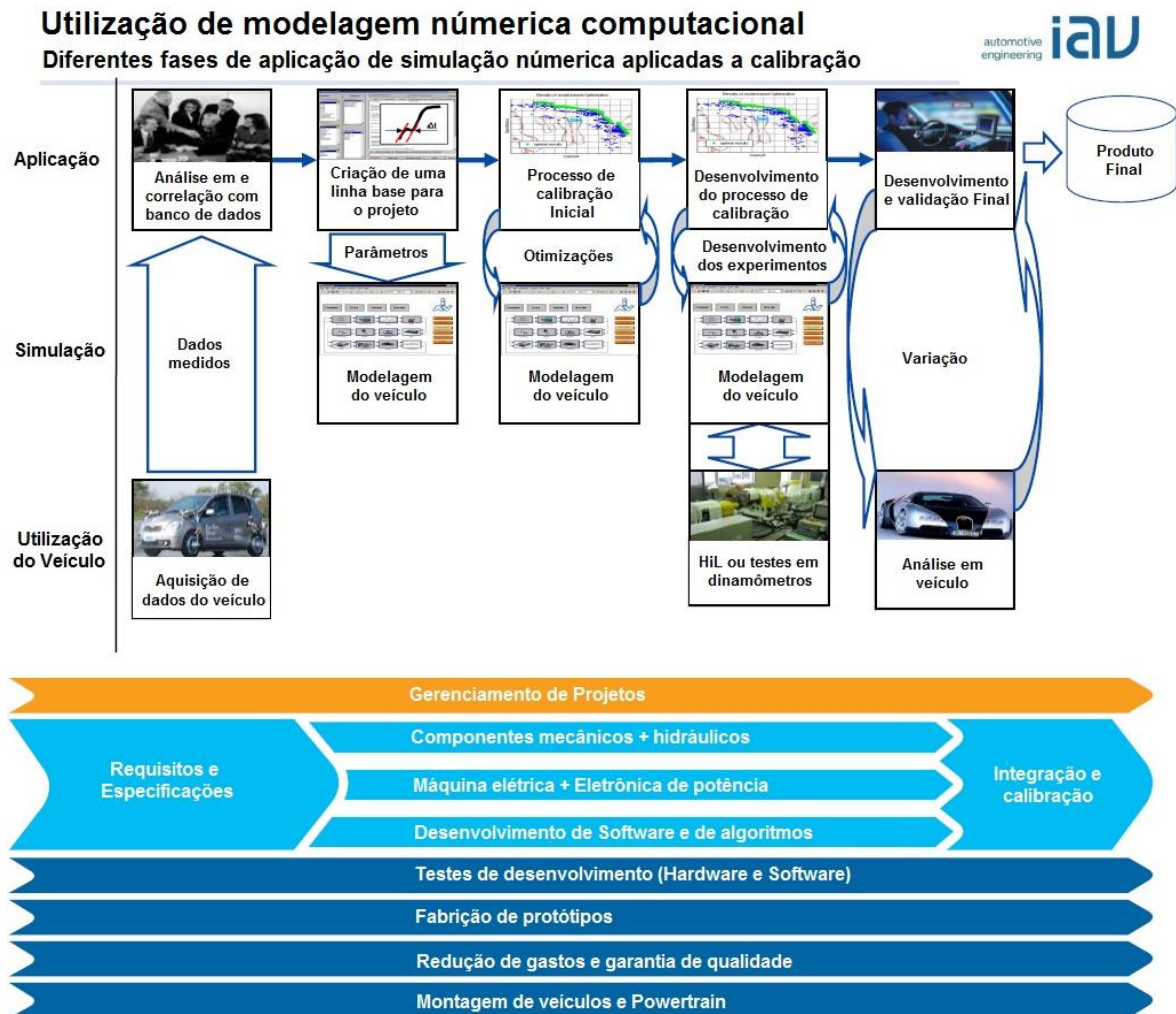
Com o avanço da tecnologia os modelos computacionais têm se tornado mais eficazes para resolução de problemas de engenharia por meio de simulações, uma vez que os cálculos vêm sendo realizados com maior velocidade e precisão. Este recurso vem sendo cada vez mais adotado em diferentes projetos, para diminuir custos e tempo de testes experimentais. Em adição, em projetos complexos, como é o caso de motores de combustão interna, essas simulações computacionais podem

além de proporcionar essa economia também apresentar resultados difíceis de serem obtidos experimentalmente. Diferentes metodologias são utilizadas buscando um balanço entre a velocidade de processamento e precisão, um exemplo é a utilização dos recursos numéricos tridimensionais e unidimensionais. Os modelos tridimensionais são mais completos e modelam os dados com maior precisão, porém, possuem maiores custos computacionais quando comparados aos modelos unidimensionais (LIMA, 2018).

Analisando a dinâmica de desenvolvimento de projetos da IAV, conforme a Figura 3, pode-se observar que a aplicação de simulações na indústria automobilística está sendo cada vez mais utilizada de forma a reduzir o custo associado ao tempo de projeto, otimizar e implementar cada mais funções aos veículos, assim como validar as calibrações associadas que são desenvolvidas durante todas as fases de projeto, seja com intuito de melhoria de dirigibilidade, durabilidade de peças e otimização dos sistemas associados, quanto para expor as mesmas as milhares de situações que o veículo é submetido durante seu funcionamento normal.

Essa metodologia consiste em definir a aplicação do produto na fase de projeto, criar uma base de requisitos e especificações utilizando análises de projetos anteriores e fazendo correlações com bancos de dados disponíveis. Ao mesmo tempo são feitas medições em veículos similares, de forma a alimentar os modelos de simulação, otimizando as condições de contorno a que as calibrações serão submetidas. Após essa primeira fase, é feita a criação de uma linha base onde serão desenvolvidos todos os outros subsistemas em paralelo com os testes de durabilidade das peças, a fabricação dos protótipos e as análises de redução de custos junto a garantia de qualidade. Na fase final a simulação é capaz de prever quais os principais potenciais, assim como é capaz de apresentar qual a melhor condição de otimização para aquele conjunto, assim como pode reduzir os tempos de testes em veículo, utilizando horas de computador no lugar de horas homem. A simulação é mais uma ferramenta que deve ser utilizada em todas as fases de projeto, mas não descarta o desenvolvimento em veículo.

Figura 3: Aplicação de modelagem numérica ao gerenciamento de projetos



Fonte: (IAV Database,2018) MODIFICADO por Matheus Oliveira

Todos os métodos de simulação numérica assumem simplificações que podem gerar resultados fora da realidade. É importante destacar que as hipóteses simplificadoras devem ser aceitáveis para o problema em questão. Simplificar o problema de modo que este possa ser considerado unidimensional faz com que a resolução seja mais rápida, porém a simulação tridimensional consegue captar mais detalhes (SOUSA, 2010). Para uma maior confiabilidade dos resultados dos modelos, torna-se necessário uma comparação com dados experimentais, de modo a validar os modelos (LIMA, 2018). Com os resultados obtidos em simulação numérica pode-se discutir com mais propriedade sobre as consequências da implementação de um programa de eficiência energética para veículos leves no Brasil (WILLS, 2008).

1.2. Objetivos

Este trabalho tem como objetivo a criação de um conceito de veículo híbrido para melhoria de consumo, emissões e dirigibilidade utilizando uma estrutura de câmbio automatizado, motor elétrico, motor a combustão e arquitetura elétrica conhecidos. Serão analisadas as estratégias de controle dos processos internos de um motor de combustão interna de injeção indireta, de lógica híbrida e de câmbio automatizado para maximização da eficiência. Assim como a criação de um design de câmbio, capaz de receber o motor elétrico na configuração proposta.

1.2.1. Objetivos Específicos

A fim de alcançar os objetivos gerais, enumera-se os seguintes objetivos específicos:

1. Levantar referências bibliográficas sobre os tópicos que seguem:
 - I. Mobilidade, legislação e emissões de gases
 - II. Histórico dos veículos elétricos híbridos
 - III. Arquiteturas dos veículos elétricos híbridos
 - IV. Ciclo padrão de consumo NBR6601 – U.S.FTP 75
 - V. Software utilizado
2. Criar um conceito de veículo híbrido – Definir os melhores componentes para o projeto, baseado num veículo convencional.
3. Desenvolver os cálculos de acoplamento mecânico entre motor elétrico e câmbio, além de melhorar o posicionamento do mesmo no veículo.
4. Simular as diferentes situações práticas + configuração híbrida (*GT-Suite*[®]).
5. Analisar os resultados.
6. Definir os projetos futuros.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O desenvolvimento de veículos a motor de combustão interna, especialmente automotores, é uma das maiores conquistas da tecnologia moderna. Os automóveis fizeram grandes contribuições para o crescimento da sociedade moderna, satisfazendo muitas das suas necessidades de mobilidade na vida cotidiana. O rápido desenvolvimento da indústria automotiva, ao contrário de qualquer outra indústria, levou o progresso da sociedade humana de um primitivo a uma sociedade industrial altamente desenvolvida. A indústria automotiva e as outras indústrias que o servem constituem a espinha dorsal da economia e empregam a maior parcela da população trabalhadora. No entanto, o grande número de automóveis em uso em todo o mundo causou e continua a causar sérios problemas para o meio ambiente e a vida humana (EHSANI *et al.*, 2018). A saúde pública e o meio ambiente são exemplos de assuntos que frequentemente atraem a atenção dos governantes para os automóveis, levando a medidas regulatórias que forçam as empresas a investir cada vez mais em projetos sustentáveis e energeticamente mais eficientes (BRAVO *et al.*, 2014). A poluição do ar, o aquecimento global e o rápido esgotamento dos recursos petrolíferos da Terra são agora problemas de grande preocupação. Nas últimas décadas, as atividades de pesquisa e desenvolvimento relacionadas ao transporte enfatizaram o desenvolvimento de transporte de alta eficiência, limpo e seguro. Veículos elétricos, veículos elétricos híbridos e veículos de células de combustível foram tipicamente propostos para substituir os veículos convencionais em um futuro próximo. Este trabalho analisa os problemas de poluição do ar, emissões de gases que causam o aquecimento global e o esgotamento de recursos de petróleo. Ele também faz uma breve revisão do desenvolvimento de veículos elétricos e veículos elétricos híbridos (EHSANI *et al.*, 2018). Assim sendo, uma solução possível para todos esses problemas, capaz de conciliar ambos os objetivos de redução no consumo de combustível e desempenho satisfatório na aceleração, pode ser o desenvolvimento de um sistema propulsor elétrico adicional para ser instalado em um carro convencional através do processo conhecido como hibridização veicular (BRAVO *et al.*, 2014).

2.1. Mobilidade, legislação energética e emissões

A mobilidade tornou-se um critério essencial para o desenvolvimento da civilização no século passado. Os meios de mobilidade têm evocado um avanço muito rápido da tecnologia, que tem atuado como uma onda de pressão positiva para os processos tecnológicos, estruturas econômicas e políticas. O aumento mundial da produção automotiva entre 2002-2015, de 57 milhões por ano a um plano de 76 milhões por ano, representa um aumento no valor agregado de 645 bilhões (de acordo com a Associação Alemã de Indústria Automotiva - 'VDA – *Verband der Automobilindustrie*') para 903 bilhões de euros no respectivo ano, com a proporção de OEMs (OEMs – Fabricantes de equipamentos originais) caindo de 35% para 23% em favor de fornecedores, módulos e fornecedores de sistemas, bem como prestadores de serviços, (STAN, 2013).

Em 2002, o mercado norte-americano de NAFTA (Acordo de Livre Comércio da América do Norte) ainda estava marginalmente abaixo do valor agregado (227,1 versus 204 bilhões de euros, seguido pelo Japão com 115,4 bilhões de euros). O ano de 2015 mostrou uma situação que comprova que a dinâmica da mobilidade está mudando as estruturas econômicas e políticas: o aumento relativo na Europa está previsto para 56%, nos EUA com 17%, o que significa 318,1 bilhões de valor agregado na Europa comparado com 266,6 bilhões de euros nos EUA. Um aumento de 11% é previsto para o Japão. No entanto, as reais mudanças estruturais causadas pelo valor do automotivo podem ser derivadas de outros aumentos espetaculares: China (+ 260%), América do Sul (109%), Índia (+ 328%) - de acordo com dados da VDA. Como resultado do aumento da participação de fornecedores, módulos e fornecedores de sistemas, bem como prestadores de serviços neste valor agregado, a influência do desenvolvimento de tecnologia na indústria automotiva é clara em um amplo espectro de outros produtos. Em outras palavras, todos os locais de trabalho da indústria automotiva cria pelo menos 3 empregos interligados imediatamente. A dinâmica desse desenvolvimento está sendo reforçada pela pesquisa e desenvolvimento, aumentando a mão de obra extremamente qualificada no setor automotivo. As despesas totais de investigação e desenvolvimento na Alemanha (53,3 bilhões de euros, ou seja, 2,52% de PIB em 2002) são bem superiores a 30% na indústria automobilística, mais do que o triplo de tudo que o

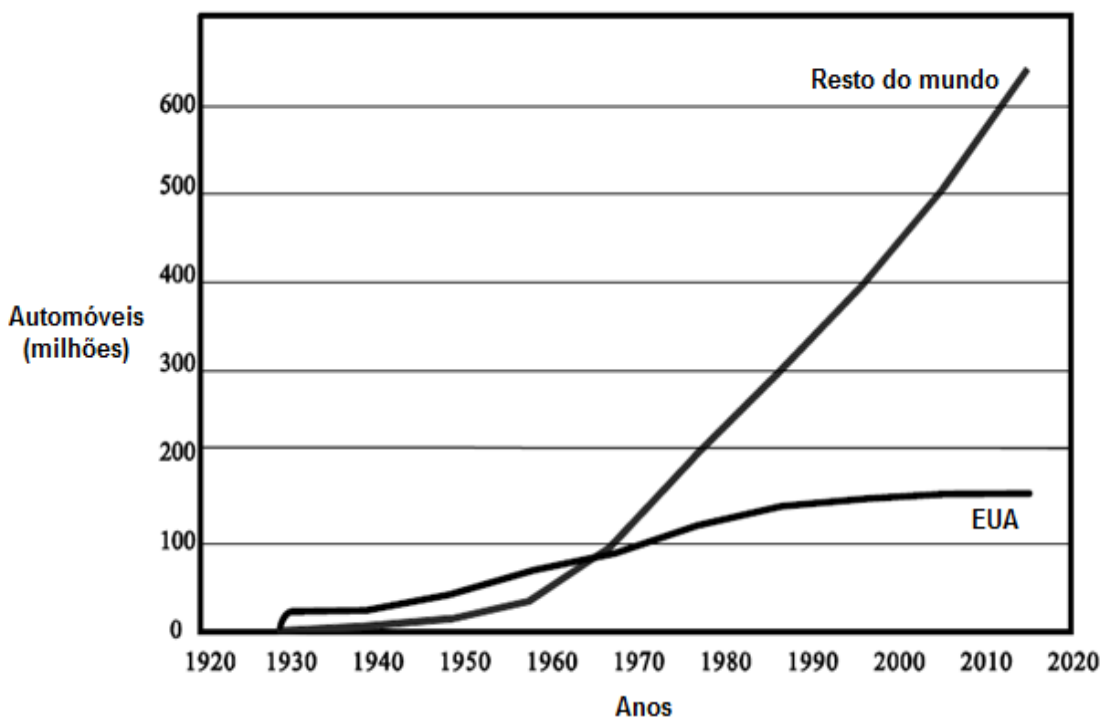
estado investe para todas as outras áreas de pesquisa e desenvolvimento (STAN, 2015).

Setores industriais de engenharia como mecânica, industrial, química, elétrica, processamento de dados e ótica, compartilham e se beneficiam das pesquisas e desenvolvimentos que são feitos na indústria automotiva. Essas prioridades e estruturas de pesquisa na Alemanha refletem diretamente no potencial mundial de inovação: de acordo com a VDA, 36% das patentes registradas em 2002 são da Alemanha, 19% do Japão, 17% dos EUA, 8% da França - 20% são de propriedade do resto da Comunidade Mundial. Sob as condições do aumento da globalização - com mudanças de produção inevitáveis em zonas com baixos custos de trabalho - um potencial de criatividade e inovação é um déficit de exportação que pode garantir uma base de emprego permanente (STAN, 2015), que segundo a Agência Federal de Emprego da Alemanha (*Bundesagentur für Arbeit*) foi de 44,207 milhões de empregados, com uma impressionante taxa de desemprego de apenas 3,6% no primeiro semestre de 2017 do país. Bem diferente do Brasil que teve uma taxa de desemprego de 13,4% no primeiro semestre do mesmo ano, segundo o IBGE (Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística, 2017).

O impacto dessa economia em todo fornecimento de energia é considerável. O consumo total de energia por pessoa no mundo, segundo (STAN, 2013), têm de ser considerado para que possamos correlacionar a produção automóvel. A previsão de crescimento da população no mundo de 1,2% ao ano, de acordo com (FRANCISCO, 2017), o que significa que a população mundial irá duplicar em 40 anos, mesmo assim, isso não parece ser ainda o critério decisivo para os futuros suprimentos de energia. O cenário usual com uma pessoa por veículo com exigência de desempenho de 30 [kW] com uma quilometragem média de 20000 [km] por ano significa um requisito de energia adicional de 1368 [kW], dos quais, no entanto, quase nenhum dos 20% dos cidadãos do mundo atualmente se beneficia. Esse modelo está, no entanto, em plena expansão, totalmente suportado pelos interesses de exportação do OEM (*Original Equipment Manufacturer*) nos principais mercados dos países industrializados. O gráfico apresentado na Figura 4 mostra essa tendência com base nas previsões de produção/estoque para automóveis. A previsão apresentada aqui é moderada - as estimativas mais recentes são de 800 milhões de carros por ano no futuro próximo. Entre todos os consumidores de derivados de petróleo, o setor de transportes, principalmente o rodoviário, é o que

tem maior peso: 62% de todo consumo mundial (IEA, 2013). É possível observar esse crescimento no gráfico da Figura 4, onde há um aumento considerável na produção de veículos no mundo.

Figura 4: Crescimento da produção automóvel



Fonte: (STAN, 2015) MODIFICADO por Matheus Oliveira

Atualmente, a maioria dos veículos depende da combustão de combustíveis hidrocarbonetos para obter a energia necessária para sua propulsão. A combustão é uma reação entre o combustível e o ar que libera calor e produtos de combustão. O calor é convertido em potência mecânica por um motor de combustão interna e os produtos dessa combustão são liberados para a atmosfera. Um hidrocarboneto é um composto químico com moléculas constituídas por átomos de carbono e hidrogênio. Idealmente, a combustão de um hidrocarboneto produz apenas dióxido de carbono e água, que não prejudicam o meio ambiente. De fato, as plantas verdes "digerem" o dióxido de carbono pela fotossíntese. O dióxido de carbono é um ingrediente necessário na vida vegetal. Os animais não sofrem de respirar dióxido de carbono, a menos que sua concentração no ar seja tal que o oxigênio esteja quase ausente. Na verdade, a combustão de combustível que produzem hidrocarbonetos em motores de combustão nunca é ideal. Além do dióxido de carbono e da água, os produtos de

combustão contêm uma certa quantidade de óxidos de nitrogênio (NOx), monóxidos de carbono (CO) e hidrocarbonetos não queimados (HC), todos tóxicos para a saúde humana (EHSANI *et al.*, 2018).

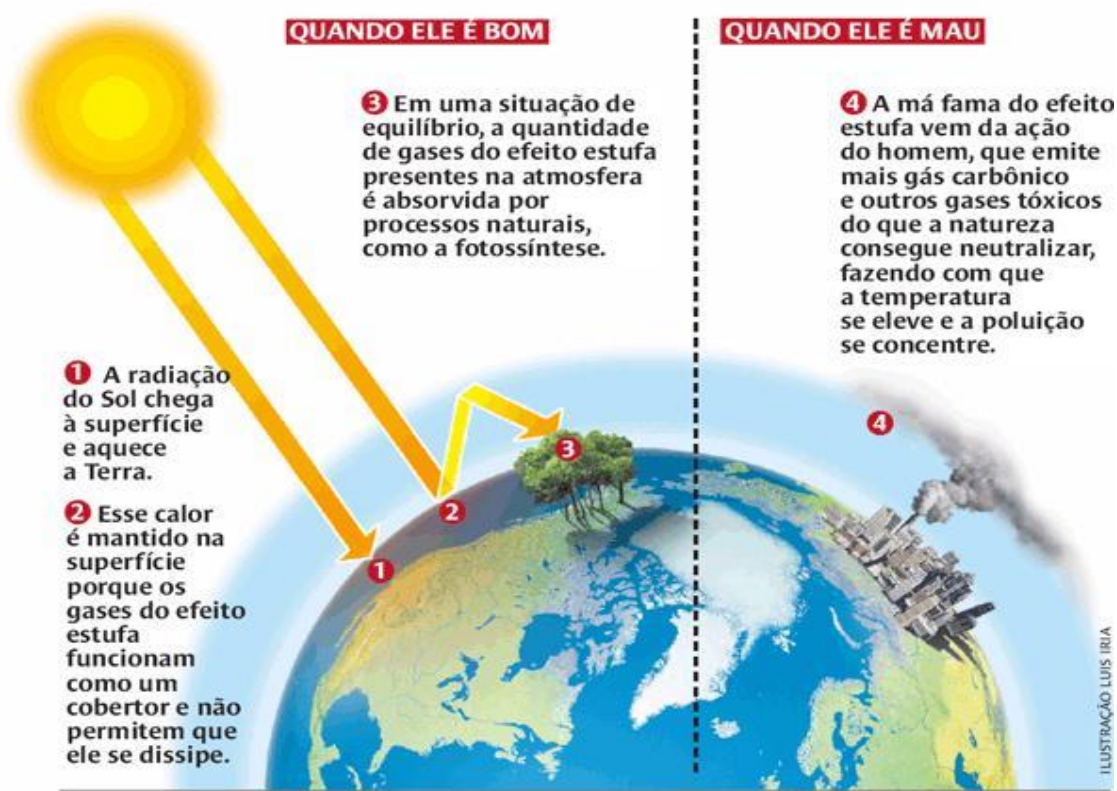
No Brasil, o PROCONVE estabelece metas quantitativas de redução de emissões de gases que devem ser atingidas pelos fabricantes de automóveis nos próximos anos e o antigo INOVAR-AUTO vem sendo substituído pela ROTA 2030, programa esse que tem como um dos seus principais pilares o aumento da eficiência energética dos veículos, poderá induzir sensivelmente o aumento dessa paridade por meio de uma combinação de metas e incentivos. Quanto melhor o resultado, maior será o benefício fiscal obtido (FARINA *et al.*, 2019). Vale salientar que a emissão de gases é comumente dividida em duas classes: gases de efeito estufa (principalmente CO₂ e CH₄) e poluentes regulados (CO, NOx, hidrocarbonetos não-queimados, aldeídos e material particulado). Os gases de efeito estufa constituem um problema global, já que têm influência sobre o clima do planeta. Os poluentes regulados, por outro lado, constituem problemas locais já que se concentram em regiões específicas, como grandes centros urbanos, onde há tráfego intenso de veículos. A produção desses gases está associada à queima de combustíveis e, por esse motivo, a redução em seu consumo impacta direta e positivamente na redução de emissões (BRAVO, 2016).

O impacto ambiental tornou-se recentemente um dos principais critérios na avaliação da mobilidade que utilizam motores que usam combustão. O clima da Terra é determinado por mecanismos de controle complexos, que são fortemente acoplados entre si. A biosfera, os oceanos e a criosfera (as massas de gelo) são as os principais sistemas envolvidos neste processo. As principais influências sobre a temperatura da atmosfera podem ser derivadas de um equilíbrio básico, independentemente da complexidade de todo o processo (STAN, 2015).

O aquecimento global é resultado do "efeito de estufa" induzido pelo aumento da presença de dióxido de carbono e de outros gases, como o metano, na atmosfera. Estes gases atrapalham a radiação infravermelha do sol refletida pelo solo, mantendo a energia na atmosfera, como mostrado na Figura 5, aumentando a temperatura. Uma maior temperatura da Terra resulta em grandes danos ecológicos aos seus ecossistemas e em muitos desastres naturais que afetam as diferentes populações humanas. Entre os danos ecológicos induzidos pelo aquecimento global, o desaparecimento de algumas espécies ameaçadas é uma preocupação porque

desestabiliza os recursos naturais que alimentam o ser humano. Também existem preocupações quanto a migração de algumas espécies de mares quentes para mares do norte anteriormente mais frios, onde podem destruir espécies indígenas e as economias que vivem dessas espécies. Acredita-se que o aquecimento global tenha induzido fenômenos meteorológicos como "El Niño", que perturba a região do Pacífico Sul e causa regularmente tornados, inundações e secas. O derretimento das calotas polares, outro dos principais resultados do aquecimento global, eleva o nível do mar e pode causar a inundação permanente das regiões costeiras e às vezes de países inteiros (EHSANI *et al.*, 2018)

Figura 5: Efeito Estufa

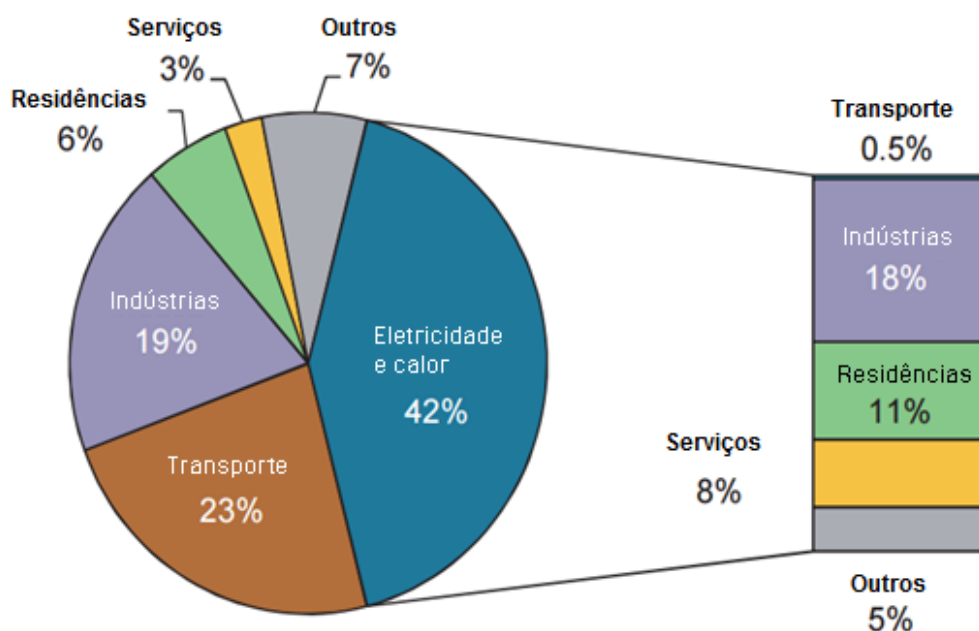


Fonte: (SANTOMAURO; TREVISAN, 2009)

O dióxido de carbono é o resultado da combustão de hidrocarbonetos e carvão. O transporte, segundo a IEA (*International Energy Agency*, 2017) representa uma grande parcela (23% em 2014) das emissões de dióxido de carbono. Segundo o (CASTRO; BARROS; VEIGA, 2013), atualmente o setor de transportes no Brasil é responsável por mais de 38% da emissão total de CO₂ no setor de energia. A

distribuição das emissões de dióxido de carbono no mundo por setores é mostrada na Figura 6. O setor de transporte é claramente o que mais contribui para as emissões de dióxido de carbono.

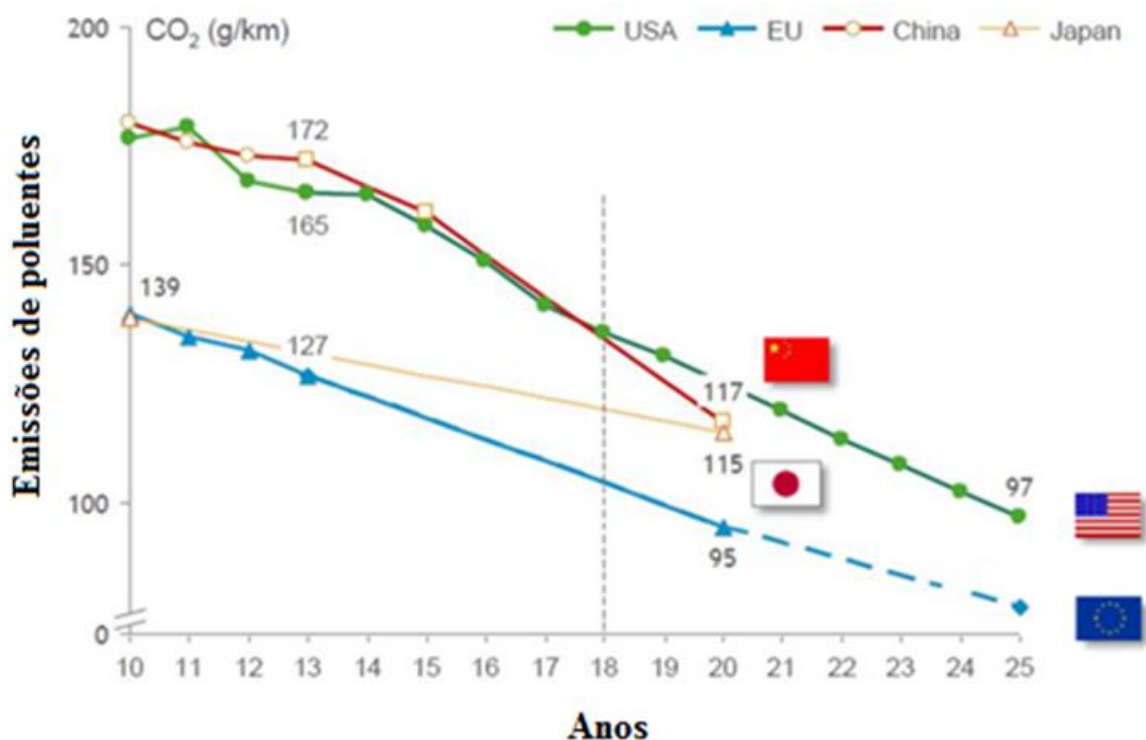
Figura 6: Emissões de CO₂ de combustíveis por setor em 2014



Fonte: (IEA, 2016)

A Figura 7 mostra como os países e blocos econômicos mundiais estão se posicionando criando legislações mais fortes para combater as emissões de CO₂. Nela estão presentes as quantidades de CO₂ por quilômetro, que cada veículo precisará cumprir para que o mesmo possa ser vendido em cada país. A tendência é que a medida que as legislações obriguem a redução na quantidade de gases tóxicos, as grandes empresas do meio automobilístico busquem alternativas para conseguir homologar seus veículos para venda. É importante notar que o dióxido de carbono é realmente assimilado pelas plantas e utilizado pelos oceanos sob a forma de carbonatos. No entanto, esses processos de assimilação natural são limitados e não podem assimilar todo o dióxido de carbono emitido, resultando em acumulação de dióxido de carbono na atmosfera (EHSANI *et al.*, 2018).

Figura 7: Legislação mundial para o CO2 e previsões para os próximos anos



Fonte: (IAV Database, 2018) MODIFICADO por Matheus Oliveira

A gasolina e óleo diesel, derivados do petróleo, são os combustíveis mais comuns utilizados em veículos automotivos. Combustíveis alternativos aos derivados do petróleo, tem-se os álcoois, principalmente o etanol e o metanol, o gás natural, o hidrogênio e o biodiesel. Cada um com características físicas e químicas que os fazem melhor dependendo da situação. Tanto no Brasil como no mundo, dentre os combustíveis alternativos que já apresentam o uso mais comum estão, o etanol, ou álcool etílico e o gás natural, (Baêta, 2006). O álcool etílico possui uma quantidade energética inferior à da gasolina, porém com sua razão ar-combustível também inferior e por já conter em sua composição química o oxigênio, necessita-se de uma menor quantidade de ar para a combustão completa. A mistura ar-combustível do álcool etílico possui uma maior quantidade de energia disponível para uma mesma massa de ar, (Baêta, 2006).

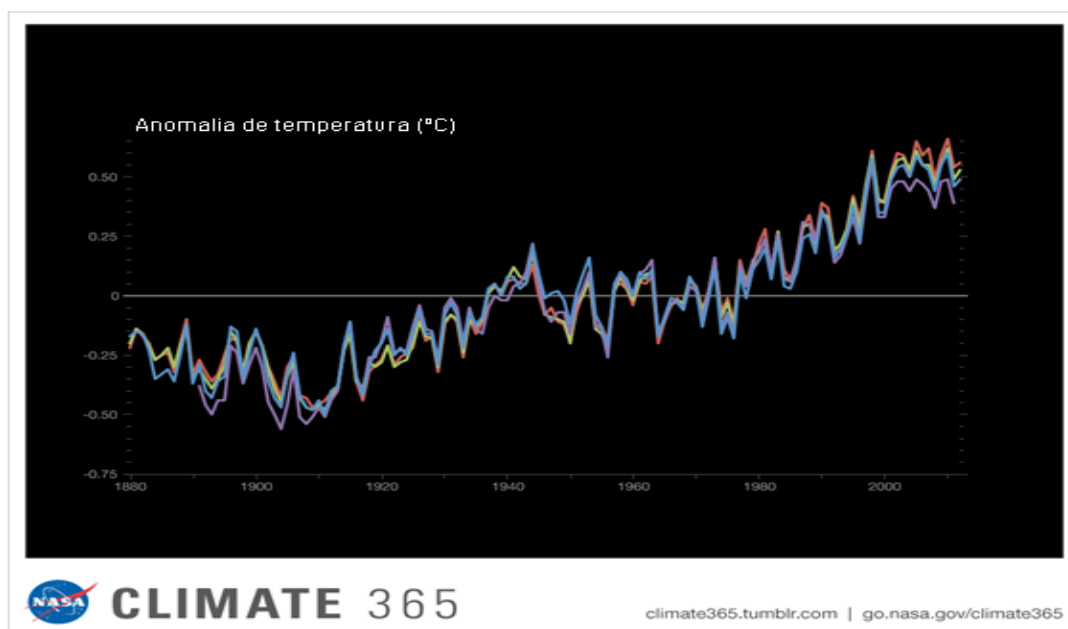
Segundo (Silva, 2017) estratégias de controle motor, associadas a um combustível menos poluente, como o etanol, podem melhorar o desempenho do motor de combustão interna e diminuir as emissões de poluentes. O etanol em conjunto com eletrificação em todos os níveis, se mostra um potencial para que a

homologação de veículos seja possível em legislações cada vez mais fortes contra emissão de poluentes, como a União Europeia.

Segundo (STAN, 2015), ao queimar combustíveis fósseis, as emissões de dióxido de carbono excedem 20 bilhões de toneladas por ano, o que representa mais de 0,6% do que é emitido naturalmente pelo planeta. Com base neste envolvimento cumulativo do dióxido de carbono no efeito estufa, os pesquisadores climáticos preveem um aumento na temperatura média da atmosfera de 5,8 [°C] até 2100. As previsões para uma duração mais curta confirmam essa tendência com um aumento de 2 a 3 [°C]. Nos últimos 50 anos, a temperatura de inverno na Europa também aumentou 2,7 [°C], fato que se comprova esse cenário.

Pode-se observar o aumento gradativo dessa temperatura na Figura 8, da (PROJECT, 2016). Uma parte significativa das emissões de dióxido de carbono são causadas pela queima de combustíveis fósseis é o tráfego e dentro deste transporte rodoviário por meio de veículos com motores a gasolina e diesel. No entanto, no caso de energia e emissões, toda a cadeia deve ser considerada, desde a energia usada para transporte da agricultura, até o produto final, em serviços (STAN, 2015).

Figura 8: Temperatura recorde na terra

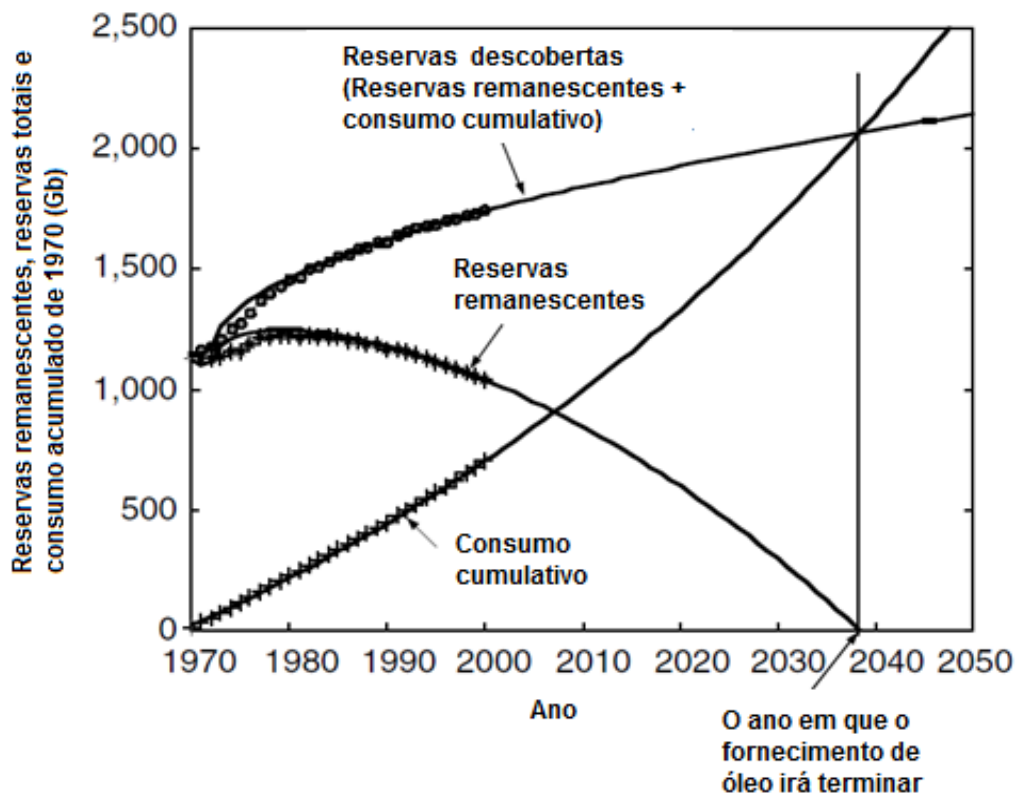


- NASA Instituto Goddard de Estudos Espaciais
- Met Escritório Hadley Centre /Unidade de Pesquisa Climática
- NOAA - Centro Nacional de Dados Climáticos
- Agência Japonesa de Meteorologia

Fonte: (PROJECT, 2016)

Outro ponto importante que deve ser levado em conta, é que grande parte da matriz energética mundial atual está direta ou indiretamente ligada a combustíveis fósseis. Esses que, por sua vez, possuem uma disponibilidade limitada de recursos. De acordo com (EHSANI *et al.*, 2018), o número de anos que os recursos petrolíferos da Terra podem suportar nosso abastecimento de petróleo depende completamente da descoberta de novas reservas de petróleo e produção cumulativa de petróleo (bem como o consumo cumulativo de petróleo). Dados históricos mostram que a nova descoberta de reservas de petróleo ocorre lentamente. Por outro lado, o consumo mostra uma alta taxa de crescimento, como a Figura 9. Se a descoberta e o consumo de petróleo seguirem as tendências atuais, o recurso mundial do petróleo será completamente utilizado até 2040. Está cada vez mais difícil descobrir novas reservas de petróleo sob a Terra. O custo de explorar novos campos de petróleo está se tornando cada vez maior. Acredita-se que o cenário do fornecimento de óleo não mudará muito se a taxa de consumo não puder ser significativamente reduzida.

Figura 9: Descoberta de óleo no mundo, reservas restantes e consumo cumulativo

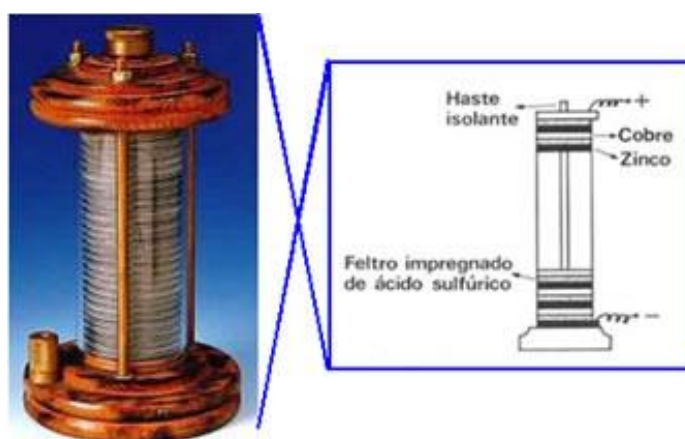


Fonte: (EHSANI *et al.*, 2018)

2.2. Histórico dos veículos híbridos

A história dos veículos híbridos elétricos está diretamente ligada ao surgimento do veículo automotor, a combustão como um todo e a tecnologia de armazenamento de energia, ou seja, às baterias (BRAVO *et al.*, 2014). Existem muitas divergências sobre quem realmente propôs o primeiro veículo movido com dois propulsores diferentes. Em 1800, o italiano *Alessandro Volta* verificou que a energia conseguia ser armazenada quimicamente, podendo ser reutilizada em diferentes situações. *Galvani* foi um professor de medicina, que realizou vários experimentos diferentes nos quais ele observou o tremor da perna de um sapo ao sujeitá-lo ao que mais tarde seria conhecido como corrente elétrica. Os estudos dele fiizeram com que a pilha galvânica fosse desenvolvida, conforme é apresentado na Figura 10. Em 1821, o britânico *Michael Faraday* demonstrou os princípios do gerador elétrico, criando uma aplicação para pilha química de *Volta*, em suas experiências (HØYER, 2008).

Figura 10: Pilha galvânica



Fonte: (FOGAÇA, 2017)

Mais tarde, em 1831, *Faraday* mostrou os princípios da indução eletromagnética com a estreita relação entre correntes elétricas e magnetismo, estabelecendo assim as bases para os motores elétricos e geradores. Em 1859, o belga *Gaston Planté* fez uma demonstração pioneira da primeira célula de bateria de chumbo-ácido. Outras baterias de células químicas, como a de zinco, foram

desenvolvidas nestes anos. O primeiro veículo elétrico com triciclos que aplicou a bateria de chumbo de *Planté* como fonte de energia foi demonstrado em França por *Sr. Trouvé* em 1881. Durante esses anos, no início da década de 1880, outros triciclos elétricos similares com baterias de chumbo também foram demonstrados nos EUA e no Reino Unido. Neste contexto, vale a pena lembrar que o *Benz* alemão demonstrou o primeiro veículo utilizando motor a combustão em 1885. Veículo esse que foi desenvolvido para otimizar os veículos movidos a cavalo da época, a única diferença é que possuíam um motor a combustão conforme apresentado na Figura 11 desse trabalho. Mais tarde, *Thomas Edison* juntou forças, pois ele viu grandes oportunidades (HØYER, 2008)

Figura 11: Primeiro veículo automotor de *Carl Benz*



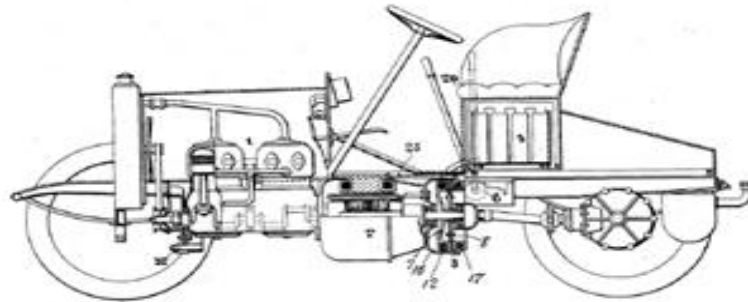
Fonte: (DAIMLER, 2017)

Segundo (EHSANI *et al.*, 2018), os primeiros veículos híbridos relatados foram exibidos no Salão de Paris de 1899. Estes foram construídos pelas seguintes “montadoras” *Pieper de Liège*, na Bélgica e pela *Vendovelli e Priestly Electric Carriage Company*, na França. O veículo *Pieper* era um híbrido paralelo com um pequeno motor a gasolina refrigerado a ar, assistido por um motor elétrico e baterias de chumbo-ácido. O projeto da *Venvovelli e Priestly*, tratava-se de um híbrido elétrico em série. Este veículo era um triciclo, com as duas rodas traseiras movidas por motores independentes. A patente do veículo de *Pieper* pode ser observado na Figura 12.

Figura 12: Patente do veículo híbrido de Pieper

1906 Patente Pieper para carro elétrico híbrido a gasolina

GH

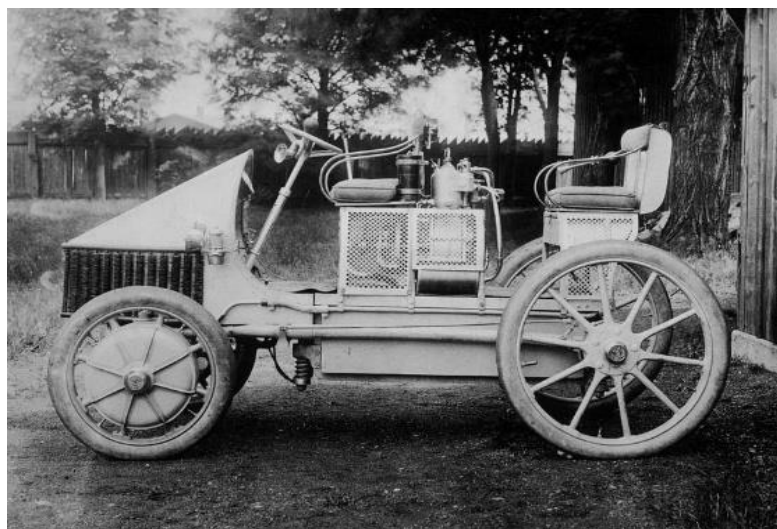


Patente Americana 913.846

Fonte: (VOELCKER, 2009)

Outros historiadores acreditam que os primeiros veículos híbridos elétricos surgiram na Alemanha, ainda no século dezenove, precedendo a invenção do motor de propulsão a gasolina por *Daimler* e *Benz* em 1885, (PERES, 2000). *Ferdinand Porsche*, apresentou em 1900, grandes avanços do *Lohner-Porsche*. Veículo esse que pode ser observado na Figura 13. Colocando eixos, câmbio e correias de transmissão, acoplados a dois motores elétricos nos cubos das rodas dianteiras, retirando de baterias elétricas. Apesar de ser um carro conceito, o veículo tinha uma autonomia de 50 quilômetros (CALMON, 2011).

Figura 13: Fotografia do veículo Elétrico híbrido de *Ferdinand Porsche*



Fonte: (CALMON, 2011)

Com relação à hibridização, que teve *Ferdinand Porsche* como um de seus primeiros idealizadores, considerava-se que era capaz de combinar as melhores características na época para os carros a gasolina e os carros elétricos: ausência de barulho na condução urbana e elevada autonomia para viagens (ANDERSON; . ANDERSON, 2010). Em 1901, *Jeantaud* e *Jenatzy*, dois competidores no meio automobilístico, desenvolveram um protótipo híbrido de configuração paralela, com um MCI e um ME que podiam trabalhar separadamente ou em conjunto.

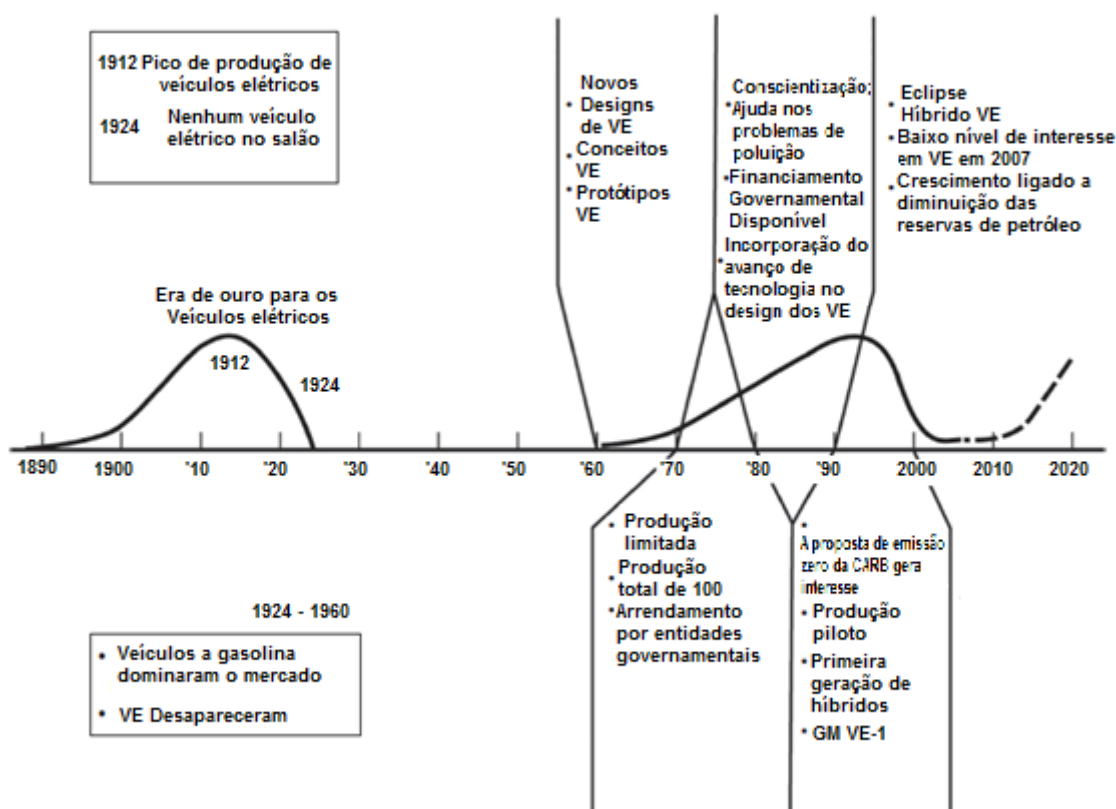
Segundo (PERES, 2000), em 1918, no Rio de Janeiro foi inaugurada uma linha de ônibus elétricos, feita pela antiga *Light and Power Co. Ltd.* entre a Praça Mauá e o Palácio Monroe, na outra extremidade da Avenida Rio Branco. Jornais da época referiam-se a esta novidade como “confortáveis ônibus de tração elétrica movidos a bateria, com rodas de borracha maciça, sem barulho, sem vibração, fumaça e os inconvenientes da gasolina”. Apesar de todas as qualidades acima citadas, os veículos elétricos tinham outros problemas que se penduram até hoje, como as limitações do tempo de recarga e a autonomia não se mostraram suficientes para suplantarem o sucesso iniciado com o lançamento do *Ford T*, em 1909, que contou, pouco depois, com vários aperfeiçoamentos como o da partida elétrica. Esta inovação veio a desempenhar importante papel na ascensão de um dos produtos mais almejados e disputados pela sociedade de consumo: o automóvel. O ingresso das grandes empresas de petróleo, neste cenário, a exemplo da *Texaco*, em 1902, nos EUA, pôde oferecer o suporte necessário de combustíveis pois em 1892 *Rudolf Diesel* já havia inventado o famoso motor cujo ciclo receberia o seu próprio nome.

Como apresentado por (SEVERINSKY; LOUCKES, 2012), em 1902 o *Woods Phantom*, que era pouco mais que uma carruagem com motor elétrico, tinha um alcance de 29 [km], uma velocidade máxima de 22,53 [km/h], e era vendido por 2000 dólares. Nos atendo em observar o carro elétrico de 1916-1919 de *Woods*, observou-se que o estilo do corpo era de 1910, mas a tecnologia era muito avançada. O carro a gás-elétrico era surpreendentemente moderno o que fazia do mesmo um veículo caro que não pôde competir com os carros elétricos puros da época, em particular com o *Ford Modelo T*, que foi anteriormente mencionado nesse trabalho. As vendas do modelo foram relegadas a pequenos números com lucros

baixos, o que fez com que o projeto de *Woods* desaparecesse quase completamente.

Em 1908, os carros com MCI de baixo custo foram vendidos por menos de um quarto do preço dos veículos elétricos contemporâneos. O *Modelo T*, devido a isso, tornou-se uma opção viável para as famílias da classe trabalhadora. Durante toda a década de 1910, as companhias petrolíferas também pressionaram os municípios e os governos regionais a mudarem os transportes público para sistemas movidos a MCI, uma vez que muitos dos primeiros sistemas de trânsito haviam sido originalmente elétricos (EMADI, 2014). A Figura 14 apresenta a evolução histórica dos veículos elétricos no mundo e tem como ponto principal a feira de automóveis de 1924, onde não havia carros elétricos em exibição. Isso anunciou o fim da era de ouro dos carros elétricos (SEVERINSKY; LOUCKES, 2012).

Figura 14: Gráfico com a evolução dos veículos elétricos no mundo



Fonte: (SEVERINSKY; LOUCKES, 2012)

O período moderno começou com os embargos do petróleo e a escassez de gasolina durante a década de 1970, que criaram longas filas nos postos de gasolina

nos EUA e Europa. Para evitar a espera, os empresários da época formaram um novo negócio. Em vez de você esperar na fila para reabastecer seu carro, eles fariam isso por uma taxa. Depois de esperar na fila, apenas 8 galões poderiam ser comprados. As longas filas chamaram atenção da população para a energia. O Congresso respondeu à escassez de gasolina na década de 1970 ao aprovar a legislação de *Corporate Average Fuel Economy* (CAFE). Na década de 1980, a preocupação com a disponibilidade de combustível diminuiu. A gasolina era abundante a um preço baixo (SEVERINSKY; LOUCKES, 2012). O conceito de redes de transporte altamente eficientes, limpas, inteligentes e interconectadas permaneceu praticamente inexplorado até a década de 1990. Nessa década, uma combinação de preocupações ambientais, geopolíticas e sociais levou os governos da América do Norte e da Europa a mudar a maneira como entendiam e fabricavam automóveis. O transporte movido a combustão tornou-se a fonte de um fluxo interminável de problemas. A excessiva poluição e insegurança desse transporte ocasiona degradação ambiental e danos à saúde humana, resultando em potencial aumento nos custos de saúde (EHSANI *et al.*, 2018). Com isso, a aventura híbrida recomeçou, desta vez principalmente com base em parcerias público-privadas entre autoridades públicas e a indústria automobilística, tão típicas desse período com sua nova ideologia de gestão pública. A administração *Clinton* nos EUA anunciou em 1993 uma iniciativa chamada "Parceria para uma Nova Geração de Veículos", (PNGV), com o objetivo de desenvolver um "carro limpo" com um consumo de combustível de até 4,0 litros para cada 100 quilômetros. Após alguns anos e um bilhão de dólares gastos, três protótipos com essa conquista foram apresentados, todos os modelos eram híbridos. No entanto, nenhum chegou a nenhum nível de produção (ANDERSON; ANDERSON, 2010).

Segundo (BRAVO, 2016), no Brasil, desde o início da década de 90, existe uma categoria de automóveis conhecidos como "carros populares". Normalmente, eles têm motorização de baixa cilindrada (até 1000 [cm³]) e são vendidos a preços relativamente baixos para boa parcela da população, graças aos custos reduzidos desses motores em comparação aos de maior cilindrada, ao menor número de acessórios e aos incentivos fiscais que essa categoria recebe (alíquotas menores de IPI). O propósito desta medida de incentivo tributário era o aquecimento das vendas e a geração de empregos na indústria automobilística. Diferente dos incentivos adotados na mesma época em outros países, essa medida não visou estimular o

uso de carros mais eficientes e que emitissem menores quantidades de gases. No mundo, em 2000, a crença no petróleo barato e de fácil acesso também havia se dissipado em muitas regiões do mundo, especialmente na América do Norte e na Europa, onde os governos experimentaram sérios choques nos preços devido a repetidas crises de petróleo ao longo da década de 1970 (EHSANI *et al.*, 2018).

A crença de que os humanos tinham pouco a ver com a degradação ambiental mudou. Concentrações crescentes de GEE na atmosfera da Terra, combinadas com modelos preditivos que demonstram os resultados catastróficos associados à mudança climática global (incluindo padrões climáticos imprevisíveis, culturas alimentares danificadas e aumento dos níveis dos oceanos), motivaram os Estados Unidos a desenvolver padrões corporativos mais rigorosos de Economia de Combustível Médio (CAFE), que hoje constituem alguns dos padrões de emissão mais rigorosos do mundo. Os padrões CAFE, na verdade, serviram como um fator motivador primordial na última década, informando o redesenho e a fabricação de veículos recém-eficientes e altamente eletrificados (EMADI, 2014).

2.3. Arquitetura de veículos elétricos híbridos

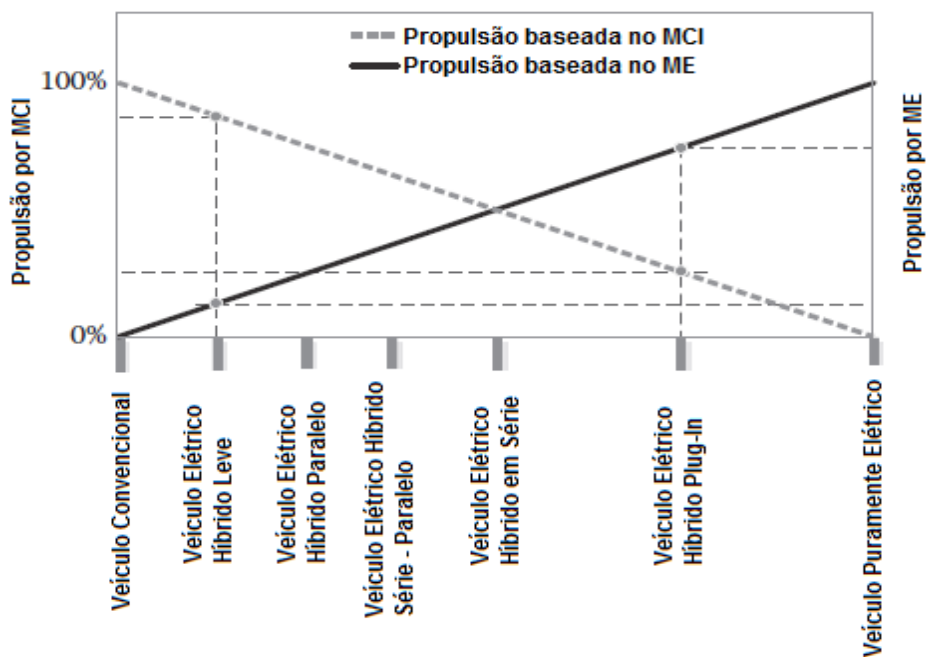
Por definição, a denominação aplicada a veículos com sistema híbrido advém daqueles que possuem propulsão através de motor de combustão interna (MCI) e motor elétrico (ME), além de utilizar uma bateria para armazenamento de energia. (TRINDADE, 2016). De acordo com a *United States Environmental Agency* (2014), os VEHs podem atingir redução de consumo superiores a 50% no consumo de combustível e de 80% de emissões com relação a veículos convencionais. Analisando as possibilidades, esse potencial de redução é diretamente dependente do grau de hibridização, definido como a razão da potência máxima de propulsão elétrica pela potência máxima total do conjunto (SUNDSTRÖM, 2009), do ciclo de condução escolhido e da arquitetura do sistema híbrido que será aplicado.

Os sistemas híbridos aplicados a veículos são classificados nas topologias série, paralelo (sendo os sistemas híbridos paralelos subdivididos em 4 categorias internas de acordo com o posicionamento do propulsor elétrico dentro da estrutura veicular de transmissão de força) e série-paralelo (TRINDADE, 2016). Essas estruturas são diretamente dependentes do posicionamento dos motores aplicados, os controles associados e a disposição dos sistemas de armazenamento. Dentre

todos esses, existem infinitas configurações disponíveis que podem utilizar sistemas de embreagem, câmbios automáticos, automatizados, dupla embreagem e CVT, além de outros componentes acessórios que modificam a arquitetura e complexidade do conjunto. Além dessas classificações, as estruturas podem ser distribuídas de acordo com a potência dos seus propulsores. Sendo posicionadas como: “*Micro hybrid*”, “*Midle hybrid*”, “*Full Hybrid*”, “*Plug In Hybrid*” e “*Power Hybrid*”, mais conhecidos como classificação por missão.

De acordo com (EMADI, 2014), existem múltiplos tipos de VEHs disponíveis no mercado que podem ser classificados como híbridos leves, híbridos paralelos, híbridos plug-in, híbridos em séries e veículos elétricos híbridos série-paralelos. Além disso, o veículo elétrico híbrido plug-in é um outro tipo de VEH que incorpora uma maior bateria a bordo para o fornecimento de energia elétrica e pode ser carregado a partir da rede de transmissão de energia. As tecnologias de propulsão veicular disponíveis podem ser subdivididas com base na participação de sistemas de propulsão elétricos e mecânicos no trem de força. A Figura 15 mostra uma tendência geral de propulsão convencional e elétrica, assim como a relação de potência vai influenciar na subdivisão dos mesmos.

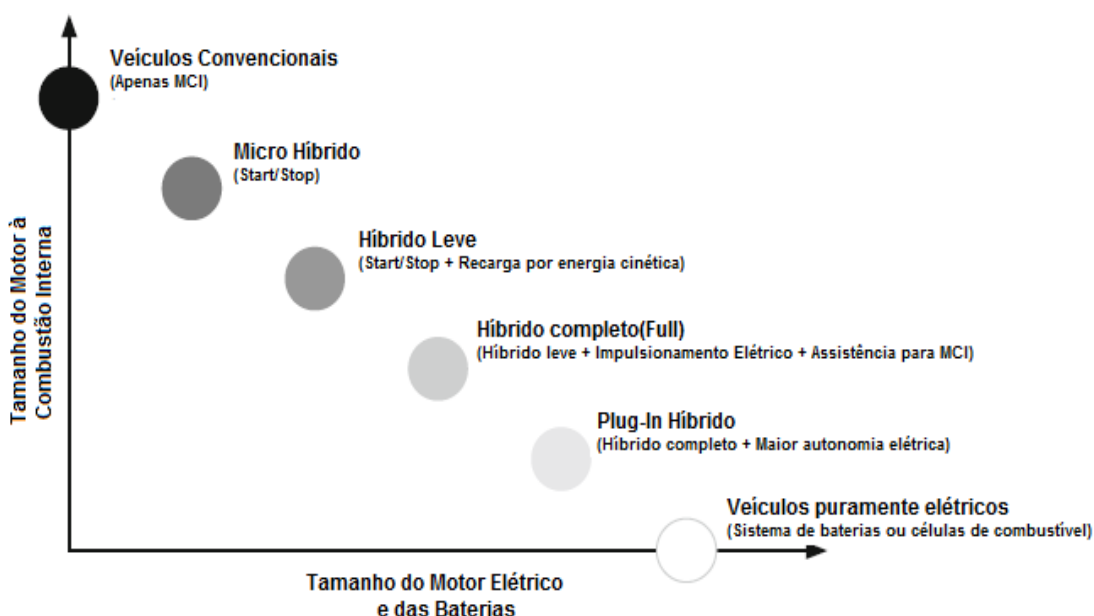
Figura 15: Diferentes arquiteturas veiculares e suas propulsões



Fonte: (EMADI, 2014) MODIFICADO por Matheus Oliveira

Segundo (ONORI; SERRAO; RIZZONI, 2016), de acordo com a potência e disposição do(s) motor(es) elétrico(s) e das baterias, o veículo conseguirá receber novas funções associadas, como freio regenerativo, start/stop, partida associada ao motor elétrico (eliminando o motor de partida convencional), modo elétrico (que possibilita uma dirigibilidade puramente elétrica, sem necessidade do motor a combustão e conseqüentemente emissões de gases igual a zero. Abaixo pode-se observar de maneira superficial algumas dessas funções relacionando com o tamanho do motor elétrico e capacidade das baterias. Essas classificações podem ser observadas na Figura 16.

Figura 16: Classificações veiculares de acordo com suas propulsões



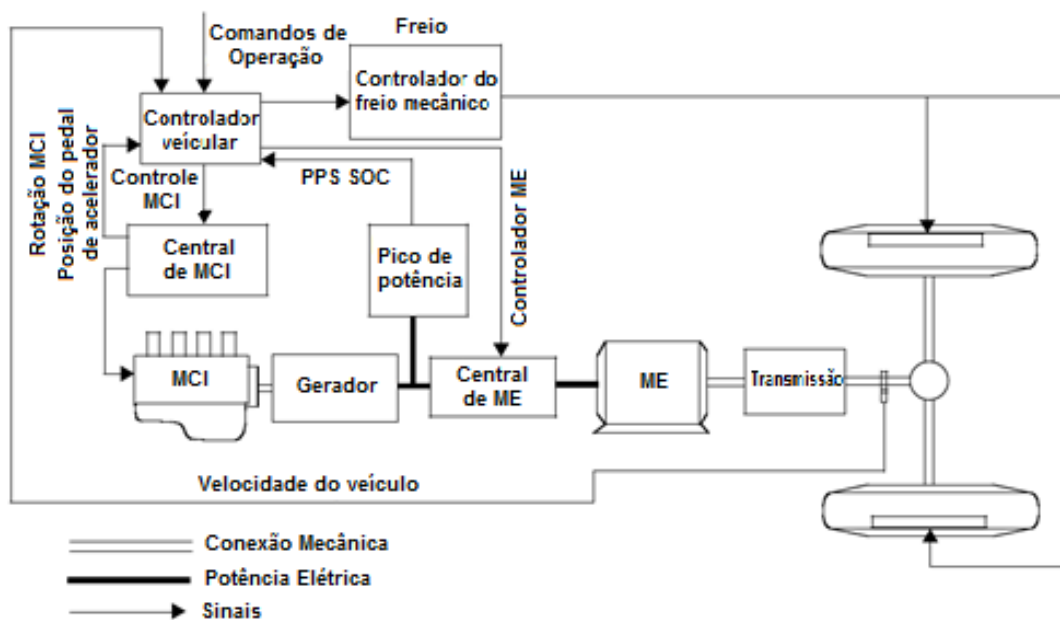
Fonte: (ONORI; SERRAO; RIZZONI, 2016) MODIFICADO por Matheus Oliveira

2.3.1. Configuração Híbrida em série

Segundo (EHSANI *et al.*, 2018), o conceito de um veículo elétrico híbrido em série foi desenvolvido a partir da base de acionamento advinda dos veículos elétricos. Os mesmos, em comparação com a automotores movidas gasolina convencional ou a diesel, têm as vantagens de zero emissões de poluentes, podem utilizar fontes de energia múltipla e possuem alta eficiência. No entanto, os veículos elétricos que utilizam tecnologias atuais apresentam algumas desvantagens como:

uma faixa de acionamento limitada devido à falta de armazenamento de energia nas baterias integradas, capacidade limitada de carga e volume, devido a baterias pesadas e volumosas, além de maior tempo de carregamento da bateria. O objetivo inicial do desenvolvimento de um veículo elétrico híbrido em série (S-VEH) visava estender o alcance do acionamento, adicionando um sistema de motor/alternador para recarregar as baterias a bordo da estrutura. Outra desvantagem importante foi apresentada por (TRINDADE, 2016), é que em ciclos rodoviários, onde o MCI opera em regiões de maior eficiência mas não pode propulsionar o veículo diretamente.

Figura 17: Arquitetura básica dos veículos elétricos híbridos em série



Fonte: (EHSANI *et al.*, 2018) MODIFICADO por Matheus Oliveira

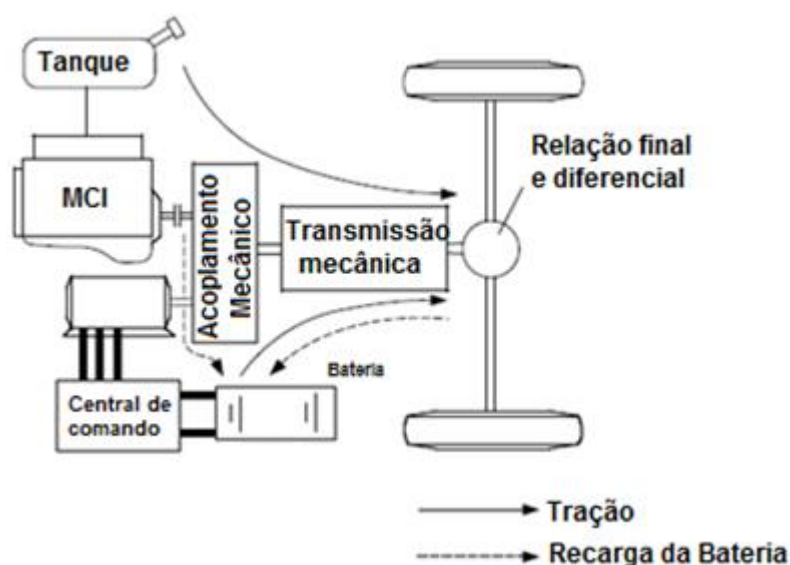
Os veículos elétricos híbridos em série tem como fonte principal um motor de combustão interna associado diretamente a um gerador/motor elétrico que por sua vez trabalha utilizando energia advinda do pacote de baterias, podendo gerar energia, em funções de *boost* e recuperar energia do sistema, como em funções de recarga aplicada em frenagem regenerativa e/ou condicionamento de marcha lenta (ajudando o MCI a atuar na região de maior eficiência). O sistema de controle utilizado para validação de um projeto em série consiste numa central de comando híbrida como mandante, em cima das demais centrais (motor/câmbio/abs/direção, entre outras).

O desempenho do veículo (aceleração, dirigibilidade e velocidade máxima) é completamente determinada em função do peso e características de posicionamento do motor elétrico dentro da dinâmica do motopropulsor. Assim como a capacidade do estado de carga do sistema de baterias que for selecionado para tal. No caso dos veículos com configuração em série, vale salientar que existe uma soma de potência/torque relativa aos propulsores. Um exemplo de arquitetura básica de um veículo elétrico híbrido pode ser observado na Figura 17 desse trabalho.

2.3.2. Configuração Híbrida em paralelo

Um veículo híbrido paralelo é onde o acionamento advém diretamente do motor, o qual fornece sua potência mecanicamente às rodas, como em um veículo convencional movido a MCI. Esse que é auxiliado por um motor elétrico que pode ser mecanicamente acoplado à transmissão e/ou rodas de acordo com sua classificação. As potências resultantes do motor a combustão e do motor elétrico são somadas por acoplamento mecânico, conforme mostrado na Figura 18 (EHSANI *et al.*, 2018). Nessa estrutura de veículos em paralelo, dependendo da classificação e capacidade das baterias, o projeto pode se mover apenas com o motor elétrico. O que facilita a utilização do modo elétrico em algumas situações e possibilita a adequação à determinados ciclos de emissões.

Figura 18: Arquitetura básica dos veículos elétricos híbridos em paralelo

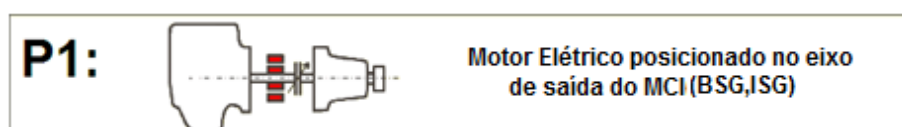


Fonte: (EHSANI *et al.*, 2018) MODIFICADO por Matheus Oliveira

A combinação mecânica da potência do motor a combustão e do motor elétrico deixa espaço para várias configurações diferentes, detalhadas a seguir:

1 – Veículo elétrico híbrido paralelo 1 (P1 – Figura 19): Definido quando o motor elétrico é acoplado a saída do eixo primário motor a combustão interna. Exemplo: ISG – *Integrated Starter Generator*, BSG – *Belt Starter Generator*.

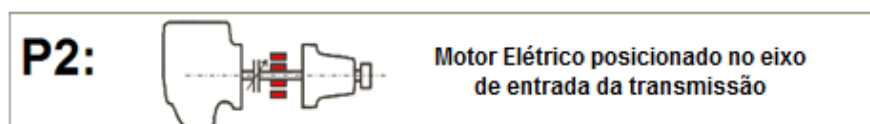
Figura 19: VEH P1



Fonte: (IAV Database, 2018) MODIFICADO por Matheus Oliveira

2 – Veículo elétrico híbrido paralelo 2 (P2 – Figura 20): Definido quando o motor elétrico é acoplado ao eixo primário/de entrada da transmissão, com intuito de aproveitar a relação de transmissão. Exemplo: *Toyota prius*.

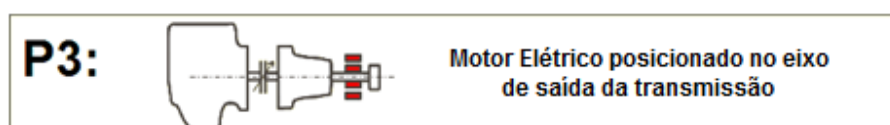
Figura 20: VEH P2



Fonte: (IAV Database, 2018) MODIFICADO por Matheus Oliveira

3 – Veículo elétrico híbrido paralelo 3 (P3 – Figura 21): Definido quando o motor elétrico é acoplado ao eixo secundário/de saída da transmissão e/ou diferencial, com intuito de aproveitar a relação do diferencial. Exemplo: *Toyota Prius*.

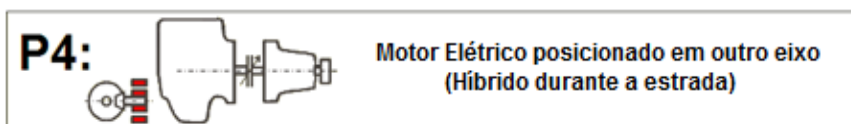
Figura 21: VEH P3



Fonte: (IAV Database, 2018) MODIFICADO por Matheus Oliveira

4 – Veículo elétrico híbrido paralelo 4 (P4– Figura 22): Definido quando o motor elétrico é acoplado a algum eixo externo ao motopropulsor, como por exemplo o primário do veículo ou diretamente nas rodas. Exemplo: *BMW i3*.

Figura 22: VEH P4

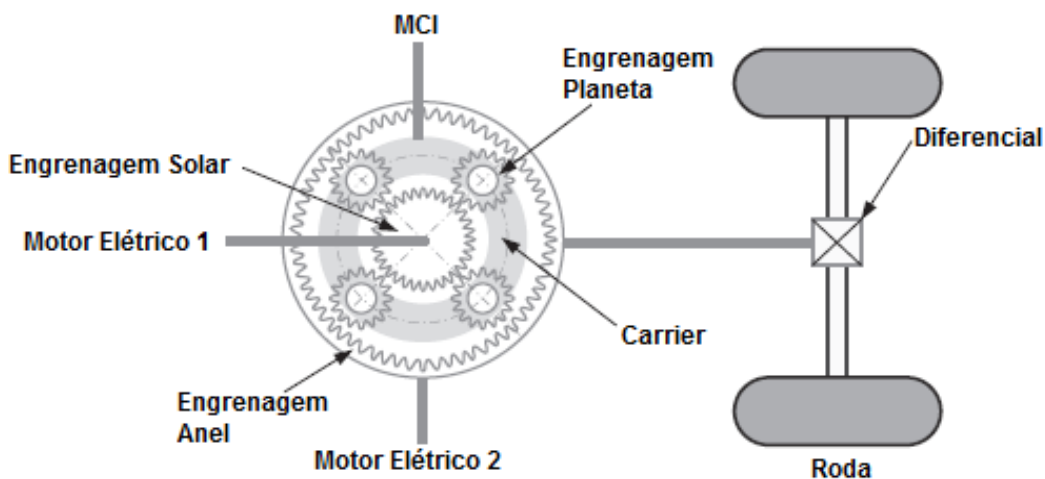


Fonte: (IAV Database, 2018) MODIFICADO por Matheus Oliveira

2.3.3. Configuração Híbrida série – paralelo

Um veículo híbrido configurado como série-paralelo detém as duas formas de acionamento, direta e indiretamente ligados ao motor de combustão interna. Segundo (EHSANI *et al.*, 2018), a configuração série-paralelo pode usar uma engrenagem planetária para conectar o MCI, o motor elétrico e a transmissão, colocando todos os componentes trabalhando juntos, controlando a entrada da máquina elétrica. No exemplo a seguir, o motor é conectado ao anel do sistema planetário através de um sistema de embreagens. Um motor elétrico é conectado a engrenagem solar e outro ao anel. A transmissão é controlada pelo *carrier* do controle de engrenagens planetárias através da combinação das embreagens e engates, o que possibilita várias configurações no sistema.

Figura 23: Arquitetura de Veículos elétricos híbridos série – paralelo



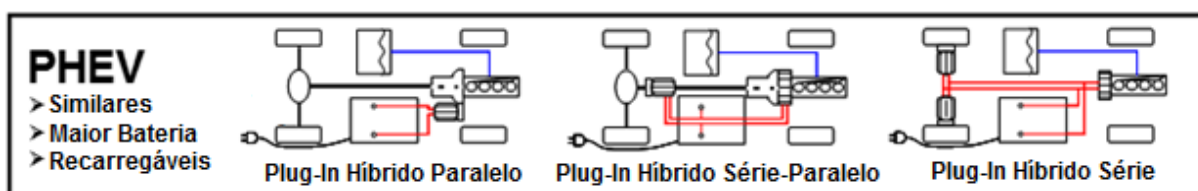
Fonte: (EMADI, 2014) MODIFICADO por Matheus Oliveira

A denominação *Power-Split* é aplicada somente quando existem duas máquinas elétricas ligadas a um sistema de divisão de potência (conforme a Figura 23, apresentado como o conjunto de engrenagens planetárias). O condicionamento série - paralelo, de acordo com (ONORI *et al.*, 2016), acontece quando a o engate/desengate de uma ou duas embreagens permite alterar a configuração do trem de força de série para paralela e vice-versa, permitindo assim o uso da configuração mais adequada às condições de operação.

2.3.4. Configuração Híbrida – Plug-in

Um veículo híbrido que possui um sistema de recarregamento externo (tomada, plug) recebe o nome de *Plug-in*. Eles seguem a mesma base de configuração dos híbridos comuns com relação as posições dos propulsores (série, paralelo, série-paralelo) e tem por diferença principal a autonomia das baterias e o sistema de recarga. Segundo (EMADI, 2014), essa configuração melhora a função híbrida completa com o recurso para conectar fontes externas de energia elétrica. Isso aumenta consideravelmente a proporção de utilização de acionamento elétrico em relação ao uso de energia propulsora térmica. Devido à maior porcentagem do sistema de propulsão elétrica, os VEHs plug-in têm maior capacidade de frenagem regenerativa em comparação com os VEHs tradicionais. Os VEHs plug-in são altamente desejáveis para os ciclos de direção da cidade. Exemplos podem ser observados na Figura 24.

Figura 24: Arquitetura de veículos elétricos híbridos Plug In



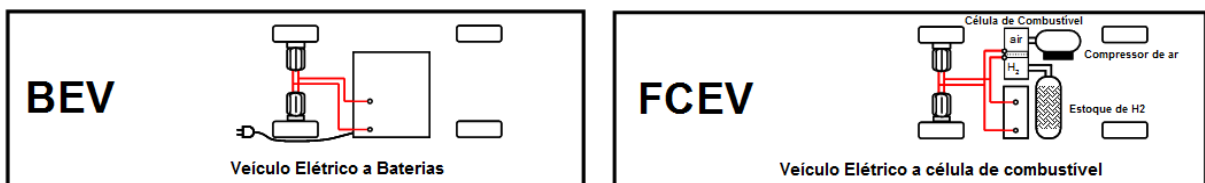
Fonte: (IAV Database, 2018) MODIFICADO por Matheus Oliveira

2.3.5. Veículos puramente elétricos

Os sistemas de propulsão elétrica são o coração dos veículos elétricos (VEs) e dos veículos híbridos elétricos (VEHs). Eles consistem basicamente de motores

elétricos, conversores de energia e controladores eletrônicos. O motor elétrico converte a energia elétrica em energia mecânica para movimentar o veículo, ou vice-versa, para permitir a frenagem regenerativa e/ou gerar eletricidade com o objetivo de recarregar as baterias. O conversor de energia é usado para fornecer ao motor elétrico a tensão e corrente corretas. O controlador eletrônico comanda o conversor de energia fornecendo sinais de controle e, em seguida, controla a operação do motor elétrico para produzir torque e velocidade adequados, de acordo com sinais do inversor. O controlador eletrônico pode ser dividido em três unidades funcionais - sensor, circuito de interface e processador. A escolha de sistemas de propulsão elétrica para VEs e VEHs depende de vários fatores, incluindo expectativa do motorista, restrições do veículo e disponibilidade de energia. A expectativa do motorista é definida por um perfil de direção, que inclui aceleração, velocidade máxima, capacidade de subida, frenagem e autonomia. As restrições do veículo, incluem volume e peso, dependem do tipo de veículo, peso do veículo e capacidade de carga. A fonte de energia refere-se a baterias, células de combustível, ultracapacitores e várias fontes híbridas (EHSANI *et al.*, 2018).

Figura 25: Arquitetura de veículos elétricos puramente elétricos



Fonte: (IAV Database, 2018) MODIFICADO por Matheus Oliveira

Veículos puramente elétricos são divididos basicamente como veículos elétricos a bateria (BEVs) e veículos elétricos a célula de combustível (FCEVs), conforme apresentado na Figura 25. Máquinas elétricas são empregadas para mover o carro. Em comparação com os veículos convencionais que usam MCI como fonte principal de propulsão, os BEVs produzem menos emissões, têm maior eficiência e geram menos ruído. No entanto, a autonomia e alcance na condução dos veículos totalmente elétricos é bem limitado. Os FCEVs usam células de combustível como a principal fonte de energia para alimentar o veículo, o que reduz

significativamente as emissões de dióxido de carbono e proporciona maior autonomia de direção (EMADI, 2014).

2.3.6. Classificações por missão, de acordo com a propulsão elétrica

Além de todas essas diferentes configurações e plataformas, existem várias maneiras de classificar os VEHs em grupos separados. Um dos métodos de categorização geralmente aceito é avaliar a relação entre a potência dos sistemas elétricos e a potência geral dos sistemas em um VEH. Dependendo de como os sistemas são integrados e o quanto a porção de energia elétrica é comparada com a potência total, os VEHs podem ser categorizados em três grupos: micro híbridos, híbridos leves e híbridos completos (EMADI, 2014).

Tabela 2 – Classificação de veículos híbridos

Tipos	Híbrido micro	Híbrido Leve	Híbrido completo	Plug-In Híbrido
Potência da Máquina Elétrica [KW]	<10	6-20	50 – 75	70 - 100
Nível de tensão[V]	12	42-112	122-300	200-300
Economia de combustível [%]	5-10	10-25	25-40	50-100
Funções Aplicadas	Start/Stop	Start/Stop	Start/Stop	Start/Stop
	Gerador otimizado	Gerador otimizado	Gerador otimizado	Gerador otimizado
	Assistência de torque	Assistência de torque	Assistência de torque	Assistência de torque
	Regeneração	Regeneração	Regeneração	Regeneração
	x	Modo elétrico	Modo elétrico – Dirigibilidade apenas ME	Modo elétrico – Dirigibilidade apenas ME

Fonte: (IAV Database,2018) MODIFICADO por Matheus Oliveira

A Tabela 2 é a forma mais simplificada de apresentar essas classificações. Normalmente o VEH Micro, são selecionados quando não é necessária uma grande intervenção na estrutura veicular. A concepção do projeto, normalmente segue à

partir de um veículo convencional, onde o objetivo maior é não aumentar o custo de desenvolvimento obtendo ganhos significativos em consumo e emissões.

Previsões de eletrificação no Brasil mostram que, segundo (FOGAÇA, 2018) a indústria automobilística atual apresenta uma situação clássica para uma mudança de paradigma. Esta indústria tem sido caracterizada por tecnologias relacionadas a motores de combustão durante mais de um século. E estamos assistindo a quatro novas tendências impulsionadas pela tecnologia: conectividade, eletrificação, condução autônoma e mobilidade diversa. A demanda de clientes pela conectividade dos automóveis aumenta a cada dia. Os motores elétricos e de células de combustível oferecem maior eficiência energética, emissões de poluentes mais baixas, maior diversidade de energia e novas opções de design. A tecnologia de condução autônoma progride rapidamente liderada por empresas como Google e Uber.

Segundo (DE ANDRADE; DA PAZ, 2017), analisando a relação entre as demandas a que são submetidas e as alternativas energéticas desejadas pelo mercado, percebe-se o início de uma transição para um modelo mais eficiente e econômico de propulsão nos meios civis, empresariais e militares. As desvantagens técnicas, somadas às instabilidades constantes que o mercado petrolífero é submetido, estão abrindo caminho para os motores elétricos nas mais diversas áreas dos mais diversos mercados. O mais notável é o automobilístico, que já apresenta parcela expressiva de veículos híbridos e elétricos nas vendas dos principais mercados do mundo, evidenciando um despertar do mercado para as vantagens econômicas (menor custo por quilômetro rodado), ambientais (emissão de poluentes nula em veículos 100% elétricos e muito reduzida em híbridos) e de qualidade de vida (sem ruídos e visitas ao posto de gasolina) proporcionadas pelo motor elétrico.

A eletrificação é a principal alternativa para melhorar a eficiência energética e reduzir sensivelmente o impacto ambiental dos veículos automotores. Apesar da ainda baixa penetração mundial, a eletrificação veicular plena tem capacidade de reconfigurar a indústria automotiva. A concepção da engenharia do veículo é substancialmente diferente, trazendo oportunidades para novos entrantes e novas tecnologias. No Brasil, poucos são os incentivos, resultando em um mercado ainda menor (VAZ; BARROS; CASTRO, 2015), assim sendo, os veículos híbridos micro e médio ainda vão perdurar por algum tempo.

2.4. Ciclo padrão de consumo e emissões U.S. FTP-75 NBR6601

A padronização dos testes de emissões de poluentes no Brasil é descrita pela norma NBR 6601 (ABNT, 2012). Esta norma adota a rotina americana FTP-75 como o padrão para os testes de emissões no Brasil. A rotina automobilística é definida por uma curva suave especificada através da relação velocidade versus tempo especificada (MURTA, 2008). No Brasil, o Conselho Nacional do Meio Ambiente - CONAMA - institucionalizou, em maio de 1986, o PROCONVE - Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores. Conforme pode ser observado na Tabela 3, na FASE I, o PROCONVE estabeleceu os primeiros limites de emissão dos seguintes poluentes: monóxido de carbono (CO), hidrocarbonetos (HC), óxidos de nitrogênio (NOX), e aldeídos (HCO), em [g/km], e emissões evaporativas, em [g/teste]. Com isso, os fabricantes de veículos no país iniciaram medidas concretas para a redução da poluição atmosférica pelos modelos produzidos. Atualmente o PROCONVE encontra-se na FASE IV, que estabelece que 70% dos veículos vendidos no país respeitem os níveis máximos de emissões, muito inferiores aos estabelecidas nas fases anteriores. O atendimento aos novos limites de emissões de poluentes, FASE V, particularmente para os hidrocarbonetos (HC), depende da melhoria da partida e início de funcionamento a frio dos motores, quando é maior a emissão de combustível e gases não queimados. Para a homologação de motores e outros componentes automotivos são utilizados testes em percursos pré-definidos baseados em velocidade por tempo. Estes testes podem ser realizados nas ruas, em grandes laboratórios utilizando dinamômetros com rolos (dinamômetros de chassi) e até mesmo em dinamômetros de bancada instalados em pequenos locais (MURTA, 2008).

Tabela 3 – Fases do PRONCOVE

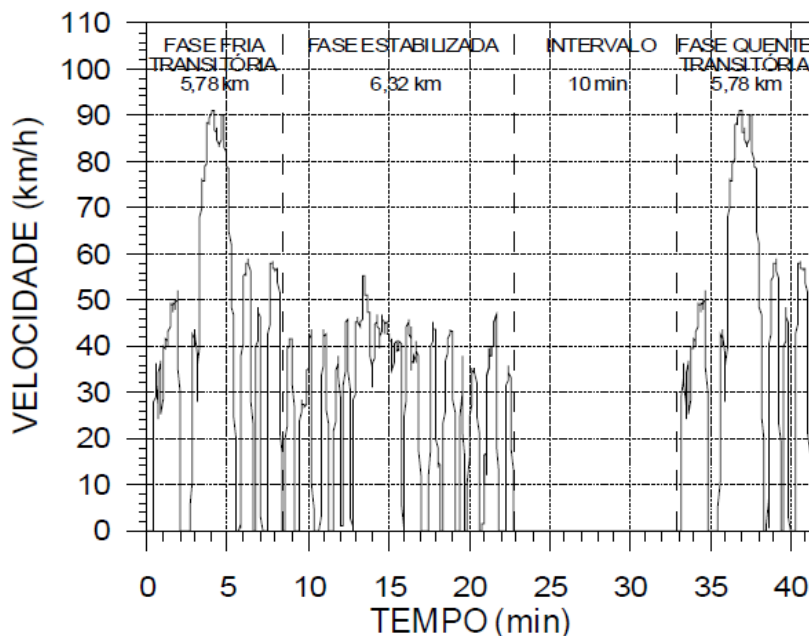
FASE	ANO	CO(g/km)	HC(g/km)	NOx(g/km)	CO*(g/km)	Aldeídos (g/km)
I	1989	24,0	2,1	2,0	3,0	-
II	1992	12,0	1,2	1,4	2,5	0,16
III	1997	2,0	0,3	0,6	0,5	0,03
IV	2007	2,0	0,16	0,25	0,5	0,03
V	2009	2,0	0,05	0,12	0,5	0,02

Fonte: (MURTA, 2008)

*Durante marcha lenta

A primeira parte do teste requer 1372 segundos (22,87 minutos) para ser completada, cobre uma distância de 12,1 [km] a uma velocidade média de 31,46 [km/h] e é dividida em duas fases. Os primeiros 505 segundos (8,42 minutos) do ciclo representam a fase transitória após a partida a frio e cobrem uma distância de 5,78 [km] a uma velocidade média de 41,2 [km/h]. A segunda fase da primeira parte do ciclo representa a fase estabilizada, com duração de 867 segundos (14,45 minutos), velocidade média de 22,55 [km/h] e correspondendo a uma distância percorrida de 6,32 [km]. Em seguida há um período de 10 minutos durante o qual o veículo completamente aquecido fica em repouso com o motor e o eletro-ventilador desligados e o capô aberto, sendo fechado imediatamente antes do reinício do motor. A segunda parte do ciclo, denominada fase transitória a quente, repete os primeiros 505 segundos do teste. O teste completo totaliza 17,88 [km] em 41,28 minutos, conforme pode ser visto na Figura 26. (MURTA, 2008). Ela apresenta o perfil de velocidade do ciclo padrão com as diferentes fases discutidas.

Figura 26: Perfil de velocidade do ciclo padrão de consumo/emissões NB6601 U.S. FTP75



Fonte: (ABNT, 2012)

O teste pode ser realizado para homologação dos motores dos veículos de duas formas distintas. Na primeira o veículo é movimentado em ruas e estradas seguindo o percurso do ciclo. Na segunda o veículo é testado em um dinamômetro

de chassi, com suas rodas motoras sobre rolos que simulam as condições das vias de tráfego. Um condutor segue o ciclo aplicando ao câmbio e ao acelerador as ações necessárias para acompanhar o percurso descrito na norma NBR 6601. Parâmetros básicos como peso do veículo, coeficiente de arrasto aerodinâmico, coeficiente de rolamento, densidade do ar, característicos das condições do movimento, são inseridos no software gerenciador do dinamômetro para a correta simulação do ciclo urbano, que é seguido pelo ciclo de estrada (MURTA, 2008).

2.5. Descrição do software utilizado (GT-Suite®)

Segundo a (GT-SUITE, 2018), a *Gamma Technologies* é a desenvolvedora do GT-SUITE®, o principal software de simulação de sistema CAE multi-física 0D/ 1D / 3D. O GT-SUITE® fornece um conjunto abrangente de bibliotecas de componentes que simulam a física do fluxo de fluidos, térmico, mecânico, elétrico, magnético, químico e controles. A partir dessas bibliotecas, é possível construir modelos precisos de praticamente qualquer sistema de engenharia, incluindo veículos, motores, transmissões, motores em geral e sistemas mecânicos, apresentado na Figura 27.

Figura 27: Bibliotecas do Software Gt-Suite®



Fonte: (GT-SUITE, 2018)

Com intuito de desenvolver as aplicações e análises dos diferentes conceitos veiculares, foi utilizado a ferramenta *GT-Suite*[®] da *Gamma Technologies*, para construir os modelos de simulação e criar o conceito base dinâmico de um veículo motopropulsor, assim como a nova configuração elétrica híbrida que se iniciou a partir do modelo inicial anteriormente validado. Primeiramente foi necessário um levantamento de características dentro da biblioteca do programa, concluindo com a seleção de um modelo interno básico chamado: *"Dynamic Vehicle modeling example: Driving Cycles (MT)"*, seguindo com o desenvolvimento um modelo veicular dinâmico adaptativo primário, após a validação do mesmo comparando com medições veiculares reais, foi introduzida a máquina elétrica, a nova engrenagem para acoplamento e o controlador, com intuito de estimar os resultados de consumo para um futuro protótipo no ciclo de homologação determinado.

3. METODOLOGIA

O desenvolvimento do projeto proposto foi iniciado com a revisão bibliográfica de diretrizes. A primeira delas é a especificação e posterior seleção do veículo urbano real a ser estudado para o desenvolvimento do trabalho, discretizando todos os componentes dos diferentes sistemas que serão aplicados a modelagem do veículo na simulação numérica unidimensional. Para tal, o veículo escolhido para criação do modelo base é um FIAT UNO Sporting 1.3 8V FLEX MY'2017 que é um carro de preço médio do mercado brasileiro. Os dados utilizados foram obtidos da *Fiat Powertrain Technologies* (FPT) e são referentes à transmissão C510 da FPT e motor Firefly 1.3 8 V. Após a correlação do modelo com o veículo por meio de coleta de dados, foi criado um novo conceito de veículo elétrico híbrido de configuração P3, que utiliza um motor elétrico de 48 V, posicionado diretamente ligado ao diferencial na saída da transmissão, a ideia é aproveitar a relação do diferencial com objetivo de usar um ME menor. Foi necessária a criação de uma nova relação entre o ME e o diferencial, conforme necessidade de projeto. Com intuito de facilitar a compreensão de como funciona o simulador, serão apresentadas nesse capítulo equações dinâmicas que são utilizadas pelo mesmo para os cálculos de consumo de combustível, assim como são feitos os cálculos relacionados ao desempenho do veículo em questão.

3.1. Dinâmica veicular e seus fundamentos

Os fundamentos da operação do veículo descrevem matematicamente o comportamento do veículo com base nos princípios gerais da mecânica. Um veículo é composto por milhares de componentes o que o torna um sistema extremamente complexo. Para descrever seu comportamento, são necessários conhecimentos mecânicos e matemáticos sofisticados (EHSANI *et al.*, 2018). Como este trabalho propõe correlacionar veículos à combustão e elétricos híbridos, a discussão dos fundamentos dos veículos será restrita ao movimento unidimensional. Este capítulo apresentará como é feito o cálculo de velocidades no desempenho do veículo, aceleração e consumo de combustível.

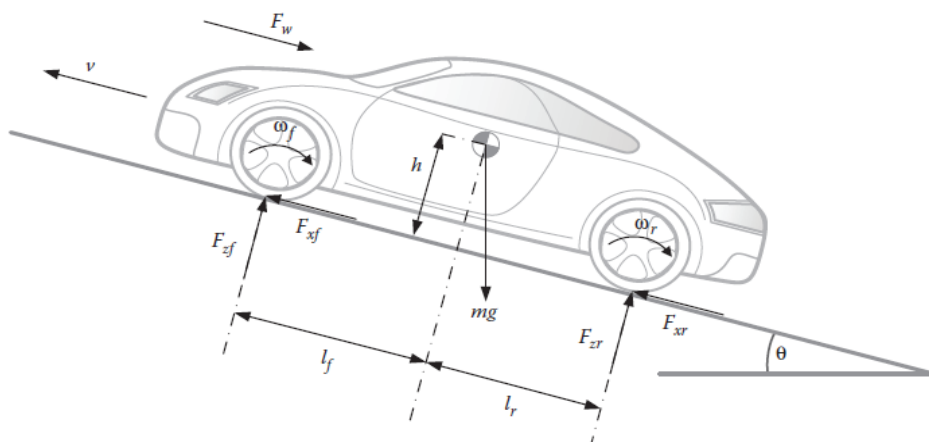
3.1.1. Descrição geral do movimento veicular

O movimento veicular básico pode ser descrito como um somatório de forças aplicado a um determinado corpo baseado na segunda Lei de Newton. A Figura 28 mostra as forças atuantes em um veículo subindo em uma determinada angulação. A força resultante da tração, F_t , é apresentada na área de contato entre pneus das rodas quando acionadas e a superfície da estrada, ela impulsiona o veículo para a frente. Essa força é produzida pelo motor de combustão interna que é transferida através da transmissão para o diferencial e em seguida para as rodas. Enquanto o veículo está em movimento, existem várias resistências que tentam parar o seu movimento. As principais resistências são: resistência a rolagem que é diretamente ligada ao rolamento do pneu, resistência aerodinâmica e resistência a aclives (EHSANI *et al.*, 2018). A Equação 3.1.1 que melhor representa a aceleração do veículo pode ser escrita como:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{\sum F_t - \sum F_{rt}}{\delta M_v}, \quad (3.1.1)$$

Onde V é a velocidade do veículo, $\sum F_t$ é a força resultante total de tração do veículo, $\sum F_{rt}$ é a força de resistência total, M_v é a massa total do veículo e δ é o fator relativo a massa, o qual varia de acordo com os efeitos rotativos dos componentes *powertrain* (EHSANI *et al.*, 2018).

Figura 28: Forças atuando em um veículo



Fonte: (EMADI, 2014)

Princípios fundamentais de sistemas mecânicos podem ser usados para expressar a relação entre a aceleração e as forças atuantes como a Equação 3.1.2:

$$ma = F_t - F_w - F_g - F_{rv}, \quad (3.1.2)$$

Onde m é a massa do veículo, a é a aceleração do veículo. F_t é a força de tração total atuando sobre o corpo do veículo, F_w é a força de arrasto aerodinâmico, F_g é a força de resistência relacionada ao aclone e F_{rv} é a força de resistência de rolagem (EMADI, 2014).

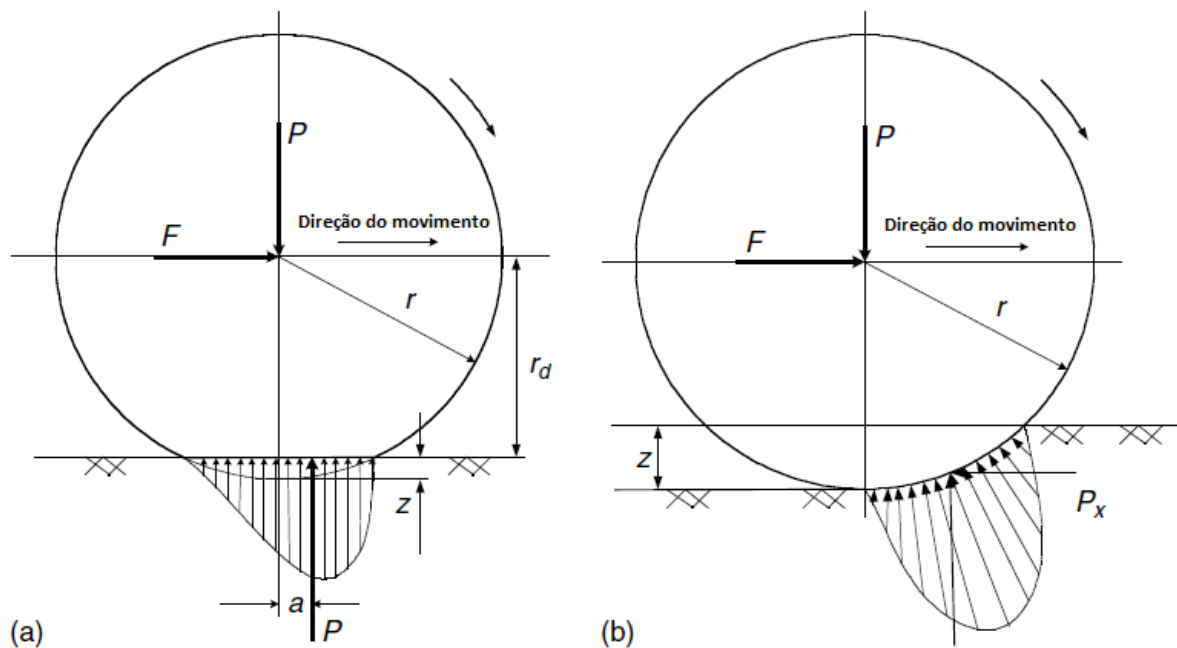
3.1.2. Resistências relativas ao movimento

Como apresentado no capítulo anterior, existem três forças que atuam diretamente contra o movimento veicular. A primeira a ser discutida é a resistência a rolagem dos pneus, que na Figura 28 estão apresentadas como ω_f e ω_r .

A resistência à rolagem dos pneus em superfícies duras é causada principalmente pela histerese nos materiais do pneu. Ou seja, devido à deflexão da carcaça enquanto o pneu está rolando. Essa histerese causa uma distribuição assimétrica das forças de reação do solo, onde a pressão é maior na área de contato.

A pressão na metade principal da área de contato é maior do que na metade traseira, conforme é apresentado na Figura 29(a). Esse fenômeno resulta na mudança da força de reação do solo, deslocando a mesma para frente, com a carga normal agindo no centro da roda. Isso gera um momento que irá se opor ao movimento de rolamento da roda. Em superfícies macias, a resistência ao rolamento é causada principalmente pela deformação do solo, conforme a Figura 29(b) (EHSANI *et al.*, 2018).

Figura 29: Resistência a rolagem dos pneus em solos duros e macios



Fonte: (EHSANI *et al.*, 2018).

Segundo (EHSANI *et al.*, 2018), o momento produzido pelo descolamento para a resultante da frente de força de reação do solo é chamado de momento de resistência ao rolamento, conforme mostrado na Figura 28 e pode ser expressa como a Equação 3.1.3 :

$$\omega r = Pa, \tag{3.1.3}$$

Para manter a roda girando, a força F , que atua no centro das rodas, é necessária para equilibrar esse momento de resistência ao rolamento. Essa força é expressa na Equação 3.1.4:

$$F = \frac{\omega r}{r_d} = \frac{Pa}{r_d} = P f r', \tag{3.1.4}$$

Onde r_d é o raio efetivo do pneu e $f r' = a/r_d$ é chamado de coeficiente de resistência ao rolamento. Desta forma, o momento de resistência ao rolamento pode ser substituído de maneira equivalente por uma força horizontal atuando no centro da roda na direção oposta ao movimento da mesma. Esta força equivalente é

chamada de resistência ao rolamento e pode ser expressa conforme a Equação 3.1.5:

$$F_r = P f_r', \quad (3.1.5)$$

Onde P é carga normal, atuando no centro da roda girando. Quando um veículo se movimenta por alguma estrada não plana, a carga normal, P , deve ser substituída pela sua componente, que é sempre perpendicular à superfície da estrada. Gerando a Equação 3.1.6:

$$F_r = P f_r' \cos\theta, \quad (3.1.6)$$

Onde θ corresponde ao ângulo de pendência relativa da estrada (referência Figura 28). O coeficiente de resistência ao rolamento, f_r' , é calculado em função do material do pneu, estrutura do pneu, temperatura do pneu, pressão de ar dos pneus, geometria do piso, rugosidade da estrada e presença ou ausência de líquidos na estrada. Esse valores podem ser consultados em tabelas no apêndice desse trabalho. Para economia de combustível, nos últimos anos, foram desenvolvidos pneus de baixa resistência para carros de passeio. Os coeficientes de resistência ao rolamento são menores que 0,01.

Outra resistência ao movimento é a aerodinâmica. A força de resistência aerodinâmica é chamada de arrasto aerodinâmico e é resultante de dois outros componentes ao perfil de arrasto e ao atrito de superfícies (veículo e meio comum).

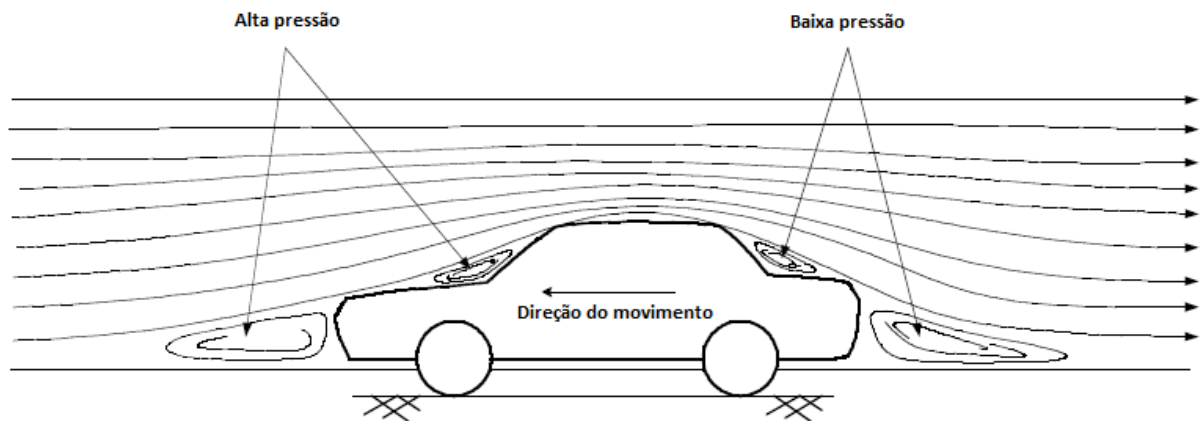
O perfil de arrasto é definido de acordo com o movimento relativo do veículo. Quando o mesmo se movimenta para frente, todo o ar que está localizado a frente vai ser empurrado ao mesmo tempo, no entanto, o ar não pode instantaneamente sair do caminho e sua pressão é constantemente aumentada, resultando numa alta pressão de ar. Além disso, o ar posicionado atrás do veículo não consegue preencher instantaneamente o espaço deixado pelo movimento de avanço do veículo.

Esse comportamento gera uma zona de baixa de pressão de ar na parte de trás do veículo. Com isso, foram criadas duas zonas diferentes de pressão que se

opõem ao movimento do mesmo, uma empurrando o para baixo (alta pressão na frente) e outro puxando o para trás (baixa pressão nas costas), como pode-se observar na Figura 30 (EHSANI *et al.*, 2018).

A força resultante no veículo é o perfil de arrasto. O atrito entre superfícies é definido como a diferença entre velocidades entre o ar próximo ao veículo e o ar “parado” que vai se chocar contra o mesmo durante a movimentação. No meio, as moléculas de ar se movem em uma ampla gama de velocidades, a diferença de velocidade entre duas moléculas de ar produz atrito que resulta no segundo componente do arrasto aerodinâmico.

Figura 30: Perfil de arrasto aerodinâmico



Fonte: (EHSANI *et al.*, 2018).

O arrasto aerodinâmico, é função da velocidade do veículo V , da área frontal A_f , do perfil do veículo e da densidade do ar ρ . A Equação 3.1.7 representa variável como:

$$F_w = \frac{1}{2} \rho A_f C_d (V + V_w)^2, \quad (3.1.7)$$

Onde C_d corresponde ao coeficiente de arrasto aerodinâmico, que é definido em função do perfil do veículo e V_w é a componente da velocidade do vento no movimento do veículo, que pode ter sinal positivo ou negativo (EHSANI *et al.*, 2018). Alguns coeficientes de arrasto encontram-se dispostos no apêndice desse trabalho.

A última resistência a ser considerada é em função da inclinação do terreno. Como é apresentado na física básica, a gravidade atuando no veículo produz uma

força sempre direcionada para baixo, como mostrado na Figura 30. Essa força se opõe ao movimento para frente durante a subida e ajuda no movimento para frente em uma descida (EHSANI *et al.*, 2018). Em modelos típicos de desempenho veicular, apenas a operação a situação de subida é considerada, pois resiste à força de tração total. A Equação 3.1.8 representa esta força, que é função do ângulo da estrada, θ , massa do veículo M_v e da aceleração gravitacional g :

$$F_g = M_v g \sin(\theta), \quad (3.1.8)$$

Uma vez que o ciclo de condução NBR6601 não fornece nenhuma informação sobre inclinação da rodovia, este fator não é relevante para o cálculo no equacionamento final.

3.1.3. Equação dinâmica aplicada

Quando se trata do movimento na direção longitudinal, (EHSANI *et al.*, 2018) apresenta as principais forças externas atuando em um veículo de dois eixos, como mostrado na Figura 28, são a resistência ao rolamento dos pneus dianteiros e traseiros F_{rf} e F_{rr} , que são representadas pelo momento de resistência ao rolamento ω_f e ω_r , a resistência aerodinâmica F_w , resistência à inclinação F_g ($M_v g \sin\theta$), e esforço de tração dos pneus dianteiros e traseiros, F_{tf} e F_{tr} . O F_{tf} é zero para um veículo com tração traseira, enquanto o F_{tr} é zero para um veículo com tração dianteira.

A Equação 3.1.9, de dinâmica do movimento do veículo ao longo da direção longitudinal é representada por:

$$M_v \frac{dV}{dt} = (F_{tf} + F_{tr}) - (F_{rf} + F_{rr} + F_w + F_g), \quad (3.1.9)$$

Onde a relação dV/dt é a aceleração do veículo ao longo da movimentação na direção longitudinal e M_v é a massa do veículo. O primeiro termo do lado direito da Equação 3.1.9 é o esforço total resultante da tração e o segundo termo são as

resistências. Para definir o esforço de tração máximo que o contato pneu-solo pode suportar, as cargas normais nos eixos dianteiros e traseiros podem ser determinados. Para isso, deve-se somar os momentos resultantes de todas as forças sobre o ponto R (centro da área entre pneu-solo), a carga normal no eixo dianteiro W_f será então definida pela Equação 3.1.10:

$$W_f = \frac{M_v g l_f \cos \theta - (\omega_{rf} + \omega_{rr} + F_w h_w + M_v g h_g \sin \theta + M_v h_g dV/dt)}{(l_f + l_r)}, \quad (3.1.10)$$

Da mesma forma, a carga total aplicada ao eixo traseiro pode ser expresso conforme a Equação 3.1.11:

$$W_r = \frac{M_v g l_r \cos \theta - (\omega_{rf} + \omega_{rr} + F_w h_w + M_v g h_g \sin \theta + M_v h_g dV/dt)}{(l_f + l_r)}, \quad (3.1.11)$$

Para veículos de passeio, pressupõe-se que a altura do centro de aplicação de resistência aerodinâmica, h_w , esteja próxima da altura do centro de gravidade do veículo, h_g . As Equações 3.1.10 e 3.1.11 podem ser simplificadas gerando a Equação 3.1.12:

$$W_f = \frac{l_f}{(l_f + l_r)} M_v g \cos \theta - \frac{h_g}{(l_f + l_r)} \left(F_w + F_g + M_v g f_r \frac{r_d}{h_g} \cos \theta + M_v \frac{dV}{dt} \right), \quad (3.1.12)$$

e

$$W_r = \frac{l_r}{(l_f + l_r)} M_v g \cos \theta - \frac{h_g}{(l_f + l_r)} \left(F_w + F_g + M_v g f_r \frac{r_d}{h_g} \cos \theta + M_v \frac{dV}{dt} \right), \quad (3.1.13)$$

Onde r_d é o raio efetivo da roda. Referindo-se a 3.1.10 e 3.1.11, 3.1.12 e 3.1.13 podem ser reescritos como as Equações 3.1.14 e 3.1.15:

$$W_f = \frac{l_f}{(l_f + l_r)} M_v g \cos \theta - \frac{h_g}{(l_f + l_r)} \left(F_t - F_r \left(1 - \frac{r_d}{h_g} \right) \right), \quad (3.1.14)$$

e

$$W_r = \frac{l_r}{(l_f + l_r)} M_v g \cos \theta - \frac{h_g}{(l_f + l_r)} \left(F_{tmax} - F_r \left(1 - \frac{r_d}{h_g} \right) \right), \quad (3.1.15)$$

Onde $F_t = F_{tf} + F_{tr}$ é o esforço de tração total do veículo e F_r é a resistência total ao rolamento do veículo. O primeiro termo no lado direito da 3.1.14 e 3.1.15 é a carga estática no eixo dianteiro e traseiro, respectivamente, quando o veículo está em repouso no nível do solo. O segundo termo é o componente dinâmico da carga normal. O esforço de tração máxima que o contato pneu-solo pode suportar (qualquer pequena quantidade sobre esse esforço máximo de tração fará com que o pneu gire no solo) é geralmente descrito pelo produto da carga normal e coeficiente de aderência da estrada μ que está disponível no apêndice desse trabalho. Logo, Para um veículo com tração dianteira temos as Equações 3.1.16 e 3.1.17:

$$F_{tmax} = \mu W_f = \mu \left[\frac{l_f}{(l_f + l_r)} M_v g \cos \theta - \frac{h_g}{(l_f + l_r)} \left(F_{tmax} - F_r \left(1 - \frac{r_d}{h_g} \right) \right) \right], \quad (3.1.16)$$

e

$$F_{tmax} = \frac{\mu M_v g \cos \theta [l_f + f r' (h_g - r_d)] / (l_f + l_r)}{1 + \mu h_g / (l_f + l_r)}, \quad (3.1.17)$$

Onde $f r'$ é o coeficiente de resistência à rolagem. Para um veículo com tração traseira temos as Equações 3.1.18 e 3.1.19:

$$F_{tmax} = \mu W_r = \mu \left[\frac{l_r}{(l_f + l_r)} M_v g \cos \theta - \frac{h_g}{(l_f + l_r)} \left(F_{tmax} - F_r \left(1 - \frac{r_d}{h_g} \right) \right) \right], \quad (3.1.18)$$

e

$$F_{tmax} = \frac{\mu M v g \cos \theta [l_r + f_r' (h_g - r_d)] / (l_f + l_r)}{1 + \mu h_g / (l_f + l_r)}, \quad (3.1.19)$$

Durante a operação do veículo, o esforço máximo de tração nas rodas quando as mesmas são acionadas é transferido do propulsor de energia através da transmissão, não deve exceder os valores máximos que são limitados pela relação do pneu-solo calculado em 3.1.18 e 3.1.19. Caso contrário, as rodas acionadas girarão no solo, produzindo a instabilidade do mesmo.

3.1.4. Equações de tração advindas do motopropulsor e cálculo de velocidade

O torque e a velocidade de rotação resultantes do eixo de saída do propulsor são diretamente transmitidos para as rodas seguindo a seguinte ordem, ele passa através da embreagem, caixa de câmbio, eixo de saída do câmbio, diferencial e eixo de acionamento das rodas, lembrando que ele pode ter mais de um propulsor. No sistema, a embreagem é usada na transmissão manual/automatizada para acoplar a caixa de câmbio ou desacoplar da central propulsora. A caixa de engrenagens possui algumas relações de transmissão de seu eixo de entrada para seu eixo de saída para que o perfil de torque-velocidade do motor atenda às exigências de potência e torque requisitados pelo motorista. O comando final é geralmente um par de engrenagens que fornecem uma redução de velocidade adicional e distribuem o torque para cada roda através do diferencial. O torque nas rodas quando acionados, que transmitido do propulsor, é expresso na Equação 3.1.20:

$$T_w = i_g i_o \eta_t T_p, \quad (3.1.20)$$

Onde i_g é a relação de transmissão inicial, definida como $i_g = N_{in} / N_{out}$, (N_{in} - rotação de entrada, N_{out} - rotação de saída), i_o é a relação de transmissão final, η_t é a eficiência do sistema propulsor para as rodas, e T_p é a saída de torque da propulsor. A força de tração nas rodas, conforme mostrado na Figura 31, pode ser expresso como a Equação 3.1.21:

$$F_t = \frac{T_w}{r_d},$$

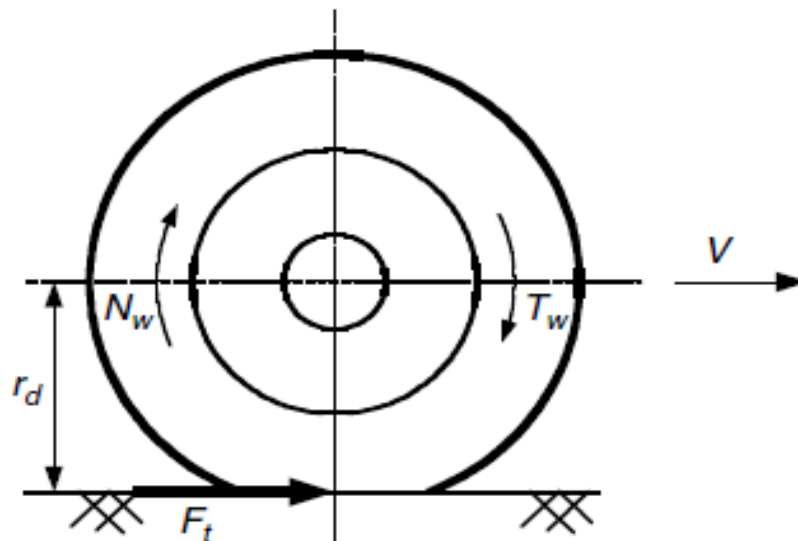
(3.1.21)

Substituindo 3.1.20 na 3.1.21 temos a Equação 3.1.22 como resultado:

$$F_t = \frac{i g i_0 \eta_t T_p}{r_d},$$

(3.1.22)

Figura 31: Força trativa e torque aplicado na roda



Fonte: (EHSANI *et al.*, 2018).

Sendo que N_w é a rotação da roda, que é apresentada em rotações por minuto, r_d é o raio efetivo do pneu e V a velocidade do veículo expressa em quilômetros por hora. O atrito entre os dentes das engrenagens e nos rolamentos da transmissão criam perdas mecânicas, o que reduz o valor de eficiência da energia produzida no propulsor. Os valores que representam a eficiência de cada componente estão dispostos na Tabela 4.

Tabela 4 – Eficiências aplicadas ao conjunto de transmissões

Embreagem	99%	
Transmissão	95%	
Rolamentos	98,5%	
Eficiência por marcha	1 ^a	96,6%
	2 ^a	96,6%
	3 ^a	96,6%
	4 ^a	96,6%
	5 ^a	96,6%

Fonte: (FCA Database,2018)

A eficiência mecânica total da transmissão entre o eixo de saída do MCI e as rodas motrizes ou pinhão é o produto das eficiências de todos os componentes no sistema de transmissão.

A rotação (rpm) na roda pode ser expressa pela Equação 3.1.23:

$$N_w = \frac{N_p}{i_g i_0}, \quad (3.1.23)$$

Onde N_p é a rotação de saída (rpm). A velocidade de translação do centro da roda (velocidade do veículo) pode ser expressa como a Equação 3.1.24:

$$V = \frac{\pi N_w r d}{30}, \quad (3.1.24)$$

Substituindo 3.1.23 na 3.1.24 temos como resultado a Equação 3.1.25:

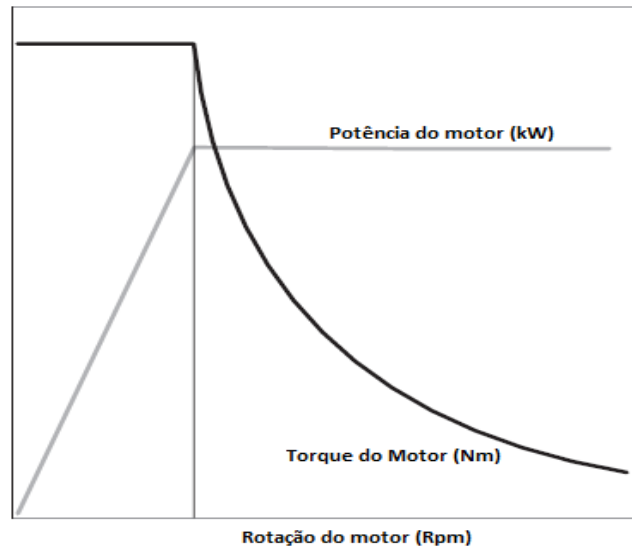
$$V = \frac{\pi N_p r d}{30 i_g i_0}, \quad (3.1.25)$$

3.1.5. Propulsores ideais

Os dois fatores que limitam o desempenho do veículo convencional são o esforço de tração máxima que a aderência pneu-solo pode suportar e o esforço de tração que o sistema motopropulsor pode oferecer. Os limites de desempenho do veículo são ditados pelo menor esforço de tração. Com a transmissão em primeira marcha e o acelerador no máximo, o esforço de tração pode ser limitado pela natureza da aderência pneu-estrada e sua perda de tração. Como a transmissão é mudada para engrenagens superiores, o esforço de tração é frequentemente determinado pelas características do motor e de sua transmissão, que devem ser levadas em consideração ao prever o desempenho geral de um veículo (EHSANI *et al.*, 2018).

Para veículos convencionais, a característica de desempenho ideal de um propulsor é que sua potência seja constante em todas as faixas de velocidade. Em baixas velocidades, o torque do motor é forçado a manter um valor constante de modo a não exceder o limite de aderência entre a área de contato entre solo e pneu. Após o intervalo de baixa velocidade de torque constante, o torque varia com a velocidade acentuada, conforme mostrado na Figura 32. As características de potência constante proporcionam aos veículos convencionais um alto esforço de tração em baixas velocidades, o que melhora a aceleração, a subida de rampas e a capacidade de reboque (EHSANI *et al.*, 2018). O motor de combustão interna têm sido o propulsor padrão em veículos convencionais há mais de um século por causa de sua relação peso-potência relativamente alta e baixo custo, mas mesmo assim ainda possui suas deficiências. Normalmente, um motor de combustão interna possui características de torque-velocidade que não se correlacionam diretamente com as características ideais de desempenho exigidas pela tração.

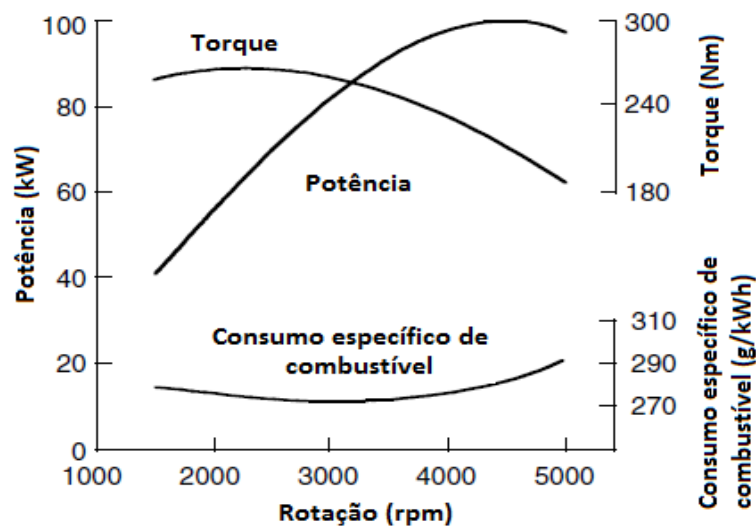
Figura 32: Gráfico de desempenho ideal para propulsores veiculares



Fonte: (EMADI, 2014)

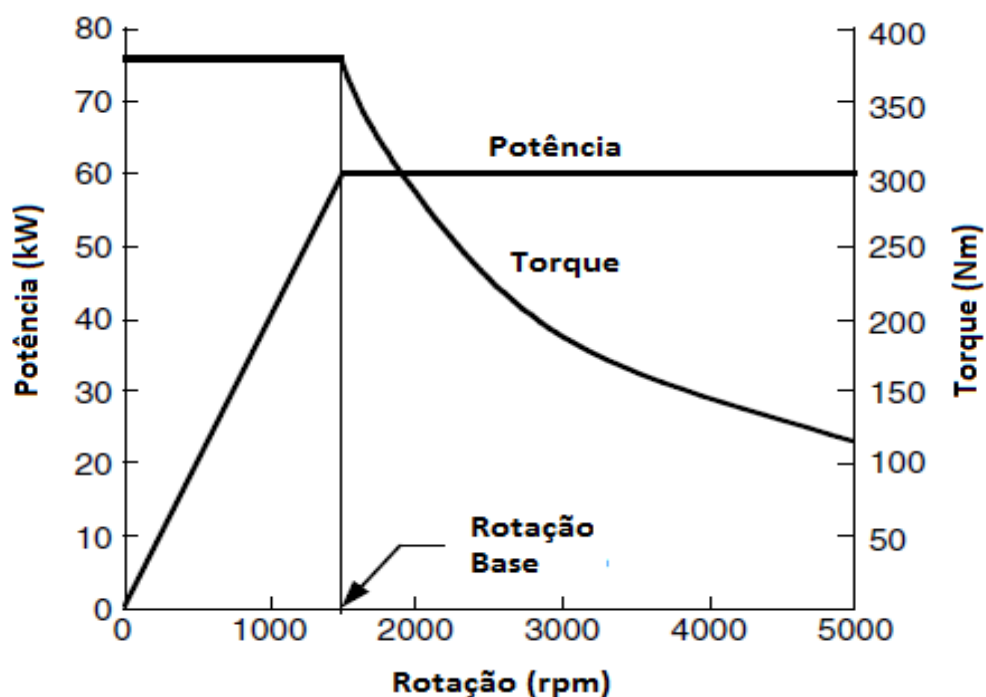
Como o motor de combustão interna e o motor elétrico são os dois principais propulsores mais comumente usados para veículos automotivos até o presente momento, é apropriado para o trabalho revisar as características básicas que são essenciais para prever o desempenho do veículo e conseqüentemente o projeto do seu sistema propulsor. Exemplos com as características representativas de um motor a gasolina em plena carga e de um motor elétrico em plena carga são mostradas nas Figuras 33 e 34, respectivamente.

Figura 33: Exemplo Gráfico de desempenho típico de MCI usando gasolina



Fonte: (EHSANI *et al.*, 2018)

Figura 34: Exemplo Gráfico de desempenho típico de ME para tração

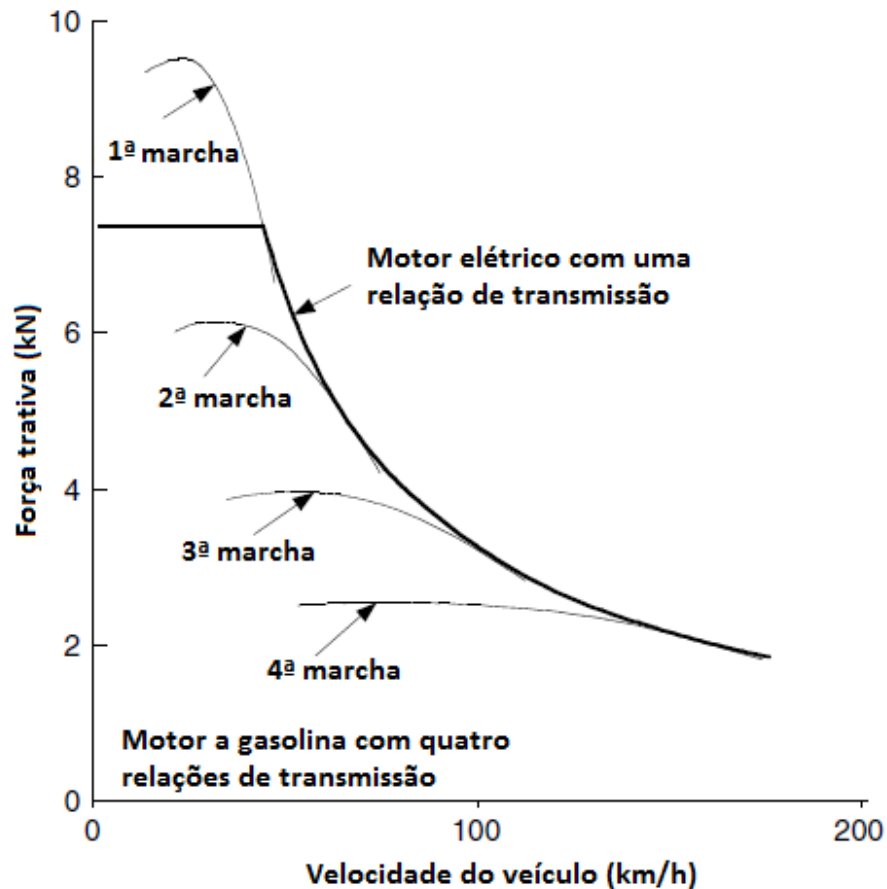


Fonte: (EHSANI *et al.*, 2018)

Quando comparamos um modelo ideal de torque-velocidade, como o mostrado na Figura 32, percebemos que o motor elétrico possui uma característica mais próxima. Motores de combustão interna possuem um perfil relativamente alto, razão pela qual uma transmissão de múltiplas velocidades é normalmente empregada para modificá-lo. A medida que um MCI se move através de suas curvas típicas de torque e potência, características representativas são desenvolvidas em cada faixa de velocidade que pode ser usada para prever o desempenho do veículo. O motor começa a funcionar suavemente em sua velocidade de marcha lenta, e à medida que a rotação do MCI se aproxima de uma faixa intermediária, a boa qualidade de combustão e o torque máximo do motor são atingidos, chegando na melhor região de eficiência do sistema. Uma opção viável e considerada para esse projeto é unir os dois sistemas para obter o melhor desempenho e eficiência.

A Figura 35 mostra um exemplo de como ficaria um perfil de forças trativas aplicadas a um câmbio manual de quatro marchas comparando com um motor elétrico que utiliza apenas uma relação de transmissão em relação a velocidade do veículo.

Figura 35: Exemplo de forças trativas de um veículo a gasolina utilizando uma transmissão de quatro relações e um veículo elétrico utilizando apenas uma relação de transmissão



Fonte: (EHSANI *et al.*, 2018)

3.1.6. Comportamento durante frenagem e distribuição de cargas associadas

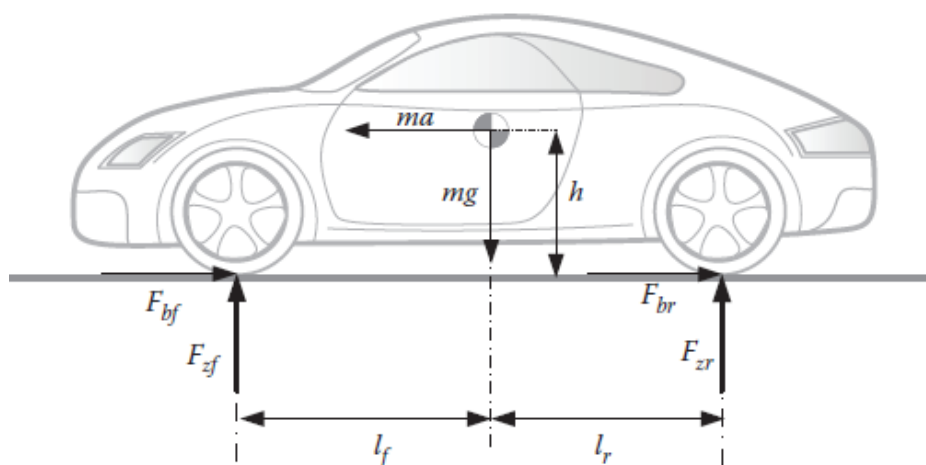
Freios convencionais, a disco ou tambor, podem ser considerados o dispositivo de segurança mais importante em qualquer veículo. Ao transferir a energia cinética para a energia térmica através da fricção entre uma superfície rotativa e uma pastilha de freio estacionária, a velocidade do veículo é diminuída, mas a energia térmica normalmente é desperdiçada em veículos convencionais. Com a introdução da eletrificação de veículos, por meio de frenagem regenerativa com motores elétricos, a energia cinética pode ser recuperada em energia elétrica armazenada e pode ser reutilizada em vez de ser desperdiçada. Isso pode aumentar muito a eficiência geral do veículo. O equilíbrio adequado do freio é uma função das cargas nas rodas, que por sua vez é uma função da desaceleração.

A força de frenagem F_b , devido ao sistema de freio que é desenvolvido na interface entre a estrada e o pneu, é a principal força de frenagem. Quando a força de frenagem está abaixo do limite de aderência pneu-estrada, a força de frenagem é dada pela Equação 3.1.26:

$$F_b = \frac{T_b - \sum I \alpha_{an}}{r}, \quad (3.1.26)$$

Onde T_b é o torque de frenagem aplicado, I é a inércia giratória conectada com a roda sendo desacelerada, α_{an} é a desaceleração angular correspondente, e r é o raio de rolamento do pneu. Uma vez que a força de frenagem atinge o limite de aderência pneu-solo, ela não pode aumentar mais. Além da força de frenagem, a resistência ao rolamento dos pneus, a resistência aerodinâmica, a resistência a aclives e a resistência do próprio propulsor mais componentes de transmissão, conforme discutido anteriormente, também afetam o movimento do veículo durante a frenagem. Para o propósito deste modelo de veículo, assume-se que estas são pequenas perdas e podem ser desprezadas.

Figura 36: Distribuição dos esforços aplicados ao veículo



Fonte: (EMADI, 2014)

Quando um veículo está realizando frenagem ou uma desaceleração, é gerada uma força de reação inercial semelhante à força centrífuga. A Figura 36

mostra as forças de frenagem que atuam em um veículo em uma estrada plana. A força de frenagem é diretamente proporcional à carga normal que atua no pneu, que é proporcional à aderência pneu-solo. Semelhante a quando a força de tração total foi calculada, os pontos de contato do pneu dianteiro e traseiro devem mais uma vez satisfazer as Equações de equilíbrio dada pelos momentos, conforme a 3.1.27:

$$F_{zf} = \frac{mg}{(l_f + l_r)} \left(l_r - \frac{h}{g} \right), F_{zr} = \frac{mg}{(l_f + l_r)} \left(l_f - \frac{h}{g} \right). \quad (3.1.27)$$

A força máxima de frenagem que a aderência pneu-estrada irá suportar pode ser determinada multiplicando a força normal nas rodas dianteiras e traseiras pelo coeficiente de aderência da estrada, μ .

3.1.7. Análise de desempenho veicular

O desempenho de um veículo é geralmente descrito por sua velocidade máxima de cruzeiro, gradeabilidade e aceleração. A predicação do desempenho do veículo é baseada na relação entre o esforço de tração e a velocidade do veículo discutidas anteriormente nesse trabalho. A velocidade máxima de um veículo é definida como a velocidade constante que o veículo pode desenvolver com plena carga do propulsor (aceleração máxima do propulsor ou potência máxima do propulsor) em uma estrada plana. A velocidade máxima de um veículo é determinada pelo equilíbrio entre o esforço de tração do veículo e a resistência ou a velocidade máxima do propulsor correlacionando suas relações de transmissão. O cálculo da força trativa correlacionado com o equilíbrio das resistências representada na Equação 3.1.28:

$$\frac{T_{pi} g i \eta_t}{r_d} = M v f r' g \cos \theta + \frac{1}{2} \rho a A_f C_d V^2, \quad (3.1.28)$$

Esta Equação indica que o veículo atinge sua velocidade máxima quando o esforço de tração, representado pelo termo do lado esquerdo na 3.1.28, é igual ao

valor das resistências, representados pelos termos do lado direito. A interseção da curva de esforço de tração e a curva de resistência representa a velocidade máxima do veículo. Deve-se notar que, para alguns veículos, não há interseção entre a curva de esforço e a curva de resistência, devido a uma grande fonte de energia advinda do seu propulsor ou uma grande relação de marchas. Neste caso, a velocidade máxima do veículo pode ser determinada pela velocidade máxima do propulsor. Usando 3.1.25, a velocidade máxima do veículo pode ser escrita na forma da Equação 3.1.29:

$$V_{max} = \frac{\pi N p_{max} r d}{30 i_0 i_{gmin}'}, \quad (3.1.29)$$

Onde $N p_{max}$ e i_{gmin}' min são a velocidade máxima do motor (motor elétrico) e a relação de transmissão mínima, respectivamente. A inclinação é geralmente definida como o grau (ou ângulo de inclinação) que o veículo pode superar a uma determinada velocidade constante, por exemplo, a inclinação a uma velocidade de 100 [km/h] (60 mph) (EHSANI *et al.*, 2018). No trabalho essa condição foi considerada como ideal dado que o ciclo NBR6601 U.S.FTP 75 é todo desenvolvido em dinamômetro de chassi e as rampas são desconsideradas.

O desempenho de aceleração de um veículo é geralmente descrito pelo seu tempo de aceleração e a distância percorrida de sua velocidade zero até uma certa velocidade específica no nível do solo.

Usando a segunda Lei de Newton, a aceleração do veículo pode ser escrita como a Equação 3.1.30:

$$a = \frac{dV}{dt} = \frac{F_t - F_f - F_w}{M_v \delta} = \frac{\left(\frac{T_p i_0 i_{gmin}' \eta_t}{r d}\right) - M_v g f_r - \left(\frac{1}{2} \rho_a A_f C_d V^2\right)}{M_v \delta} = \frac{g}{\delta} (d - f_r'), \quad (3.1.30)$$

Onde δ é chamado de fator de massa, considerando o aumento de massa equivalente devido aos momentos angulares dos componentes rotativos. O fator de massa pode ser escrito como a Equação 3.1.31:

$$\delta = 1 + \frac{I_w}{M_v r d^2} = \frac{I_p i g^2 i_0^2}{M_v r^2}, \quad (3.1.31)$$

Onde I_w é o momento angular total nas rodas e I_p é o momento angular total nos componentes rotativos associados ao(s) propulsor(es). O cálculo do fator de massa, δ , requer o conhecimento dos valores dos momentos de inércia de todas as partes rotativas. No caso de esses valores não serem conhecidos, o fator de massa, δ , para um carro de passeio seria estimado usando a relação empírica apresentada na 3.1.32:

$$\delta = 1 + \delta_1 = \delta_1 i g^2 i_0^2, \quad (3.1.32)$$

A δ_1 representa o segundo termo no lado direito da Equação 3.1.32, com um valor estimado próximo de 0,04, e δ_2 representa o efeito das partes rotacionais associadas ao(s) propulsor(es), e tem um valor de estimado próximo de 0,0025. Seguindo a função da 3.1.32, o tempo de aceleração, t_a e a distância S_a , de baixa velocidade V_1 até a velocidade alta V_2 , podem ser escritas, respectivamente, conforme as Equações 3.1.33 e 3.1.34:

$$t_a = \int_{V_1}^{V_2} \frac{M_v \delta V}{\left(\frac{T_p i g i_0 \eta_t}{r d} \right) - M_v g f_r - \left(\frac{1}{2} \rho_a A_f C_d V^2 \right)} dV, \quad (3.1.33)$$

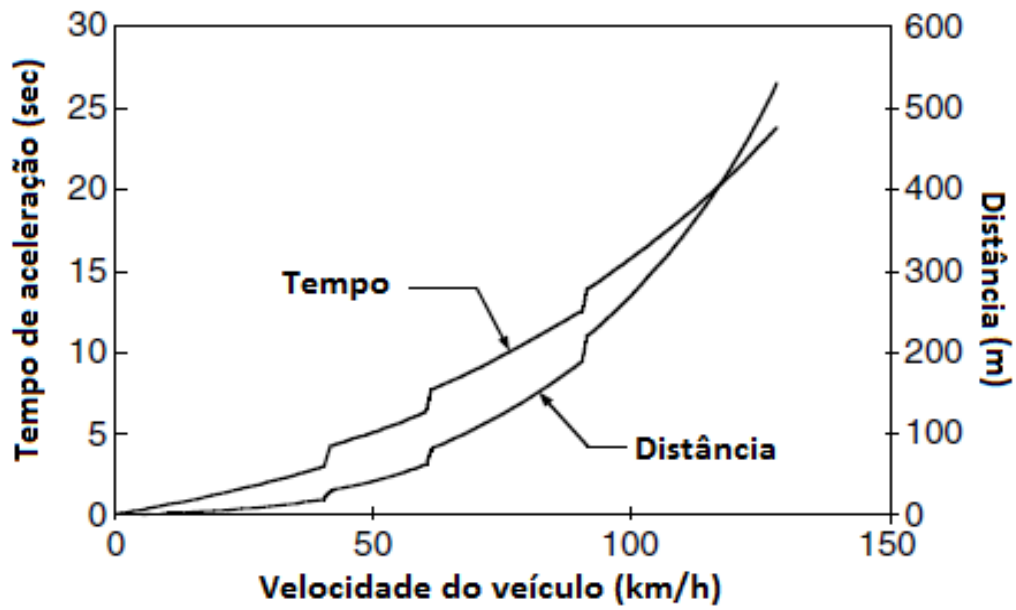
e

$$S_a = \int_{V_1}^{V_2} \frac{M_v \delta}{\left(\frac{T_p i g i_0 \eta_t}{r d} \right) - M_v g f_r - \left(\frac{1}{2} \rho_a A_f C_d V^2 \right)} dV, \quad (3.1.34)$$

Em 3.1.33 e 3.1.34, o torque do propulsor, T_p , é uma função da velocidade que por sua vez é uma função da velocidade do veículo e a relação de transmissão. Isso dificulta a solução analiticamente; portanto, métodos numéricos são geralmente usados a critério de cálculo. As Figuras 37 e 38 mostram o tempo de aceleração e

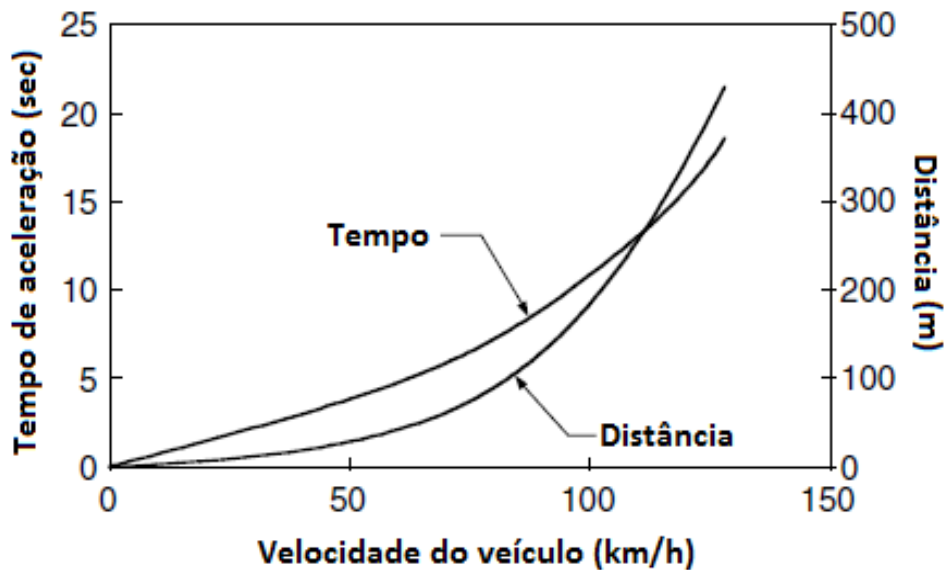
distância, juntamente com a velocidade do veículo, para um motor a gasolina e um veículo elétrico movido a máquina elétrica, respectivamente.

Figura 37: Tempo de aceleração e distância ao longo da velocidade do veículo para um carro de passeio movido à gasolina utilizando uma transmissão de quatro marchas



Fonte: (EHSANI *et al.*, 2018)

Figura 38: Tempo de aceleração e distância ao longo da velocidade do veículo para um carro de passeio movido motor elétrico utilizando uma transmissão de uma marcha



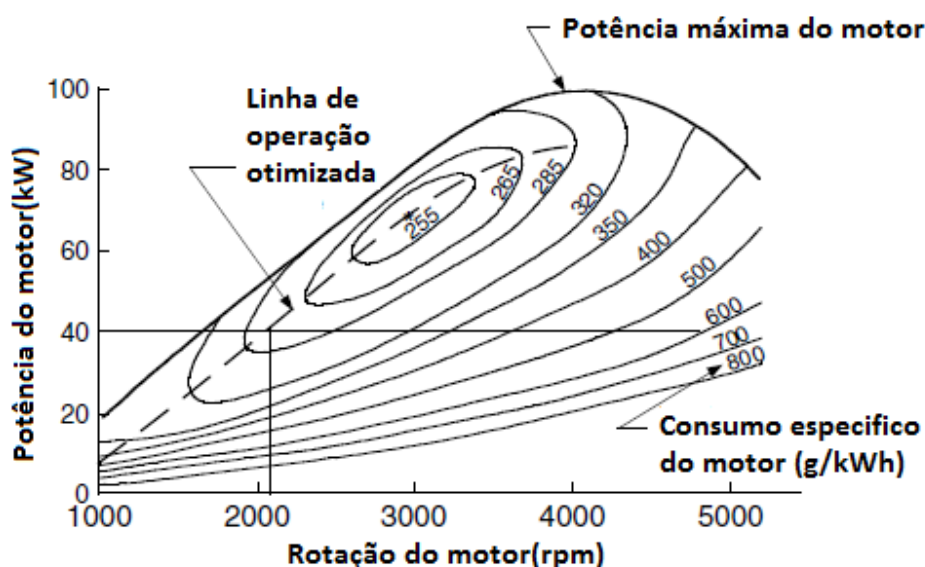
Fonte: (EHSANI *et al.*, 2018)

3.1.8. Cálculos de economia de combustível para motores à combustão interna e elétricos

A economia de combustível de um veículo é avaliada pela quantidade de consumo de combustível a cada 100 quilômetros de distância percorrida [litros/100 km], quilometragem por galão de combustível [milhas/galão], que é usado atualmente nos EUA ou por porcentagem de ganho de consumo com relação a um referencial. O veículo depende de vários fatores, incluindo características de consumo de combustível do motor, número de marchas e relações, resistência do veículo, velocidade do veículo e condições de operação.

A economia de combustível de um motor de combustão interna é geralmente avaliada pela quantidade de combustível por [kWh] de energia, que é referido como o consumo específico de combustível em [g/kWh]. A característica básica de economia de combustível de um motor a gasolina é mostrada na Figura 39. O consumo de combustível é bem diferente de um ponto de operação para outro. Os pontos de operação ideais são próximos aos pontos de plena (borboleta aberta em cem por cento). A rotação do motor também tem uma influência significativa na economia de combustível. Com uma determinada potência, o consumo de combustível é geralmente menor em baixa velocidade do que em alta velocidade.

Figura 39: Características de economia de combustível aplicado a motores de combustão interna



Fonte: (EHSANI *et al.*, 2018)

A economia de combustível do veículo pode ser calculada encontrando a potência da específica e o consumo específico de combustível do MCI. A potência do motor é sempre igual à potência resistiva do veículo, conforme a Equação 3.1.35:

$$P_e = \frac{V}{\eta_t} \left(F_g + F_f + F_w + M_v \delta \frac{dV}{dt} \right), \quad (3.1.35)$$

A Equação 3.1.35 pode ser escrita como a Equação 3.1.36:

$$P_e = \frac{V}{1000\eta_t} \left(M_v g \sin(\theta) - M_v f_r' \cos(\theta) - \frac{1}{2} \rho A_f C_d (V + V_w)^2 + M_v \delta \frac{dV}{dt} \right), \quad (3.1.36)$$

A rotação do motor, relacionada com a velocidade do veículo e relação de transmissão, pode ser expressa como a Equação 3.1.37:

$$N_e = \frac{30Vig_i0}{\pi r d}, \quad (3.1.37)$$

Após o cálculo da potência e rotação do motor em 3.1.36 e 3.1.37, o valor do consumo específico de combustível, g_e , pode ser encontrado no gráfico das características de economia de combustível do motor, conforme mostrado na Figura 39. A taxa de consumo de combustível pode ser calculada pela Equação 3.1.38:

$$Q_{fr} = \frac{P_e g_e}{1000 \gamma_f}, \quad (3.1.38)$$

Em que g_e é o consumo específico de combustível do motor em [g/kWh] e γ_f é a densidade de massa do combustível em [kg/L]. O consumo total de combustível a uma distância total, S , a uma velocidade de cruzeiro constante, V_{cc} , é obtido através da Equação 3.1.39:

$$Q_s = \frac{P_{e} g_e S}{1000 \gamma_f V_{cc}}, \quad (3.1.39)$$

Os pontos de operação de um motor variam se considerada uma velocidade constante do veículo, quanto maior a relação de marcha, maior o consumo. Isso indica que o motor tem uma eficiência operacional muito menor em marcha baixa do que em marcha alta. Esta é a razão pela qual a economia de combustível de um veículo pode ser melhorada atuando na calibração da transmissão. Deve-se notar que, devido a complexidade da operação do veículo no mundo real, o consumo de combustível em velocidade constante não pode representar com precisão o consumo de combustível para um veículo em condições reais de direção. Assim, vários ciclos de acionamento foram desenvolvidos para simular condições reais de direção. Os ciclos de condução são geralmente representados pela velocidade do veículo, juntamente com o tempo de condução relativo, assim como os ciclos de condução urbana e rodoviária do EAP FTP75 usado nos EUA.

Para calcular o consumo de combustível em um ciclo padrão, o consumo total de combustível pode ser obtido pela soma do consumo de combustível em cada intervalo de tempo, Δt_i , conforme a Equação 3.1.40.

$$Q_{tc} = \sum_i \frac{P_{ei} g_{ei}}{1000 \gamma_f} \Delta t_i, \quad (3.1.40)$$

Em que P_{ei} é a potência média do motor no i -ésimo intervalo de tempo em [kW], g_{ei} é o consumo médio específico de combustível do motor no i -ésimo intervalo de tempo em [g/kWh], e Δt_i é o i -ésimo intervalo de tempo em [h]. Este cálculo pode ser realizado por um método numérico usando um programa de computador adequado e ele é feito pelos medidores de consumo localizados junto aos dinamômetros usados para homologação.

3.1.9. Determinação das incertezas combinadas e expandidas

Como a análise inicial desse trabalho possui medições em um sistema veicular real, foi necessário um desenvolvimento matemático estatístico das incertezas presentes nas mesmas, incertezas essas que podem influenciar o resultado final. O objetivo de uma medição é obter um valor para uma grandeza específica, um mensurando. O resultado dessa medição é uma aproximação ou uma estimativa para o valor dessa grandeza, sendo assim, o resultado de uma medição só estará completo se acompanhado de uma incerteza relativa a essa estimativa do valor do resultado. O resultado de uma medição, mesmo após a correção de erros sistemáticos, pode estar muito próximo do valor real da grandeza, mas também pode ter uma incerteza grande associada a esse valor. O erro aleatório aparece quando uma medição é repetida diversas vezes, nas mesmas condições e obtêm-se variações nos valores medidos. Esse erro aleatório do valor medido pode ser estimado através de métodos estatísticos e caracterizado por meio de desvio padrão da amostra experimental (TREVAS, 2017)

Para determinação da potência da roda através da análise dinâmica do dinamômetro de chassi, o veículo automotivo é acelerado desenvolvendo as quatro primeiras marchas sob aceleração máxima e o sistema de controle e aquisição de dados mede a velocidade dos rolos inerciais. Neste caso, utilizando-se o princípio do dinamômetro de inércia, a potência da roda pode ser determinada através da aceleração dos rolos. Em seguida, o motor é desengatado, em ponto morto (PM), e os rolos são desacelerados até a sua parada total devido aos arrastos de rolagem, transmissão, rolamentos e todos os elementos de acionamento do veículo ainda engatados. Desta forma, a potência dissipada pode ser determinada. A potência da roda somada à potência dissipada é igual à potência do motor (BOSCH, 2001).

Dentre as formas de expressar a incerteza de uma medição, pode-se fazê-la em termos da incerteza padrão, da incerteza combinada ou da incerteza expandida. A incerteza que corresponde à estimativa equivalente a um desvio padrão da ação deste efeito sobre a indicação de um dado efeito aleatório é a incerteza padrão $[\mu d]$. Considerando a ação simultânea de todas as fontes de incerteza e ainda correspondendo a um desvio padrão da distribuição resultante, a incerteza combinada $[\mu c]$ de um processo de medição é estimada. A incerteza expandida $[U]$ associada a um processo de medição é estimada a partir da incerteza combinada

multiplicada pelo coeficiente *t-Student* apropriado e reflete a faixa de dúvidas ainda presente nesta medição 96 para uma probabilidade de enquadramento definida, que geralmente é de 95% (TREVAS, 2017).

Para análise das incertezas segundo a norma NBR6601, dividiu-se a incerteza padrão de medição em duas formas, sendo elas, a resultante das medições diretas e a das medições indiretas. As análise das medições diretas são divididas em tipo A e em tipo B, divisão essa necessária para avaliarmos as incertezas provenientes de diferentes fontes, sendo que ambas as classificações são baseadas em distribuições de probabilidades. A incerteza do tipo A, é a componente da incerteza atribuída a repetitividade dos resultados de medições sucessivas efetuadas sob as mesmas condições de medição. Essa incerteza é utilizada sempre que o certificado de calibração não estiver disponível e for necessário calcular a incerteza a partir de várias medições do mensurando. Para a obtenção da incerteza padrão tipo A foi dividido o valor do desvio padrão das medições realizadas pela raiz quadrada do número de medições. A incerteza padrão do tipo B é baseada em um conjunto de informações previamente conhecidas, incerteza que para esse trabalho é baseada em certificados de calibração. Eles geralmente informam o valor de uma incerteza expandida, que deverá ser transformada em incerteza padrão antes de ser utilizada para que alguma combinação seja feita, caso nenhuma informação esteja disponível sobre a distribuição da incerteza expandida, é utilizada uma distribuição retangular e um fator de abrangência de $k = 2$ para o cálculo da incerteza padrão. A incerteza padrão combinada é obtida ao se utilizarem incertezas individuais associadas às grandezas de entrada em um modelo de medição (PORTAL ACTION, 2018).

Para os cálculos da Incerteza do tipo A (IN_A), a Equação 3.1.41:

$$DP = \sqrt{DP^2} = \sqrt{\sum_{o=1}^n \frac{(oi - \bar{o})^2}{n - 1}}, \quad (3.1.41)$$

Sendo que DP é o desvio padrão amostral, oi é o valor de cada leitura \bar{o} é a média das leituras e n é o número de repetições de cada leitura. A incerteza combinada da repetitividade é obtida através da Equação 3.1.42:

$$INaC = \frac{DP}{\sqrt{n}},$$

(3.1.42)

As incertezas do tipo B podem ser:

- 1- Incerteza combinada de um equipamento (*IcEquip*) – é a incerteza expandida que vem informada no certificado de calibração do equipamento, dividida pelo fator de abrangência.
- 2- Incerteza combinada da resolução do indicador (*IcResol*) – ela se divide com relação ao tipo de equipamento. Para indicadores digitais ela é dada pela divisão da resolução pela raiz de três. Para indicadores analógicos ela é calculada pela razão da menor divisão da escala pela raiz de seis.

Além dos valores das incertezas A e B, para análise de homologação os valores de incertezas relacionados à análise dos gases (incerteza do gás de calibração, incerteza da linearidade da curva de calibração, incerteza combinada da divisora de gás e incerteza combinada da repetitividade da análise), à amostragem (incertezas relacionadas à umidade absoluta, incerteza relacionada ao volume da amostragem, incerteza relacionadas à razão de diluição), ao dinamômetro, às massa de THC, CH₄, CO, CO₂ e NO_x, devem ser levadas em conta. Para esse trabalho, os dados calculados das incertezas dos parâmetros podem ser vistos nas Tabelas 5 e 6.

Tabela 5 – Incerteza expandida máxima dos parâmetros indicados.

Grandeza	Incerteza Expandida máxima
Incerteza relacionada a autonomia	± 0,868 (km/l)
CVS Vol (FAT_Corr.20°C)(m³)	± 0,87%
Fator de correção da umidade	± 0,97%
Consumo específico indicado	± 0,9 g/kW.h
Consumo de combustível (Balança)	± 1,16 g/kW.h
Torque Indicado	± 0,28 N.m
Potência Indicada	± 0,07 N.m
Rotação (Encoder AVL)	± 2 (rpm)

Fonte: (TREVAS, 2017) MODIFICADO por Matheus Oliveira

Tabela 6 – Incerteza expandida dos parâmetros resultantes de medições indiretas

Grandeza	Incerteza Expandida máxima
Torque Lido	$\pm 1,69\%$
Torque Corrigido	$\pm 1,71\%$
Potência Lida	$\pm 1,69\%$
Potência Corrigida	$\pm 1,77\%$
Fator de correção	$\pm 0.24\%$

Fonte: (TREVAS, 2017)

3.2. Veículo utilizado

O veículo selecionado foi um FIAT UNO Sporting 1.3 8V FLEX, por ser fabricado na região onde está sendo desenvolvido o projeto, por ter uma alta eficiência de consumo de combustível, além de um médio custo de mercado. O mesmo foi avaliado por vários institutos de pesquisa e revistas no país como um dos melhores custo x benefício da categoria. Sendo assim, um potencial muito grande para eletrificação, por se tratar de um carro pequeno e com um propulsor de baixa cilindrada onde a adição de um propulsor extra pode gerar um ganho de consumo de combustível relativo mais perceptível, além de melhorar a dirigibilidade em caso de utilização de câmbio automatizado.

3.2.1. Características do motor à combustão utilizado

Para realização desse trabalho foi utilizado um motor *downsizing* comercial de quatro cilindros em linha equipado com injeção indireta de combustível, naturalmente aspirado. São apresentados a seguir, segundo a (FCA Database,2018) os critérios de seleção do motor a combustão utilizado para a simulação e a justificativa para a escolha de cada um.

- Motor de 1332 centímetros cúbicos, que possui um design baseado em torque, que possibilita um maior torque em regiões de baixas rotação, além de possuir uma relação peso x potência satisfatório para o projeto.

- O Firefly reduz o atrito a baixas temperaturas usando um óleo de baixa viscosidade (0W20).
- A facilidade de manutenção e disponibilidade de peças no mercado é outro ponto positivo para o motor.
- Motor capaz de operar com gasolina (E22) e etanol (E100). Necessário para que o modelo seja o mais similar ao real.

Na Figura 40, têm-se uma representação do motor a combustão que foi selecionado para os testes experimentais. Um dos diferenciais desse motor é que para veículos com sistema de “*Start-stop*”, o mesmo vem com um alternador inteligente, que recarrega a bateria enquanto o veículo está desacelerando para evitar o desperdício de energia na geração de eletricidade, assim como também desabilita temporariamente o carregamento do alternador quando a demanda de energia é maior. Essa tecnologia foi utilizada no desenvolvimento do modelo de simulação, com intuito de aproximar o consumo real que foi medido com o consumo calculado pela base matemática do simulador.

Figura 40: Fotos do exterior de um modelo Motor 1.3 8V ‘Firefly’ 2017



1.3 litros 'Firefly'
é usado no UNO 2017

Fotos FIAT no site: allpar.com

Fonte: (FIREFLY, 2017)

A partir dessas características, o motor “*FIREFLY*” 1.3 8 V foi selecionado como base para o modelo de simulação. Uma descrição das principais características técnicas desse motor pode ser vista na Tabela 7.

Tabela 7 – Características do MCI

Tipo do motor	4 Cilindros em Linha, 2 válvulas por cilindro, aspirado, injeção indireta de combustível.
Número de cilindros	04 em linha
Posição	Transversal
Cilindrada total / unitária	1332,00 [cc] / 330,0 [cc]
Diâmetro x Curso	70,0 x 86,5 [mm]
Ciclo - Tempos	OTTO – 04
Taxa de compressão	13,2 : 1
Aspiração	Natural
Bloco (material)	Alumínio
Cabeçote (material)	Alumínio

Fonte: Ficha técnica UNO Sporting 1.3 GSE MY’ 2017

O motor foi desenvolvido com base em torque, com a potência máxima chegando em velocidades mais baixas que outros projetos da empresa, o objetivo foi a melhoria da dirigibilidade – esse foi um dos motivos para usar cilindros e “*runners*” mais longos. O filtro de óleo é acessível facilmente, posicionado à frente do veículo e integrado ao sub-bloco, com o suporte do ar-condicionado sendo usado como proteção contra detritos da estrada. A vareta de óleo está integrada na tampa e passa dentro do motor, evitando vazamento de óleo. O comando de válvulas foi projetado para durar pelo menos 200 mil quilômetros.

O “*Firefly*” usa um comando de válvulas com variador de fase controlado eletronicamente (eixo de comando continuamente variável). No motor, ele foi desenvolvido para ser capaz de atrasar a abertura/fechamento em até 60 graus [algumas fontes indicam 40 graus], de modo que o motor pode usar o ciclo *Miller* (mais comumente chamado de ciclo *Atkinson* modificado e normalmente usado apenas por híbridos) em cargas baixas, e mudar para o ciclo Otto quando necessário (como a *Audi* faz). A válvula só é retardada durante cargas parciais, portanto, não deve haver problema com a detonação com a taxa de compressão de 13,2: 1. Sob plena carga, o comando se ajusta de acordo e o motor funciona como um ciclo *Otto* normal. Em critérios de dirigibilidade, quando o motorista solta o acelerador, como na grande maioria dos motores, há altas perdas por bombeamento, consequentemente altas perdas de eficiência. O “*Firefly*”, nessas situações, altera o eixo da comando de válvula para atrasar a abertura da válvula, o que reduz as perdas por bombeamento. Como resultado, a empresa indica uma queda de até 7% no consumo de combustível.

Tabela 8 – Resultados do MCI

Detalhes do motor	Características do sistema/ valores
Torque Máximo	134,35 [Nm]
Volume	1332 [cm ³]
Potência máxima	101 [cv]
Rotação Máxima	6400 [rpm]
UCE	10 GF Marelli
Peso	79 [kg]

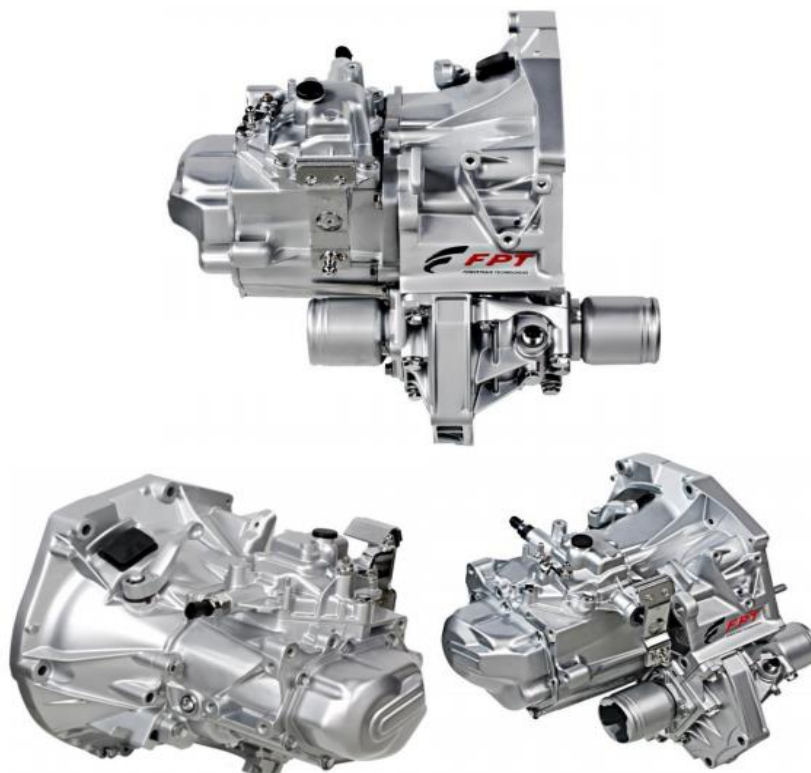
Fonte: Ficha técnica UNO Sporting 1.3 GSE MY' 2017

A Tabela 8 apresenta os dados dos resultados do “*Firefly*” que são divulgados na ficha técnica do veículo para criação dos modelos de simulação de correlação e híbrido. Eles foram diretamente utilizados dentro do componente ‘*Motor*’ no modelo de simulação que será discutido posteriormente nesse trabalho.

3.2.2. Características da Transmissão utilizada

O veículo em questão pode utilizar transmissão manual ou automatizada. Para o programa de simulação a única diferença entre ambas deve ser feita com relação aos pontos de troca, se ele seguirá a lógica de trocas por mapa de trocas ou se seguirá a requisição de torque do motorista. Sendo assim, o câmbio original do veículo é do modelo C510 da FPT que pode ser manual ou automatizado, modelo esse que é apresentado na Figura 41. A diferença de uma para outra, é que a automatizada possui uma unidade de controle eletrônico de transmissão e recebe algumas modificações na estrutura física da transmissão, como adição de um atuador que responde aos comandos da unidade, além de componentes externos acoplados a mesma, como a montagem automatizada da Marelli, que nada mais é que um robô que faz as seleções de marcha. Tratando-se de veículo, o automatizado não possui a alavanca de câmbio que é trocada por botões similares aos automáticos e o pedal de embreagem que é substituído pelo robô que faz o controle da mesma.

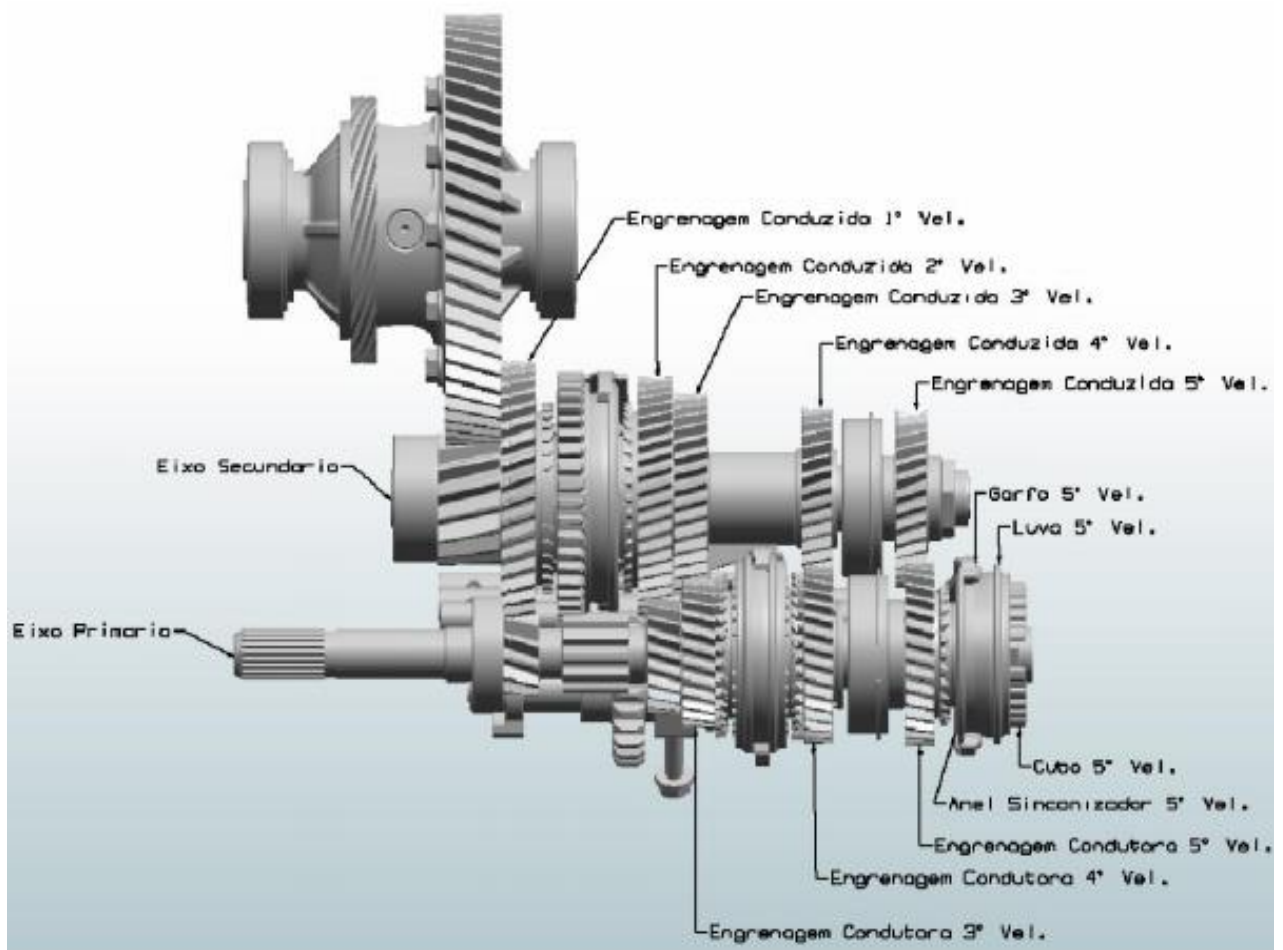
Figura 41: Fotos do exterior da transmissão C510 da FPT



Fonte: (FPT, 2018)

A caixa de transmissão possui uma distância entre-eixos de 181[mm], máximo torque de entrada de 206[Nm], comprimento de 395[mm] e 36[kg] de massa. Trata-se de um câmbio original manual/automatizado de 5 velocidades. Todas essas informações foram utilizadas dentro do modelo na parte 'Transmission', levando em consideração os respectivos valores de eficiência por relação no valor de aproximadamente 97%. Os valores das relações de transmissão utilizados serão expostos na Tabela 9, assim como o tipo de embreagem utilizada e o tipo de tração. O diferencial será analisado no próximo capítulo desse trabalho 3.2.3. A Figura 41, e Figura 42, apresentam representações gráficas do exterior da caixa de transmissão e a montagem interna da transmissão, respectivamente.

Figura 42: Montagem interna da transmissão C510 da FPT



Fonte: (HAIM, 2011)

Todos os dados da Tabela 9 foram retirados da ficha técnica do veículo selecionado, para análise do projeto a marcha ré foi desconsiderada. Os valores informados foram aplicados dentro do simulador.

Tabela 9 – Características da transmissão C510

Transmissão	Tração	Dianteira com juntas homocinéticas
Embreagem	Tipo	Monodisco a seco e comando hidráulico
	Diâmetro do disco	200,0 [mm]
	Mola de desacionamento	Tipo chapéu chinês
Câmbio	Número de marchas	05 a frente e 01 a ré
Relações de marcha	1 ^a	4,273 (47/11)
	2 ^a	2,316 (44/19)
	3 ^a	1,444 (39/27)
	4 ^a	1,029 (35/34)
	5 ^a	0,795 (31/39)

Fonte: Ficha técnica UNO Sporting 1.3 GSE MY' 2017

3.2.3. Características do diferencial utilizado

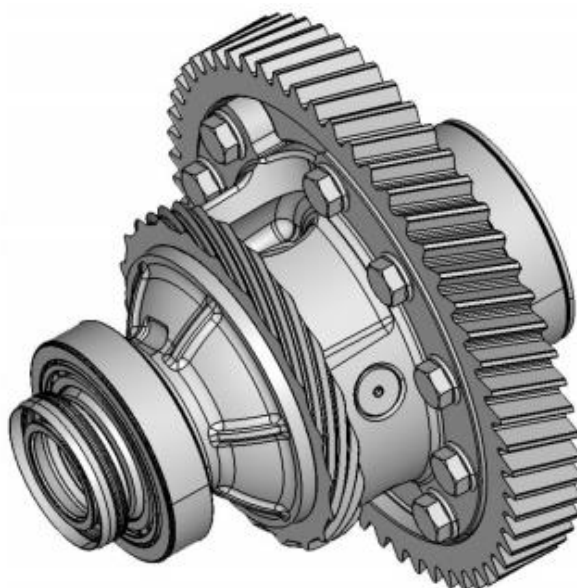
O diferencial utilizado na transmissão C510 da FPT, que é apresentado na Figura 43 é embutido na carcaça da transmissão e apresenta redução de acordo com a Tabela 10. Para o projeto eletrificado, deve-se analisar a capacidade mecânica do diferencial citado, dado que ele terá um esforço bem maior que num veículo normal, o que pode acarretar em quebra prematura, se o mesmo não for novamente dimensionado e/ou validado.

Tabela 10 – Características da diferencial

Diferencial	Posição	Incorporado a caixa de câmbio
	Grupo de Redução	Coroa e pinhão com dentes helicoidais
	Relação de redução	3,933 (59/15)

Fonte: Ficha técnica UNO Sporting 1.3 GSE MY' 2017

Figura 43: Diferencial da transmissão modelo C510 da FPT



Fonte: (HAIM, 2011)

Os cálculos de desempenho para criação do veículo híbrido foram feitos com intenção de utilizar a relação do diferencial. No caso, uma relação foi criada com intuito de multiplicar o potencial do motor elétrico.

3.2.4. Características das rodas/pneus utilizados

As rodas utilizadas são de liga leve com pneus 185/60 R15 88H/84H. As relações de pressão de enchimento serão apresentadas na Tabela 11.

Tabela 11 – Características da transmissão C510

Rodas	6,0 x 15'' em liga leve / Estepe em chapa 6,0 x 15''	
Pneus	Tipo	185/60 R15 88H 185/60 R15 84H
	Pressão de enchimento	
	Em média carga	Rodas dianteiras/traseiras: 2,2 [kg/cm ²] – 32 [lb/pol ²]
	Em plena carga	Rodas dianteiras/traseiras: 2,2 [kg/cm ²] – 32 [lb/pol ²]

Fonte: Ficha técnica UNO Sporting 1.3 GSE MY' 2017

3.2.5. Medições e características aerodinâmicas do veículo

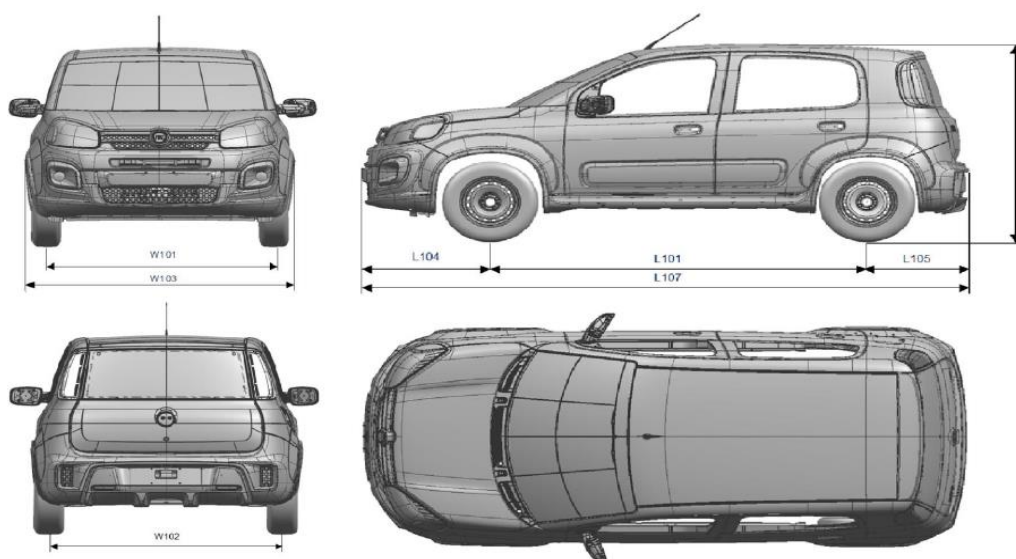
Nesse capítulo serão apresentados as medidas do veículo, conforme as Tabelas 12 e 13 e a Figura 44, assim como as características de desempenho informadas pelo fornecedor que estão dispostas na Tabela 14. Esses dados serão utilizados de base no modelo e serão dispostos junto com os pneus no 'Vehicle'.

Tabela 12 – Medidas do veículo

Medidas	Comprimento (L103)	3820,0 [mm]
	Largura da Carroceria (W103)	1673,0 [mm]
	Altura veículo vazio	1487,0 [mm]
	Distância entre eixos (L101)	2376,0 [mm]
	Balanço dianteiro (L104)	804,7 [mm]
	Balanço traseiro (L105)	639,3 [mm]
	Ângulo de Entrada	23,4°
	Ângulo de Saída	19,3°
	Bitola dianteira (W101)	1430,0 [mm]
	Bitola traseira (W102)	1420,0 [mm]

Fonte: Ficha técnica UNO Sporting 1.3 GSE MY' 2017

Figura 44: Referência para medidas



Fonte: Ficha técnica UNO Sporting 1.3 GSE MY' 2017

A Tabela 12 apresenta todas medidas do UNO, referenciadas na Figura 44. Os pesos estão apresentados na Tabela 13.

Tabela 13 – Pesos dos veículos discretizados

Pesos	Tipo	Total
FIAT UNO SPORTING 1.3 8V FLEX MY'2017	Std A	1055 [kg]
	Std C	1455 [kg]
FIAT UNO SPORTING 1.3 8V FLEX MY'2017 DUALOGIC	Std A	1063[kg]
	Std C	1463[kg]

Fonte: Ficha técnica UNO Sporting 1.3 GSE MY' 2017

Como anteriormente informado, para simulação do modelo a diferença entre os pesos dos veículos manual e automatizado é muito próxima, o que influencia muito pouco no resultado final dos cálculos. A relação de peso/potência informada pela montadora é apresentada na Tabela 14, comprovando que a relação dos veículos por combustível é muito próxima.

Tabela 14 – Relação peso vs potência

Pesos	Combustível	Total
FIAT UNO SPORTING 1.3 8V FLEX MY'2017	E22	10,45 [kg/cv] - ABNT 14,3 [kg/kW] - ABNT
	E100	9,68 [kg/cv] - ABNT 13,2 [kg/kW] - ABNT
FIAT UNO SPORTING 1.3 8V FLEX MY'2017 DUALOGIC	E22	10,52 [kg/cv] - ABNT 14,4 [kg/kW] - ABNT
	E100	9,75 [kg/cv] - ABNT 13,3 [kg/kW] - ABNT

Fonte: Ficha técnica UNO Sporting 1.3 GSE MY' 2017

3.3. Aquisição dos dados

Para se avaliar um motor ou veículo automotivo, deve ser possível comparar o desempenho dos mesmos, logo, um sistema de aquisição de dados (DAQ) é requerido para tal função (ATKINS, 2009). A aquisição, validação, manipulação, visualização e armazenamento dos dados deve ser uma das principais preocupações de um laboratório de motores (ASAD *et al.*, 2011).

Para criação do modelo base de simulação, foi necessária a medição de um veículo em condições normais de temperatura e pressão que são utilizados para homologação. Para tal, foi utilizado um dinamômetro de chassis, uma unidade central de controle eletrônico de motor e um sistema de comunicação ETAS 590 apresentado na Figura 46 desse trabalho. O teste foi realizado em laboratório certificado com apoio da FCA group Betim.

3.3.1. Dinamômetro de chassis

O dinamômetro é o elemento mais importante de um laboratório de motores pois é uma ferramenta que permite a determinação de torque e potência mecânica, além de dados de consumo de combustível, taxas de emissões de gases de combustão, entre outros parâmetros (BETTES *et al.*, 2008). O dinamômetro de chassis, representado na Figura 45, serve para avaliar o desempenho dos veículos levando-se em consideração os mais variados fatores ambientais, como: a velocidade e a direção do vento, a temperatura, a subida e a descida de ladeiras, entre outros. Ele é um dispositivo capaz de medir diretamente as forças que atuam nas rodas de um veículo automotivo, sendo usado para análise de perdas de energia e validações. Alguns desses equipamentos possuem versões que são controladas por computador, o que os torna capaz de simular a condução sob condições reais (WAGER *et al.*, 2014).

Esse tipo de dinamômetro funciona posicionando as rodas de acionamento do veículo na parte superior de um rolo, que, durante o funcionamento, é utilizado para dissipar e medir a potência mecânica fornecida pelas rodas do veículo (BETTES *et al.*, 2008). O rolo resiste à força das rodas graças a um freio dinamométrico (elétrico, hidráulico ou de fricção) ou usando a própria inércia do veículo (BETTES, 2010). Dinamômetros de chassi que operam com freios dinamométricos são

instrumentados para medir torque e velocidade de rotação do rolo, enquanto que, dinamômetros de inércia devem ser instrumentados para medir somente velocidade de rotação e não medem o torque, sendo a potência e o torque obtidos através da relação entre potência, torque e velocidade (BETTES *et al.*, 2008).

Figura 45: Exemplo de dinamômetro de chassi



Fonte: (VIANA, 2011).

Em algumas configurações mais complexas, um sistema de controle assume a condução do veículo, usando o acelerador e atuadores de freio e, em outras aplicações, um motorista realiza as ações de condução durante o teste (NI, 2009). Os testes em veículos automotivos são normalmente realizados em dinamômetros de chassi, pois o ambiente é estável, com clima controlado e livre de trânsito. Apesar de esses testes serem realizados segundo procedimentos estáveis, permitindo a comparações entre veículos, eles nem sempre refletem as condições das estradas reais, ou como os veículos irão se comportar na prática (WAGER *et al.*, 2014).

Para esse trabalho, foi utilizado o dinamômetro de chassi “Zoellner 48” Compact, que possui analisadores “AVL AMA I60 iGEM” para veículos. A norma usada para validação do consumo para esse dinamômetro é a NBR7024 e o sistema que faz o balanço de controle e amostragens é o “AVL CVS I60”. Lembrando que, todos os equipamentos utilizados nesse trabalho foram disponibilizados pela *Fiat*

Chrysler Automobiles durante a fase de desenvolvimento de projetos relacionada do veículo em questão.

3.3.2. Unidade central de controle eletrônico do motor - UCE

A unidade central de controle eletrônico do motor tem como função determinar a quantidade exata de combustível a ser injetada e controlar o sistema de ignição eletrônica, com base nas informações que recebe de todos os componentes do sistema. Os sensores captam os sinais necessários para que a central faça os cálculos de injeção e ignição. Já os atuadores, são dispositivos comandados pela central que controlam as diversas variáveis necessárias para o perfeito funcionamento do motor. Assim, a quantidade de combustível injetada é dosada através do tempo de abertura dos eletro-injetores, e também é responsável pelo gerenciamento de outros sinais de saída que influenciam diretamente no perfeito funcionamento do sistema (TREVAS, 2017).

Existem vários sistemas de gerenciamento eletrônico programáveis disponíveis no mercado, a diferenciação entre eles é feita a partir dos softwares e tecnologias aplicadas a cada central. Dentre eles destacam-se *MoTec*, *PI-Innovo*, *Autronic*, *Fueltech*, *Bosch*, *Continental* e *Haltech* (LIMA, 2017). Para os testes experimentais foi utilizada uma unidade central de controle de desenvolvimento fabricada pela Magneti Marelli que é utilizada para testes e depois vendida comercialmente numa versão de produção. Essa unidade de controle e software foram escolhidos para esse trabalho por estarem disponíveis na montadora, além da grande gama de funções disponíveis nela, permitindo que todas as variáveis necessárias para a realização desse trabalho pudessem ser adquiridas (TREVAS, 2017).

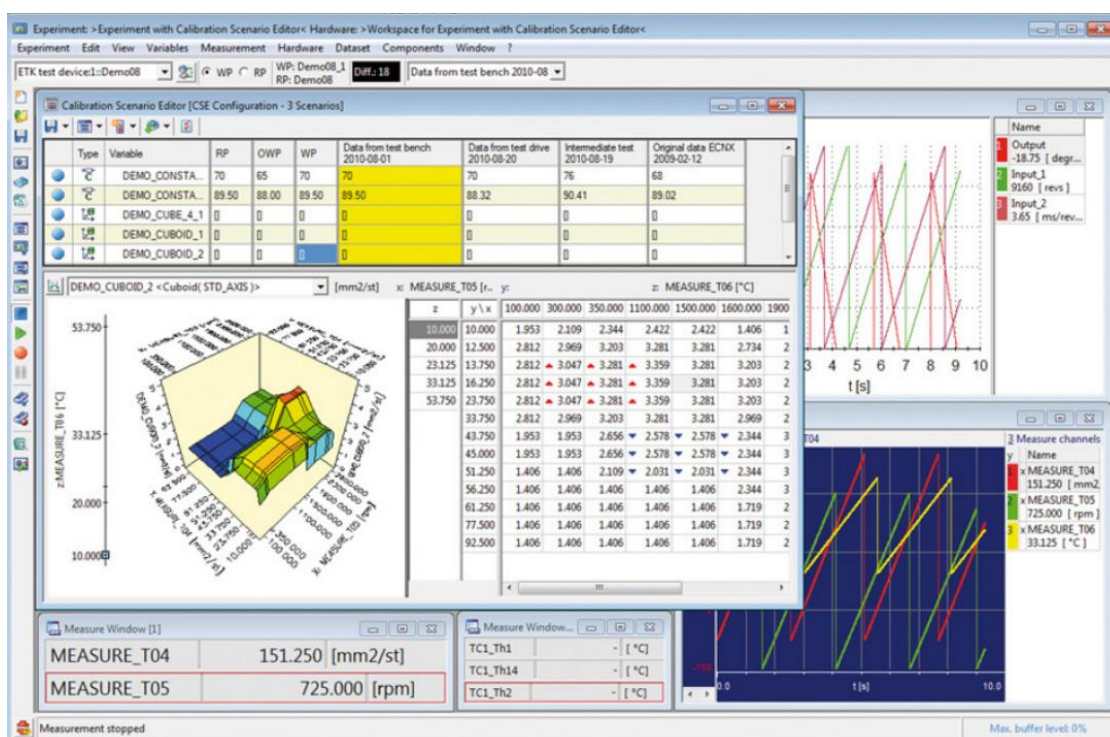
Figura 46: Fotografia do ES590 que foi utilizado



Fonte: (TREVAS, 2017).

Foi necessário então utilizar o equipamento ES590 da ETAS representado na Figura 46, que mede os valores da central de desenvolvimento (como consumo de combustível no tempo) e funciona como uma interface entre a UCE e o software INCA® da ETAS, apresentado na Figura 47 que é utilizado para tarefas de calibração e de aquisição de dados.

Figura 47: Representação do experimento no software INCA®



Fonte: (INCA, 2018)

3.4. Eletrificação do veículo

O trabalho consiste em analisar o ganho potencial na eletrificação de um veículo de passeio utilizando modelos de simulação e medições reais de um veículo real. Para tal, foi necessária a criação de uma nova relação de transmissão com intuito de multiplicar o torque produzido pelo motor elétrico e criar a possibilidade da utilização de um motor elétrico de menor capacidade. Os próximos capítulos desse trabalho irão apresentar os cálculos de desempenho objetivos do veículo híbrido, assim como cada componente em específico.

3.4.1. Características do motor elétrico idealizado

Para o trabalho idealizou-se a utilização de um motor elétrico *BOSCH* (BRS), apresentado na Figura 48, com capacidade de geração e regeneração de 48 [V]. A máquina elétrica parece um gerador convencional tal qual um motor de partida, no entanto ele é diferente pois reúne as quatro funções novas do BRS em um pacote inovador de alta tecnologia.

A seguir estão dispostos alguns critérios que foram muito relevantes na seleção do mesmo:

- Motor elétrico de 48 volts de dimensões pequenas (o que facilita o posicionamento e acoplamento dele em sistemas auxiliares) que opera com uma bateria auxiliar de 12 volts (o que dispensa a necessidade de um grande pacote de baterias, que aumenta o peso do conjunto e atrapalha na relação de peso vs potência do veículo, conseqüentemente na relação de consumo de combustível).
- Não necessita uma proteção de alta voltagem por possuir menos de 60 volts.
- O BRS utiliza o momento do veículo para armazenar uma grande parte da energia cinética da frenagem na bateria de íons de lítio, onde a recuperação e transmissão de energia é direcionada para o sistema elétrico do veículo. Apenas com a conversão da energia cinética em energia elétrica, o consumo de combustível pode ser reduzido em até 7%.
- A máquina elétrica fornece torque adicional, o que significa maior conforto e facilita uma aceleração dinâmica, o que ajuda muito em situações de trânsito e retomadas.

Os dados característicos da máquina elétrica estão apresentados na Tabela 15 desse trabalho. O motor possui um valor alto de eficiência, o pico de torque é apresentado em baixas rotações, a capacidade de regeneração é alta para o tamanho do motor e seu peso relativo é baixo, o que facilita a utilização aumentando muito pouco a relação de peso do veículo aplicado.

Figura 48: Motor elétrico BRS Bosch®



Fonte: (BOSCH, 2018)

Tabela 15 – Características do ME

Tipo do motor	BRS – Sistema de recuperação BOSCH
Eficiência	Maior que 88%
Torque máximo	56 [Nm]
Capacidade de regeneração	11,5 [kW] com 48 [V]
Potência mecânica em retomadas	9,7 [kW] com 48 [V]
Peso	8,5 [kg]
Dimensões [raio x comprimento]	148 x 169 [mm]

Fonte: (BOSCH, 2018)

O motor da *Bosch - BRS* foi escolhido dado sua facilidade de integração ao sistema propulsor assim como na transmissão, seu potencial de ganho de consumo e a sua disponibilidade/facilidade de implementação no mercado brasileiro (analisando a capacidade produtiva pro mercado latino americano). A Figura 48 mostra como é a estrutura física do componente, que pode ser adaptado modificando o eixo de saída da máquina elétrica de acordo com a necessidade. Para projetos futuros, caso surja a oportunidade de construção de um protótipo, o ideal é trocar o sistema de saída que é feito para acoplamento de uma polia e colocar um de engate para engrenagens.

3.4.2. Características do conversor idealizado

Para o modelo, foi idealizado a utilização da unidade de conversão de energia de um conversor bidirecional de 48/12 [V] DC/DC. A PCU é baseada em um conceito de conversor patenteado e fornece uma conexão altamente eficiente e confiável entre o novo subsistema elétrico de veículo de 48 [V] e o sistema elétrico convencional de veículo de 12 [V]. A principal tarefa da PCU é fornecer energia elétrica ao sistema elétrico do veículo de 12 [V], que é gerado e armazenado no lado de 48 [V.] Graças a sua estrutura compacta e vedada, a PCU pode ser instalada em vários locais, inclusive no compartimento do motor. A Figura 49 mostra como é a estrutura física do componente, que pode ser acoplado a qualquer estrutura próxima ao propulsor à combustão ou na própria estrutura física do veículo de acordo com a necessidade de acoplamento. A Tabela 16 apresenta as características do conversor, valores esses que são aplicados na simulação.

Figura 49: Conversor DC/DC Bosch®



Fonte: (BOSCH, 2018)

Tabela 16 – Características do Conversor DC/DC

Tipo do conversor	Bidirecional multifásico BOSCH
Eficiência	Maior que 96%
Tensão nominal	48/12 [V]
Saída nominal	Contínua até 3 [kW] na tensão nominal
Potência mecânica em retomadas	9,7 [kW] com 48 [V]
Peso	2,7 [kg]
Dimensões	220 x 183 x 75 [mm]

Fonte: (BOSCH, 2018)

3.4.3. Cálculo da relação de transmissão e desempenho objetivo do VEH

Os cálculos de desempenho para criação do veículo híbrido foram feitos utilizando como base as Equações dinâmicas apresentadas no capítulo 3.1 desse trabalho. A configuração escolhida para análise do trabalho, foi uma híbrida paralela três, onde a máquina elétrica é posicionada após o eixo de saída da transmissão, diretamente ligada no diferencial do veículo. No caso, uma relação de transmissão foi criada com intuito de multiplicar o torque do motor elétrico dada a necessidade dinâmica (em alguns pontos, a idéia é usar o motor elétrico para movimentar o veículo), assim como facilitar o acoplamento do mesmo na transmissão, tornando viável aplicação em trabalhos futuros.

Para tal, definiu-se objetivos de desempenho para o veículo como velocidade máxima que ficou em 160 quilômetros por hora por tratar-se de um carro de passeio e os limites de velocidade das vias no Brasil corresponderem a 110 quilômetros por hora. Define-se também o valor mínimo de aceleração para chegar a 20 quilômetros por hora utilizando apenas o propulsor elétrico, que é de no mínimo 3 segundos. A capacidade de vencer rampas somente com o ME ficou definida como 17% de rampa. Foi criada uma Tabela dinâmica onde foi calculado todos os valores de aceleração e velocidade relativas, aplicando-se diferentes relações de transmissão, que serão apresentados nas Tabelas 17, 18 e 19, os valores de torque, potência e potência líquida são referenciados à máquina elétrica.

Tabela 17 – Cálculos de relação de transmissão - 1 tentativa

Relação	rpm[ME]	0	1000	2000	2250	2500	3000	18000
2.80	Velocidade[Km/h]	0,00	10,33	20,67	23,25	25,83	31,00	186,00
	Torque ME [Nm]	56,00	52,00	39,00	37,00	35,00	31,00	7,00
	Potência ME [cv]	0,00	7,41	11,11	11,86	12,47	13,25	17,95
	Potência líquida [cv]	0,00	6,20	8,96	9,46	9,82	10,09	-94,63
	Rampa máxima [%]	15,68	14,42	10,36	9,72	9,07	7,77	-12,20
	Aceleração [m/s ²]	1,33	1,23	0,89	0,83	0,78	0,67	-1.04
	Tempo de 0 a 20	2,4 segundos			x	x	x	x

Fonte: próprio autor

O primeiro valor de relação foi de 2,8. Ele foi descartado pois não cumpriu alguns dos pré-requisitos anteriormente mencionados. O valor de rampa máxima é de 15,68%, que é menor que o exigido e a velocidade máxima de 186 quilômetros

por hora é maior que o objetivo, o que pode gerar problemas na máquina elétrica, com isso esse valor foi reprovado.

Tabela 18 – Cálculos de relação de transmissão - 2 tentativa

Relação	rpm[ME]	0	1000	2000	2250	2500	3000	18000
4.58	Velocidade(km/h)	0,00	6,31	12,63	14,21	15,79	18,94	113,67
	Torque ME [Nm]	56,00	52,00	39,00	37,00	35,00	31,00	7,00
	Potência ME [cv]	0,00	7,41	11,11	11,86	12,47	13,25	17,95
	Potência líquida [cv]	0,00	6,39	9,42	10,01	10,47	10,99	-12,24
	Rampa máxima [%]	26,94	24,79	18,02	17,00	15,97	13,93	-2,57
	Aceleração [m/s ²]	2,24	2,07	1,53	1,44	1,36	1,19	-0,22
	Tempo de 0 a 20	1,7 segundos						

Fonte: próprio autor

O segundo valor de relação foi de 4,58. Ele foi descartado, dado que não cumpriu um dos pré-requisitos. O valor velocidade máxima é de 113,67 quilômetros por hora, sendo bem menor que o valor objetivo, com isso essa relação foi reprovada.

Tabela 19 – Cálculos de relação de transmissão - 3 tentativa

Relação	rpm[ME]	0	1000	2000	2250	2500	3000	18000
3.31	Velocidade(km/h)	0,00	8,74	17,49	19,67	21,86	26,23	157,38
	Torque ME [Nm]	56,00	52,00	39,00	37,00	35,00	31,00	7,00
	Potência ME [cv]	0,00	7,41	11,11	11,86	12,47	13,25	17,95
	Potência líquida [cv]	0,00	6,27	9,15	9,69	10,10	10,49	-52,92
	Rampa máxima [%]	18,82	17,33	12,55	11,80	11,06	9,56	-8,03
	Aceleração [m/s ²]	1,59	1,47	1,07	1,01	0,95	0,82	-0,69
	Tempo de 0 a 20	2,2 segundos					x	x

Fonte: próprio autor

Calculando os valores de relação possíveis, chegou-se a conclusão que é necessário uma relação de 3,31 entre a máquina elétrica e o diferencial. Esse valor de transmissão é utilizado dentro do modelo híbrido e é necessário para que o mesmo consiga vencer a inércia do veículo fazendo com que movimente sem o auxílio do MCI.

3.5. Definição dos modelos de simulação

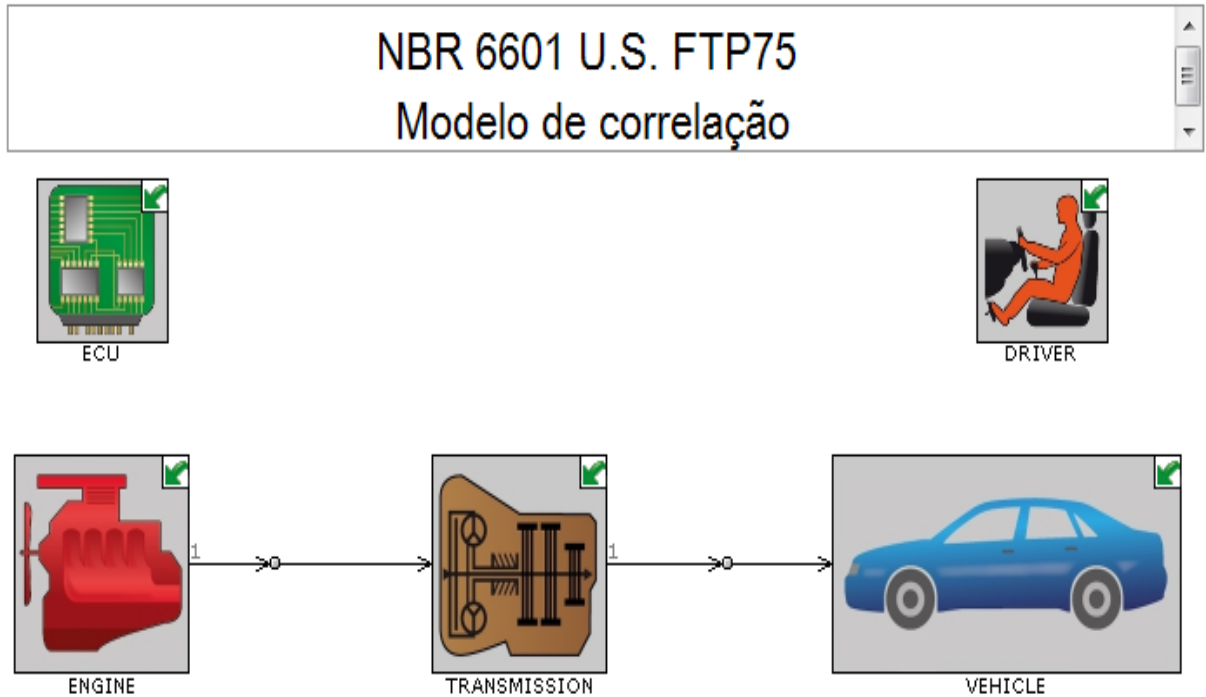
O modelo unidimensional foi desenvolvido na plataforma de softwares GT-Suíte[®] v2016, contendo o pacote de objetos para a modelagem veículos padrão do software. Para construção da análise comparativa, foi necessária a criação de dois modelos, um modelo de correlação e outro conceito híbrido usando o modelo de correlação validado para construção de um potencial. Ambos os modelos foram verificados utilizando como limitador o ciclo NBR 6601 U.S FTP75 que é o ciclo padrão de emissões e consumo de combustível para o mercado brasileiro. Eles foram desenvolvidos usando como ponto de partida o modelo *DYNAMIC-MT.gtm*, que se encontra na biblioteca do programa de simulação.

As simulações unidimensionais são relevantes para averiguar qualquer divergência dos dados experimentais, além da extrapolação de alguma medida que possa ser de difícil obtenção experimental, como também para a obtenção de alguns dados fornecidos experimentalmente com uma maior discretização angular. Essa maior discretização tem um impacto positivo quando importadas nas simulações tridimensionais. Todas essas simulações foram realizadas em computador com 4 processadores (modelo Intel i7), 16 Gb de memória RAM, HD de 1 Tb, sem placa de vídeo dedicada ou melhoria gráfica, o que facilita o uso mediante treinamento previo por profissionais não dedicados a área de simulação, tornando-se ferramenta básica em condições de melhoria de produto como anteriormente apresentado no capítulo de aspectos gerais.

3.5.1. Modelo de correlação

Foi desenvolvido um modelo unidimensional básico utilizando os dados do veículo apresentados no capítulo anterior, com intuito de analisar o consumo relativo e o desempenho aplicados a um veículo real. Para tal, foi criado um modelo de correlação, com objetivo de provar que utilizando mapas e variáveis de calibração reais, um modelo simples pode ser útil e levado em consideração na análise de melhorias potenciais, tanto nas fases de desenvolvimento, auxiliando os profissionais na atualização de determinadas variáveis, quanto nas fases de planejamento, reduzindo os custos associados ao projeto, reduzindo o tempo de entrega de determinada atividade. A Figura 50 apresenta como ficou o modelo.

Figura 50: Modelo de veículo criado na simulação

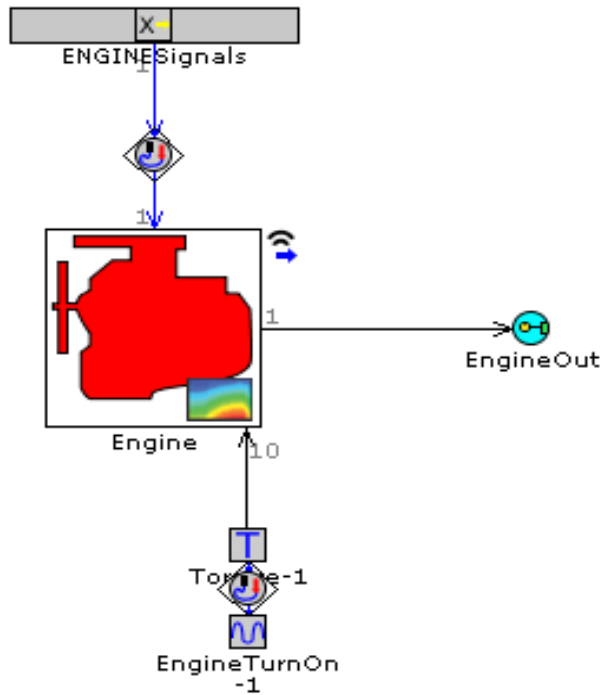


Fonte: próprio autor

A simulação consiste em avaliar o desempenho do veículo e as características dos componentes ligados ao motor de combustão interna para validar o modelo primário. Como apresentado na Figura 50 ele é subdividido em diversas partes sendo elas:

Engine (MCI) – É o componente propulsor da simulação, nele devem ser alocados todos os mapas e dados referentes ao motor de combustão interna do veículo, dados que foram apresentados no capítulo 3.2.1 desse trabalho. A Figura 51 demonstra como é feita a distribuição dos sinais ligados internamente ao mesmo, sendo que foi necessária a criação de uma requisição de torque para simular a função Start-Stop do veículo. É nesse componente que são colocados todos os mapas de calibração relacionados ao funcionamento básico do MCI. Quando o projeto já existe, alguns resultados de testes também podem ser utilizados, com intuito ampliar o grau de confiabilidade da simulação.

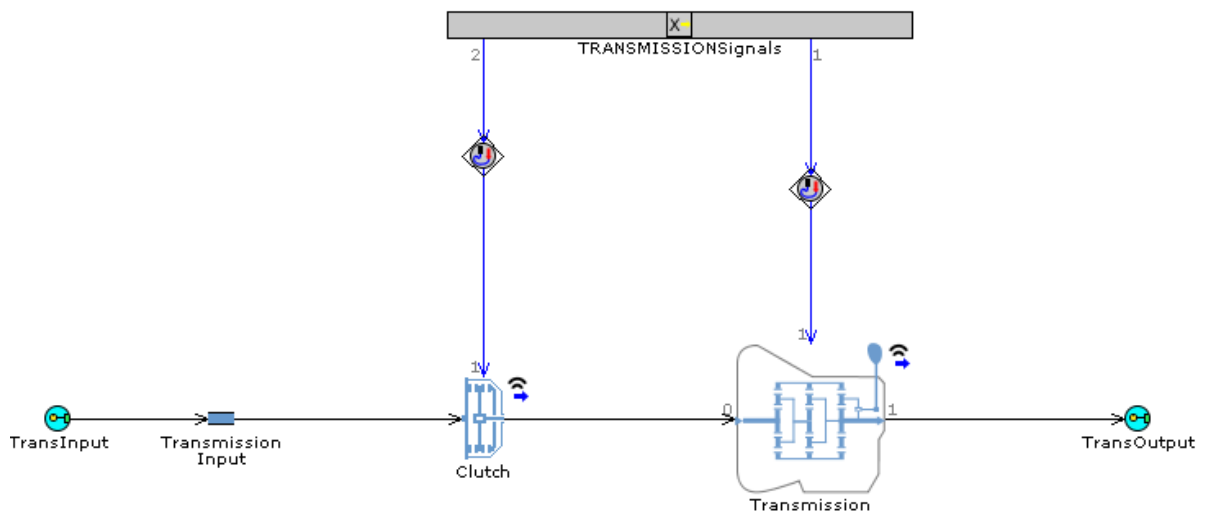
Figura 51: MCI na simulação



Fonte: próprio autor

Transmission (Transmissão) – É o componente transmissão da simulação, nele devem ser colocados todos os mapas e dados referentes à transmissão do veículo, dados que foram apresentados no capítulo 3.2.2 e 3.2.3 desse trabalho. A Figura 52 demonstra como é feita a distribuição das linhas de controle e a alocação de cada componente dentro da mesma.

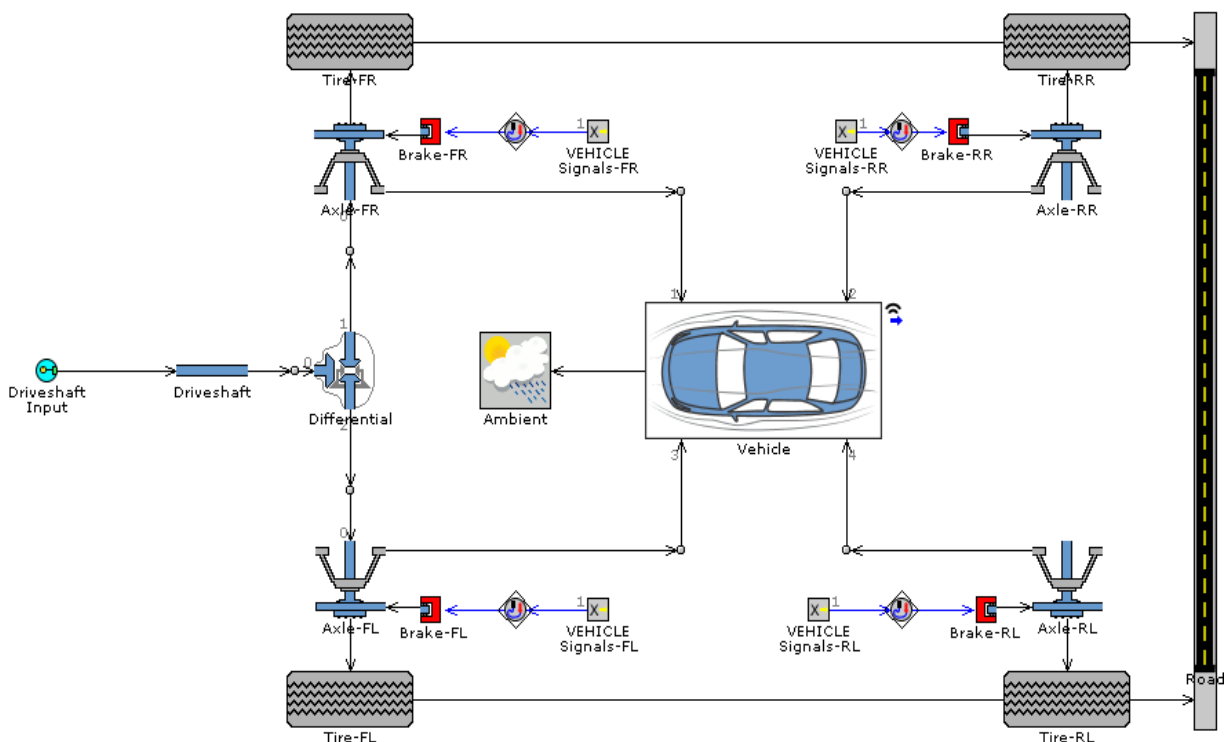
Figura 52: Transmissão na simulação



Fonte: próprio autor

Vehicle (Veículo) – É o componente veículo da simulação, nele devem ser colocados todos dados referentes ao veículo, como pneus, freios, peso, altura, entre outros dados que foram apresentados no capítulo 3.2.3, 3.2.4 e 3.2.5 desse trabalho. A Figura 53 demonstra como é feita a distribuição das linhas de controle e a alocação de cada componente dentro da mesma.

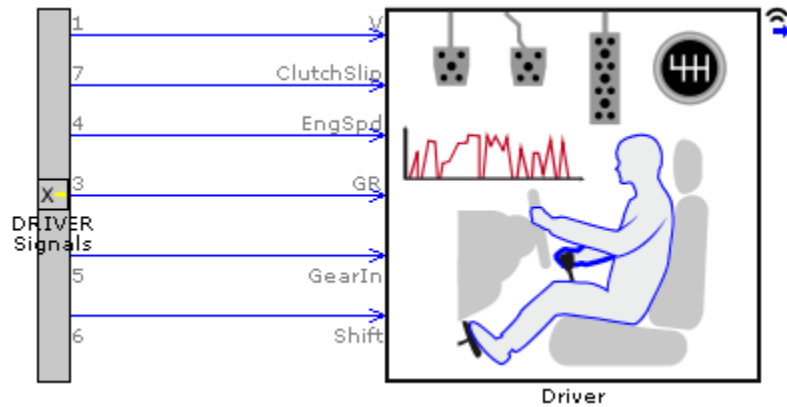
Figura 53: Veículo na simulação



Fonte: próprio autor

Driver (Motorista) – É o componente motorista da simulação, nele devem ser colocados todos sinais referentes ao motorista, como requisição de torque, pedal de acelerador. Esses dados devem ser colocados de acordo com o ciclo padrão para que a simulação possa convergir para um valor ótimo. A Figura 54 demonstra quais sinais foram utilizados para controlar o motorista.

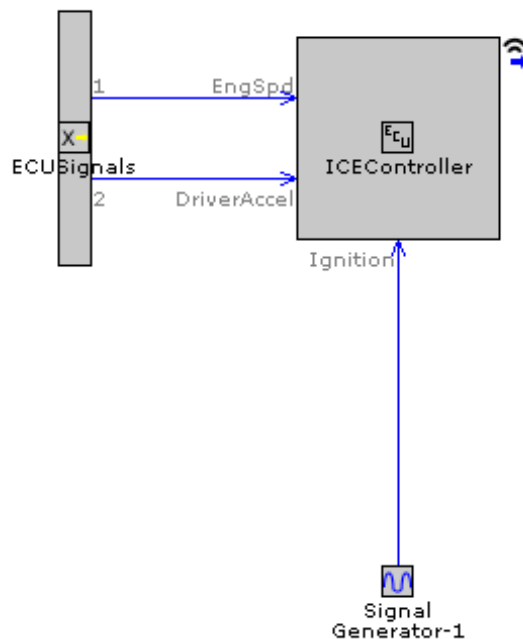
Figura 54: Motorista na simulação



Fonte: próprio autor

ECU (UCE) – É o componente unidade de controle eletrônico da simulação, nele devem ser colocados todos sinais referentes a UCE, como atraso para entrada de corte de combustível, valor de rotação máxima do motor, controle de rotação de *idle*. Os sinais de saída da UCE foram rotação do motor e posição de pedal do acelerador do motorista. A Figura 55 demonstra todos os sinais que foram utilizados para controlar o sistema.

Figura 55: UCE na simulação



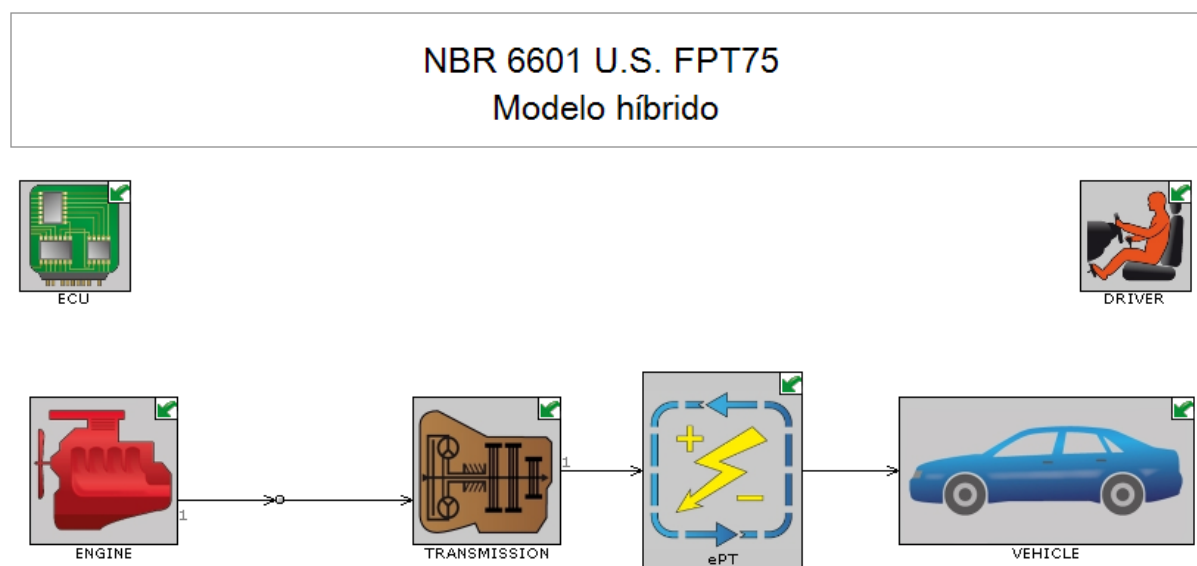
Fonte: próprio autor

O modelo foi todo desenvolvido levando em consideração o tempo de processamento, a complexidade do modelo e a porcentagem de erro associado, que será apresentado no capítulo de resultados desse trabalho.

3.5.2. Modelo Elétrico Híbrido

Com o modelo de correlação validado, foi criado um modelo híbrido para o mesmo veículo, conforme é mostrado na Figura 56. Como um dos objetivos específicos do trabalho era melhorar a perda de torque durante as trocas de marcha e utilizar um ME de pequeno porte para tal, foi necessário um estudo para avaliar qual melhor posicionamento do motor elétrico. Como a máquina elétrica deveria ter torque suficiente para movimentar o veículo sozinha, uma configuração paralela foi selecionada. A estrutura criada foi um híbrido paralelo P3, onde a máquina elétrica ficou posicionada após o eixo de saída do câmbio. O estudo apresentado no capítulo 3.4.3 desse trabalho, mostrou que é necessária a criação de uma nova relação de transmissão entre a máquina elétrica e o diferencial. No caso, a nova relação têm de ser acoplada ao diferencial e trabalhar em paralelo ao eixo de saída do câmbio.

Figura 56: Modelo híbrido criado na simulação

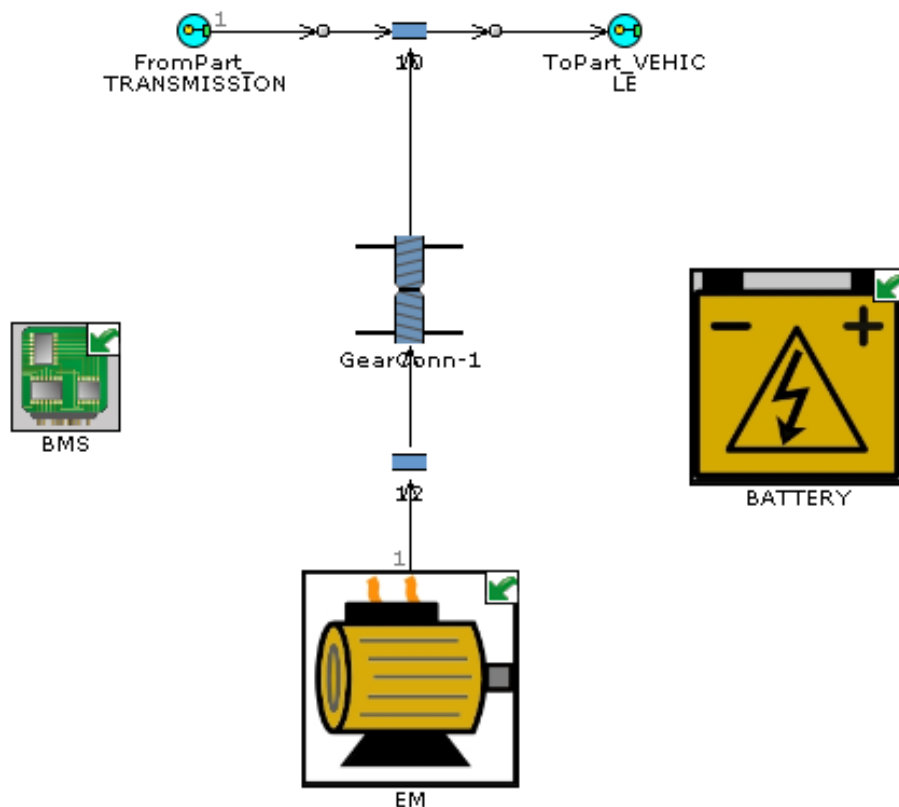


Fonte: próprio autor

O modelo híbrido recebeu algumas adaptações para que fosse possível adicionar o motor elétrico. Dentre eles, foi adicionado uma bateria auxiliar, um sistema controlador de baterias (BMS), uma nova requisição de torque foi criada no motorista e foi criada a nova estrutura ePT conforme mostrado na Figura 56. Os outros sistemas (MCI, Transmissão, UCE e Veículo) continuaram iguais ao modelo de correlação, com apenas algumas modificações no peso do veículo. Como objetivo é apresentar os ganhos potenciais para um veículo que está em produção, a principal função foi manter o condicionamento padrão do veículo existente adicionando as funções novas. Os sistemas adicionais podem ser observados a seguir.

ePT (ME + Baterias + BMS) – É o conjunto de componentes elétricos da simulação, nele estão dispostos todos os componentes necessários para a eletrificação do veículo. A Figura 57 demonstra como foi aplicada a nova relação de transmissão antes do motor elétrico e os sinais de entrada e saída do câmbio para o veículo.

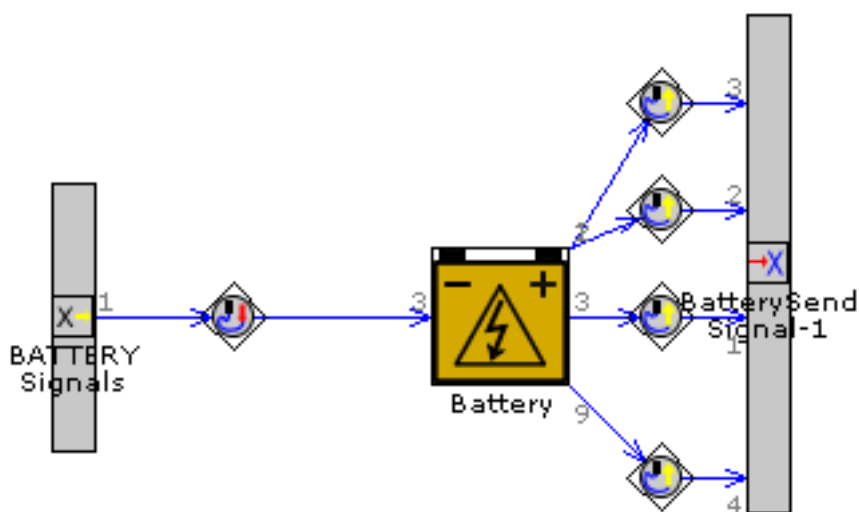
Figura 57: ePT para modelo híbrido criado na simulação



Fonte: próprio autor

Battery (Baterias) – É o sistema de baterias novo que é usado da simulação, nele estão dispostos todos os sinais e limitadores para as baterias auxiliares. A Figura 58 apresenta como estão dispostos esses sinais dentro da *battery*. Para o desenvolvimento do conceito, considera-se o estado de plena carga durante todo o ciclo.

Figura 58: Baterias para modelo híbrido criado na simulação



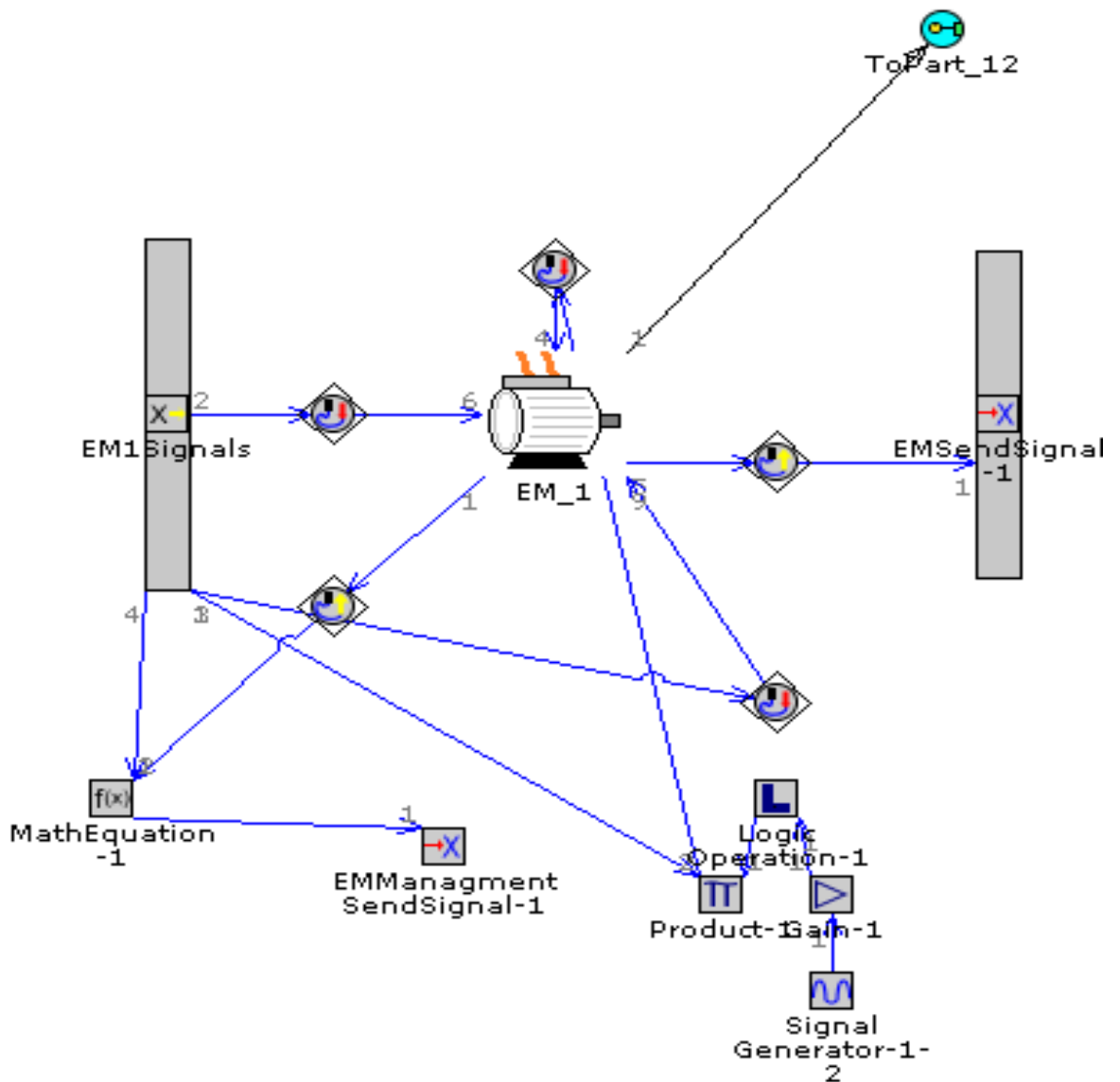
Fonte: próprio autor

EM (ME) – É o sistema de controle e o motor elétrico usados na simulação, neles estão dispostos todos os sinais e limitadores para o controle do motor elétrico. Os dados utilizados nele foram apresentados no capítulo 3.4.1 desse trabalho. A Figura 59 apresenta como estão definidos esses sinais dentro do *EM*. Para tal, utiliza-se o gerenciamento de controle por torque, potência e eficiência do motor elétrico, sendo os limitadores definidos por velocidade do veículo. A gestão de energia dos VEH é muito importante para os resultados do consumo de combustível do veículo em ciclos de condução, ela é determinada segundo a configuração dos propulsores, o estado de carga da bateria e a operação do motor. A literatura apresenta diferentes estratégias baseadas em testes dinâmicos e de bancada para utilização dos mapas de potência e torque da máquina/motor elétrico para melhoria do desempenho.

Neste trabalho, analisou-se a influência de um método heurístico para otimizar o controle entre o MCI e a Máquina Elétrica. O controle foi otimizado através

de um algoritmo desenvolvido para melhorar o consumo de combustível do motor ao ciclo padrão da conduta brasileira NBR6601. A Estratégia de Minimização de Consumo Equivalente (*Equivalent Consumption Minimization Strategy - ECMS*) é um método heurístico para abordar os problemas de controle ótimos, e tem demonstrado ser uma solução eficaz para o problema de gerenciamento de energia de VEH. O ECMS baseia-se na noção de que, em veículos elétricos híbridos de sustentação de carga, a diferença entre o estado inicial e final da carga da bateria é muito pequena, insignificante em relação à energia total utilizada, selecionando as melhores condições para funcionamento/entrada do ME.

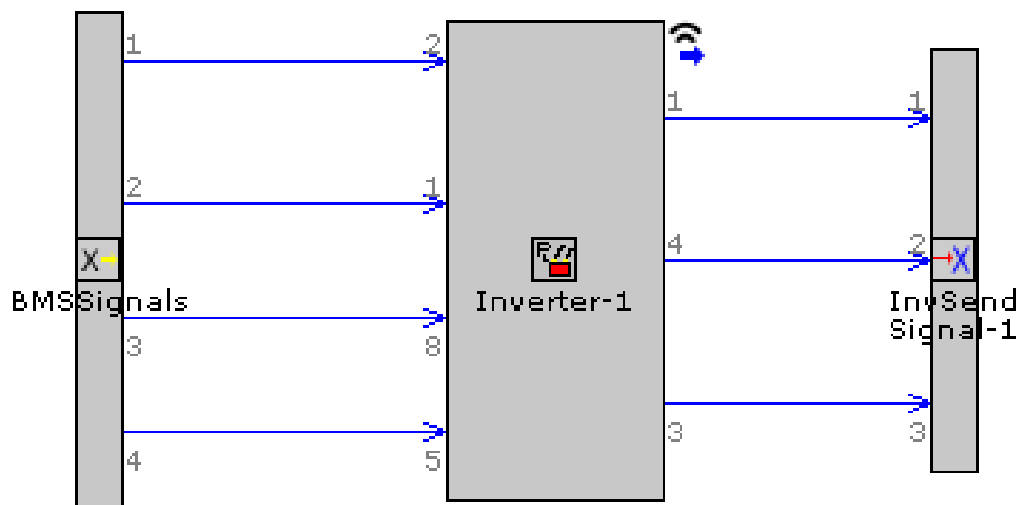
Figura 59: ME para modelo híbrido criado na simulação



Fonte: próprio autor

BMS (Sistema de controle e conversão de baterias) – É o sistema de controle e conversão de energia das baterias para o veículo usado na simulação, nele estão dispostos todos os sinais para o controle do conversor/inversor. Os dados utilizados nele foram apresentados no capítulo 3.4.2 desse trabalho. A Figura 60 apresenta como estão dispostos esses sinais dentro do *BMS*.

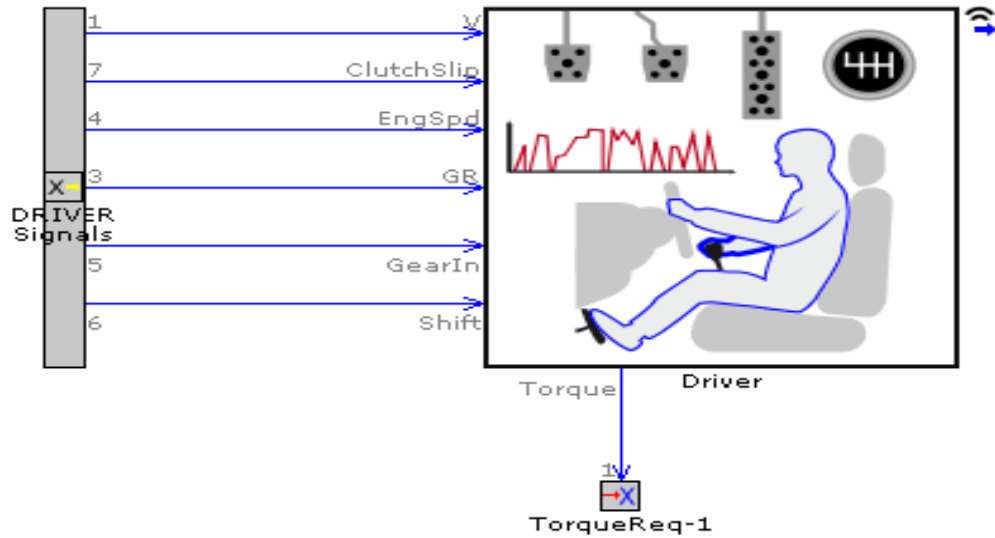
Figura 60: BMS para modelo híbrido criado na simulação



Fonte: próprio autor

Driver (Motorista) – É o componente motorista da simulação, nele devem ser colocados todos sinais referentes ao motorista, como requisição de torque, pedal de acelerador. No modelo híbrido foi adicionada uma nova requisição de torque, onde força a entrada do motor elétrico em determinadas situações, como em arrancadas. A Figura 61 demonstra quais sinais foram utilizados para controlar o motorista. O perfil do ciclo é definido dentro do motorista, durante a simulação, deve-se selecionar qual o perfil de pedal do motorista, assim como qual ciclo o mesmo deve seguir. As requisições de torque serão advindas dele, tanto relacionadas ao motor elétrico, quanto ao motor de combustão interna.

Figura 61: Motorista para modelo híbrido criado na simulação



Fonte: próprio autor

Os mapas de torque e potência do motor elétrico ficaram alocados dentro do EM_1. Assim como o modelo de correlação, o modelo híbrido foi todo desenvolvido levando em consideração o tempo de processamento, a complexidade do modelo e a porcentagem de erro associado, que será apresentado no capítulo de resultados desse trabalho.

4. ANÁLISE DE RESULTADOS

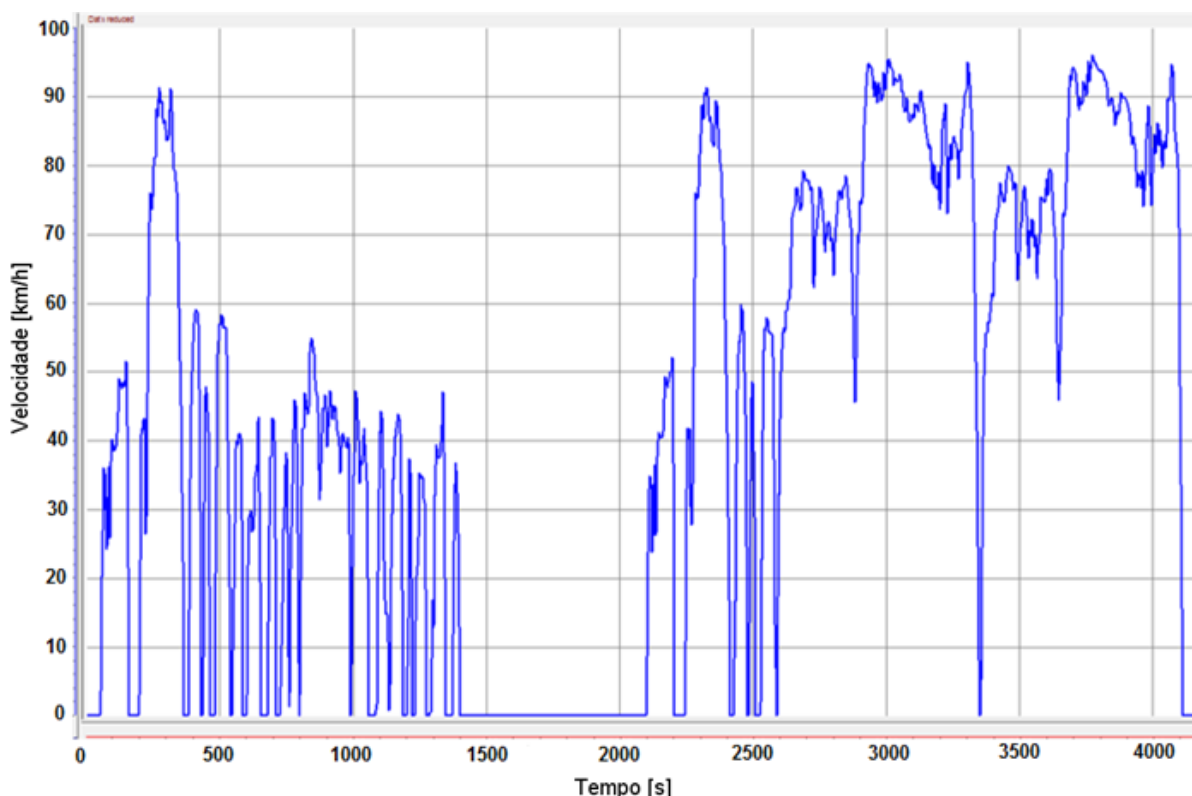
Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos na prova experimental e nas simulações, assim como suas análises específicas. Considerando que o combustível usado é gasolina (E22) tanto na medição do veículo quanto nos modelos de simulação e o perfil de dirigibilidade aplicada é o utilizado por norma NBR6601 U.S. FTP75. A análise é feita considerando as três primeiras fases do ciclo de consumo mais a fase de estrada (Assim como nos ciclos de homologação) . O perfil de trocas de marcha, a perda de velocidade e torque associada durante as trocas de marcha, além da somatória do consumo em cada ponto será apresentado de forma a correlacionar o que foi medido com o que foi calculado pelos modelos.

4.1. Resultados das medições no veículo

O teste dinâmico inicia-se com a fase de “*Warm up*” ou pré-aquecimento do veículo, definida como primeira fase do ciclo. O laboratório é estabilizado em 23 [°C] de temperatura ambiente e o veículo condicionado de forma que todos os componentes iniciem o teste à mesma temperatura. O combustível é anteriormente analisado em laboratório de forma a garantir a qualidade e confiabilidade objetiva para a prova.

Durante o teste, o veículo alcança velocidade média de 34,02 [km/h], com valor máximo de 96,00 [km/h], pode-se observar o perfil de velocidade medido durante o teste na Figura 62, que foi medida pela unidade de controle eletrônico do veículo que utiliza o sensor de velocidade e as respostas da rede CAN para gerar a medição. O eixo Y da aquisição representa a velocidade medida em quilômetros por hora e o eixo X é o tempo de duração da medição. A linha azul é a velocidade medida do veículo. Com a aquisição de dados feita e tratada como software MDA, é possível verificar que o perfil de velocidade gerado condiz com o ciclo padrão anteriormente discutido no capítulo 2.4 desse trabalho, sendo cumpridas as regras de homologação baseadas na NBR6601.

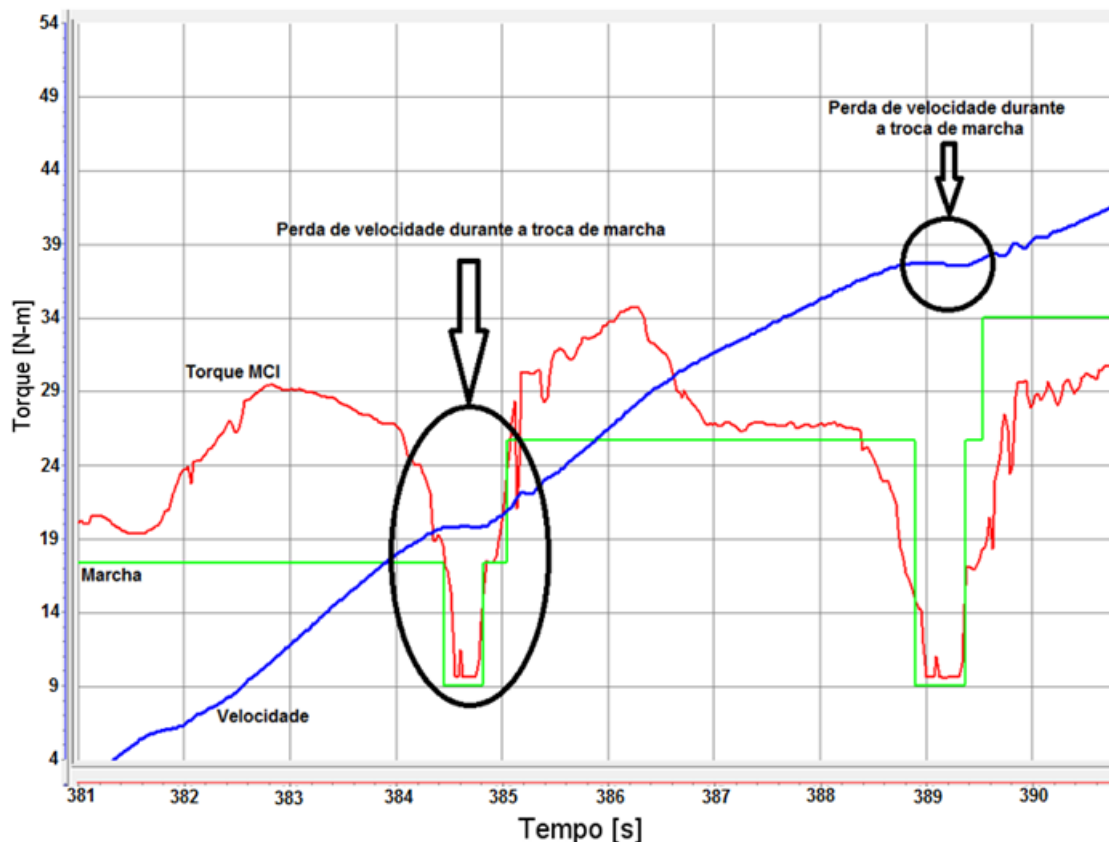
Figura 62: Perfil de velocidade medido no teste



Fonte: próprio autor

A descontinuidade de torque durante as trocas de marcha em veículos que possuem transmissões manuais ou automatizadas é gerada devido a abertura da embreagem para o acoplamento das engrenagens internas do câmbio, o que resulta numa perda de velocidade e desaceleração do veículo. De acordo com índices de qualidade automotivos, essa é uma das principais reclamações de clientes relacionadas aos câmbios automatizados se comparado aos câmbios automáticos convencionais (que possuem conversor de torque). Esse perfil pode ser observado na Figura 63, onde durante as trocas de marcha o torque do motor(em vermelho) reduz drasticamente e a velocidade (em azul) que estava aumentando devido a solicitação do motorista, fica constante, sendo possível a perda de velocidade em alguns trechos de maior derivada.

Figura 63: Perfil de perda de velocidade durante trocas de marcha



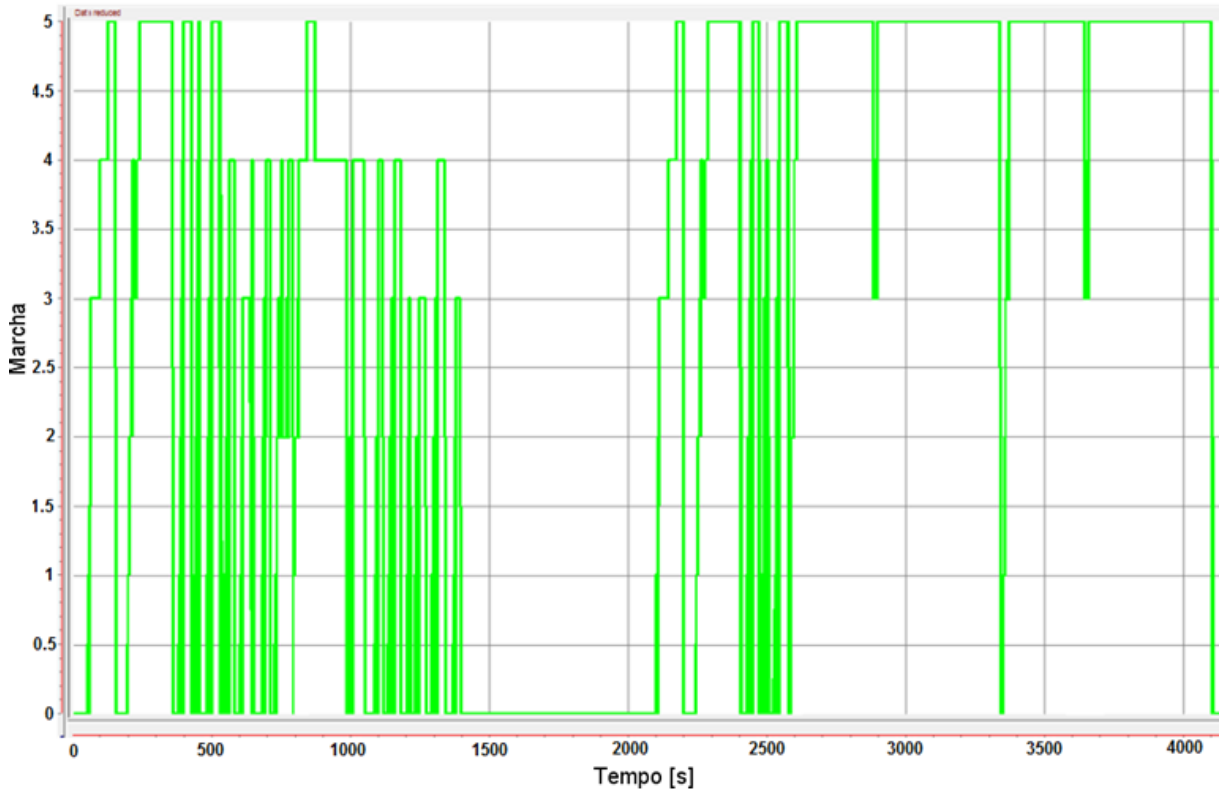
Fonte: próprio autor

O eixo Y da Figura 63 representa os valores de velocidade e o eixo X é o tempo exato quando acontece a manobra na medição. As linhas azul, verde e vermelha são, respectivamente, velocidade do veículo em quilômetros por hora, marcha engatada e torque do motor à combustão interna. Outro importante comportamento ligado a análise de desempenho, é o perfil de trocas de marcha, que é utilizado para garantir que determinada marcha está corretamente engatada e correlacionada a velocidade do veículo. Ele garante que o veículo tenha o torque necessário nas rodas, durante manobras e situações específicas.

Em câmbios automáticos, as trocas de marcha são controladas por uma UCE de transmissão, que lê vários parâmetros que transitam na rede de comunicação interna do veículo (rede CAN) e associam esses valores de acordo com seu *software* interno para controlar as marchas em suas diferentes situações. Normalmente as tabelas dos pontos de troca de marcha na calibração de câmbios automáticos são controladas por velocidade e percentual de pedal de acelerador, ou torque, o que

facilita a criação de perfis de troca de marcha diretamente ligados à velocidade do veículo. A Figura 64 mostra o perfil de trocas de marcha medido no ciclo.

Figura 64: Perfil de trocas de marcha do veículo



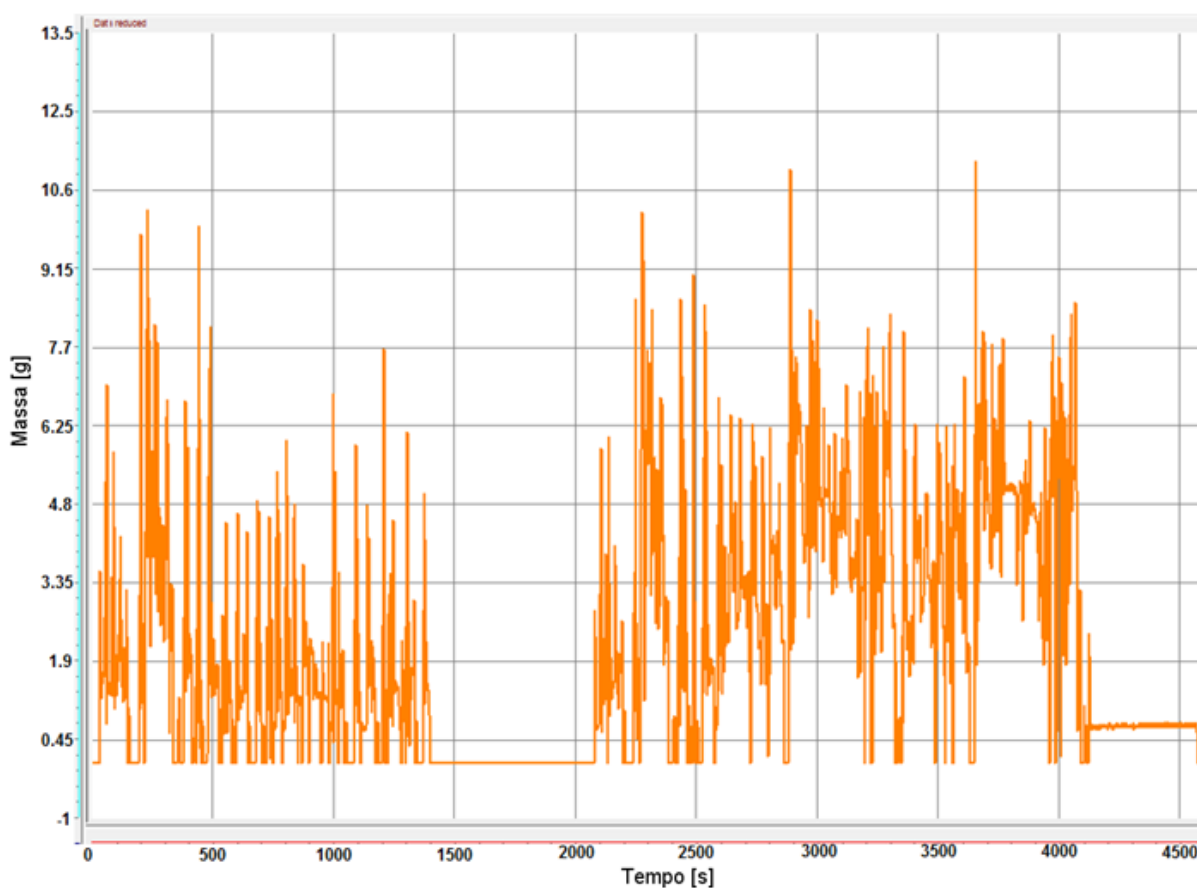
Fonte: próprio autor

O eixo Y da Figura 64 representa qual marcha está engatada em cada intervalo de tempo e o eixo X é o tempo relacionado na medição. A linha verde informa qual marcha está inserida em cada intervalo de tempo durante o ciclo. O perfil de consumo é relacionado a marcha e velocidade.

Como apresentado na metodologia desse trabalho, o consumo de combustível em veículos é calculado relacionando potência e relação de transmissão em diferentes condições de angulação de piso e calibração. Para tal, a unidade de comando eletrônica realiza os cálculos matemáticos e contabiliza o gasto de combustível em litros por hora, conforme a Figura 65. Com esses valores medidos, é possível estimar o valor de combustível total gasto, integrando a variável medida no tempo decorrente, dividindo por 3600 e depois multiplicando esse valor pela densidade do combustível em questão. Essa operação matemática soma todos os gastos referentes de consumo por tempo e gera um resultado de gasto total.

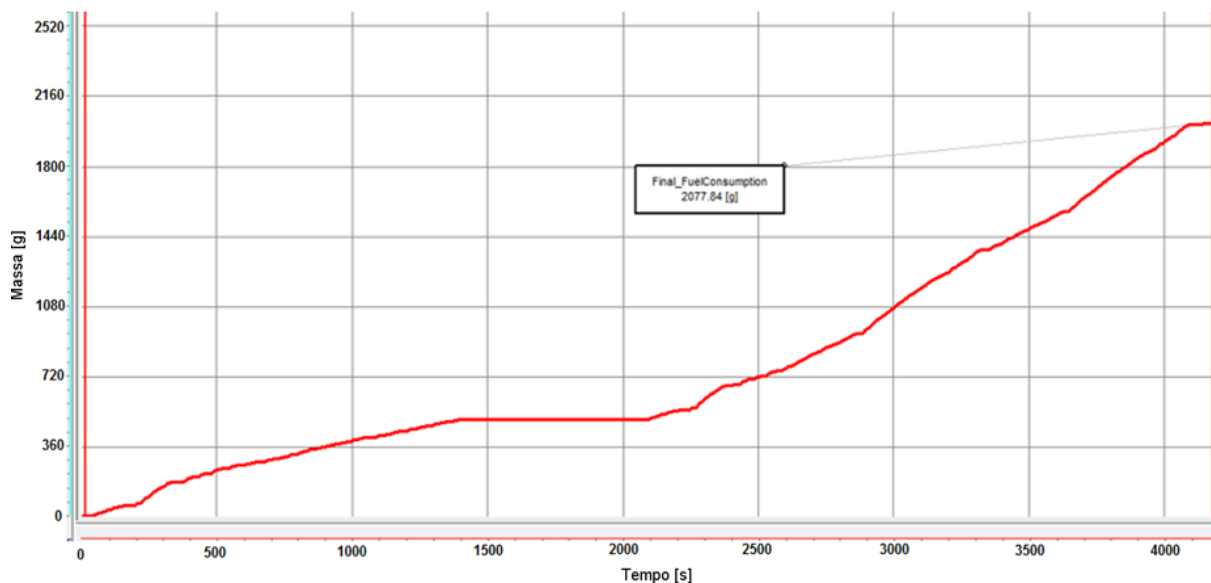
Na Figura 65, o eixo Y representa a quantidade de combustível gasto em massa e o eixo X é referente ao tempo na aquisição. A linha laranja corresponde a variável na central de comando do MCI que mede a quantidade consumo. Ela está padronizada numa taxa de aquisição de 100 milisegundos e é calculada dentro da própria central de motor correlacionando as equações anteriormente descritas nesse trabalho. A Figura 66 foi gerada através de uma operação matemática criada no software MDA, gerando uma constante absoluta de consumo, chegando ao valor total de consumo no fim do ciclo.

Figura 65: Consumo de combustível medido no tempo



Fonte: próprio autor

Figura 66: Consumo total de combustível medido no ciclo



Fonte: próprio autor

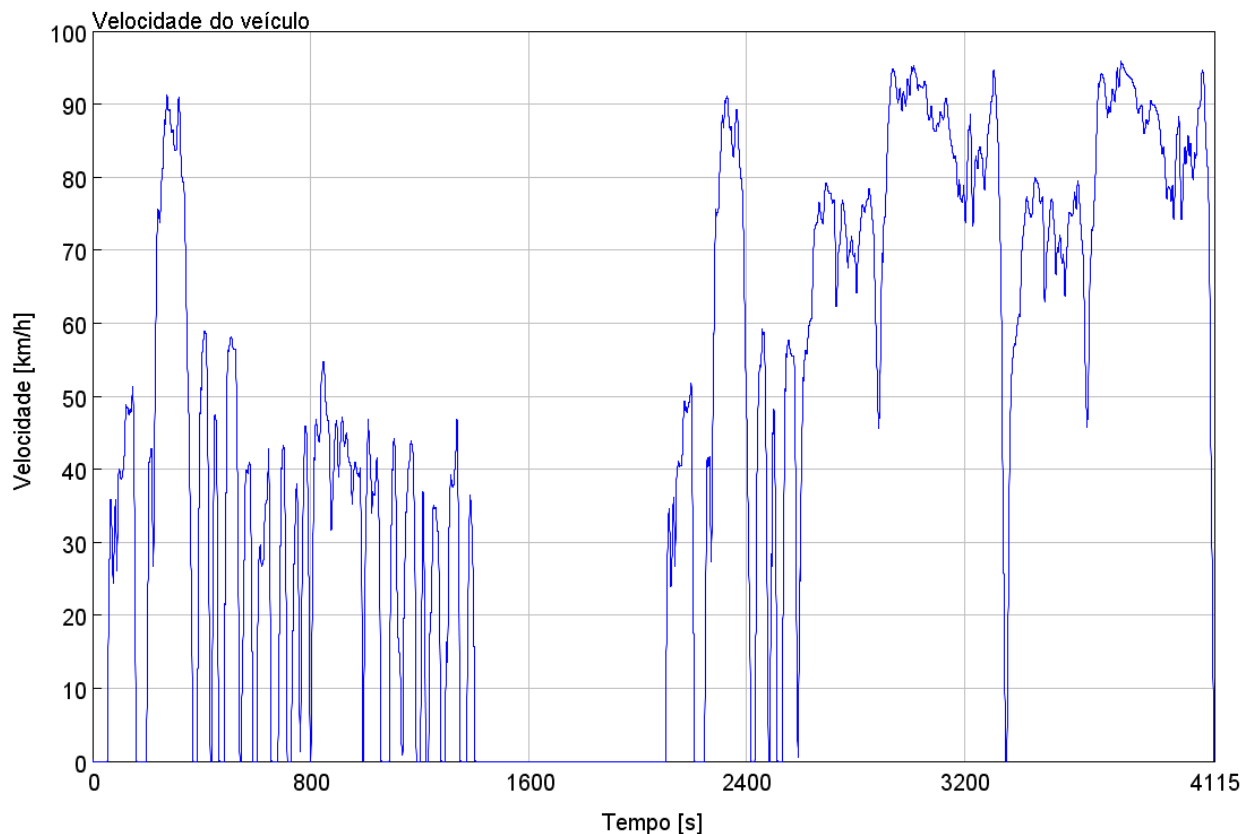
Como resultado do consumo total de combustível durante o ciclo NBR6601 U.S. FTP75, o veículo em questão utilizou 2077,84 gramas de combustível. Com uma autonomia medida pelo dinamômetro de 17,72 [km/l] na primeira fase, 18,18 [km/l] na segunda e 17,26 [km/l] na terceira fase do ciclo. Totalizando 17,72 [km/l] de média. Os dados de incerteza relacionados a medição são de 0,8% somando todos os valores de incerteza de equipamentos, operador e veículo.

4.2. Resultados da simulação do modelo de correção

O modelo de correlação unidimensional citado no capítulo 3.5.1, foi desenvolvido com intuito de mostrar o potencial de utilização de modelagem matemática computacional em atividades de calibração em veículo e validação de funções específicas complexas, sendo possível o aumento da qualidade do produto desenvolvido, assim como reduzir os custos de tempo de projeto e custos associados. O conceito é baseado na lógica de construir condições muito similares de veículo, utilizando parâmetros reais de calibração e resultados de testes em veículos reais para alimentar o modelo, aumentando a confiabilidade do mesmo e tornando cada vez mais comum a modelagem matemática por engenheiros que trabalham na área.

O perfil de velocidade apresentado pelo modelo correspondeu ao veículo real e ao ciclo padrão descrito no capítulo 2.4 desse trabalho. Como é possível observar na Figura 67.

Figura 67: Perfil de velocidade do veículo no modelo unidimensional de correlação



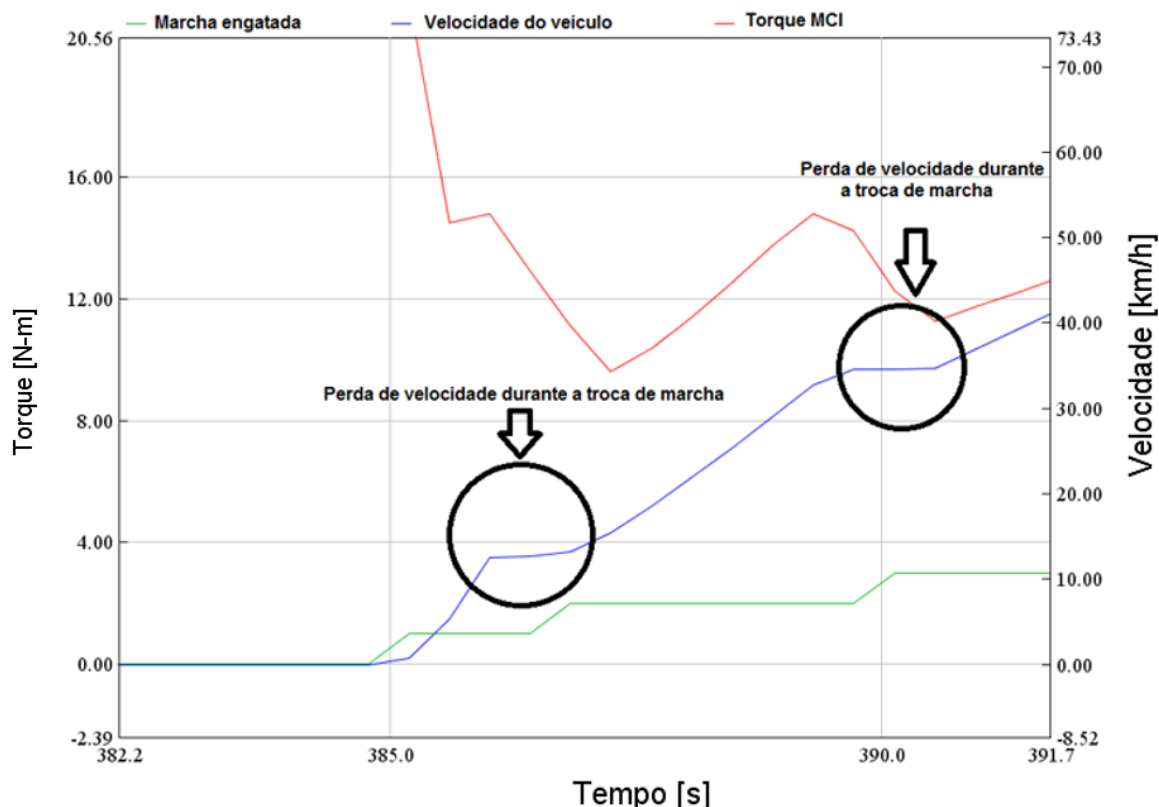
Fonte: próprio autor

O eixo Y representa a velocidade do veículo em quilômetros por hora e o eixo X é o tempo relativo de ciclo na simulação. A velocidade máxima apresentada na simulação foi de 96 quilômetros por hora e média de 34 quilômetros por hora, assim como o perfil de velocidades da medição. Os dados de entrada para a simulação foram iguais aos medidos no teste do veículo real, assim como os parâmetros de calibração utilizados na fase de desenvolvimento do veículo em questão.

Na simulação, o perfil de perda de torque e velocidade durante as trocas de marcha se repete, demonstrando que a resposta resultante do modelo matemático está correto. Como apresentado na Figura 68, os eixos Y à esquerda representam a

quantidade de torque em [N.m] advindos do MCI, o eixo Y à direita a velocidade relativa ao veículo e o eixo X é o tempo no ciclo, conforme apresentado na Figura 68.

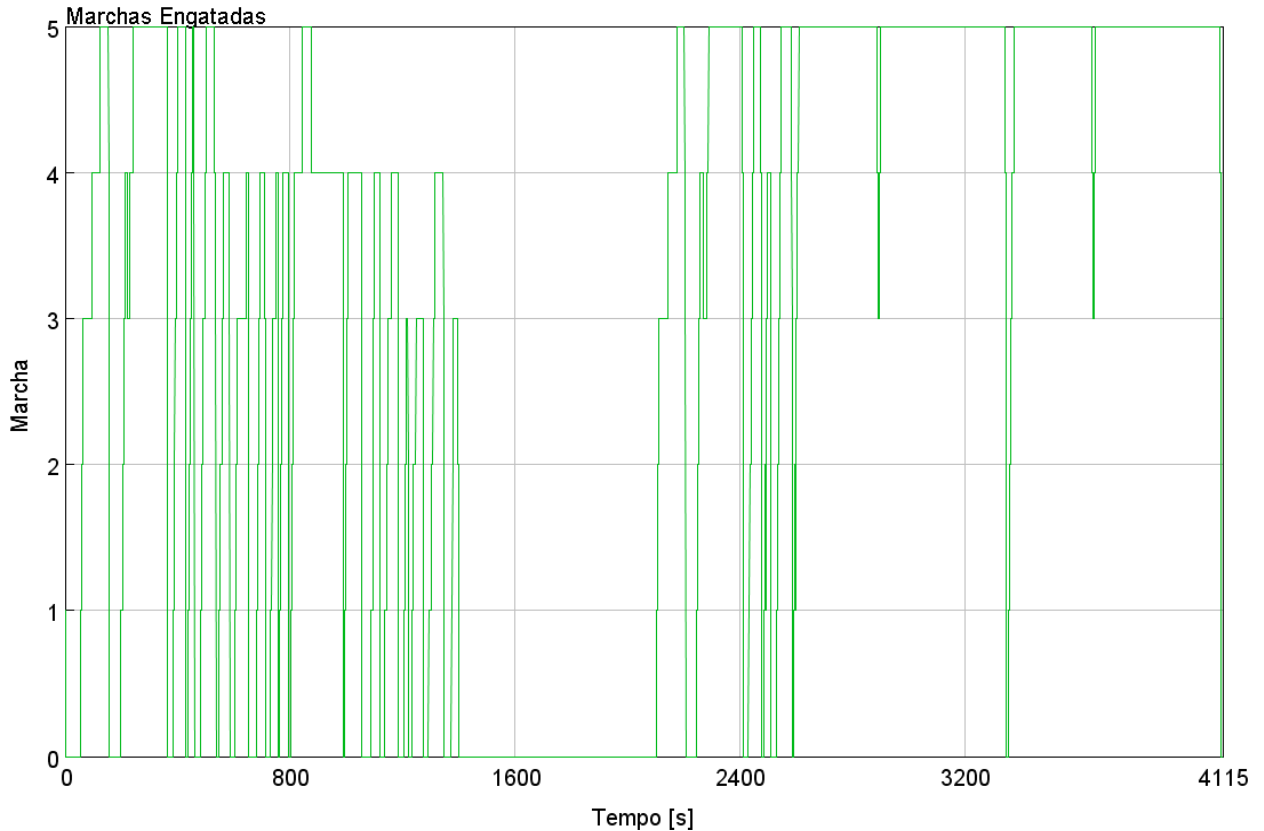
Figura 68: Perfil de perda de velocidade durante trocas de marcha na simulação



Fonte: próprio autor

O perfil de troca de marchas corresponde ao perfil medido no veículo real, mostrando que o modelo matemático segue as ordens dos pontos de troca por velocidade e os resultados de mapas gerados na simulação condizem com o que está presente hoje no veículo. A Figura 69 apresenta esse comportamento, onde o eixo X da Figura é o tempo em que cada troca acontece e o eixo Y apresenta quais marchas estão engatadas em cada instante de tempo, assim como é possível verificar a quantidade de tempo no ciclo em que cada marcha foi acionada. O que serve de dado de entrada para as análises de desempenho do veículo.

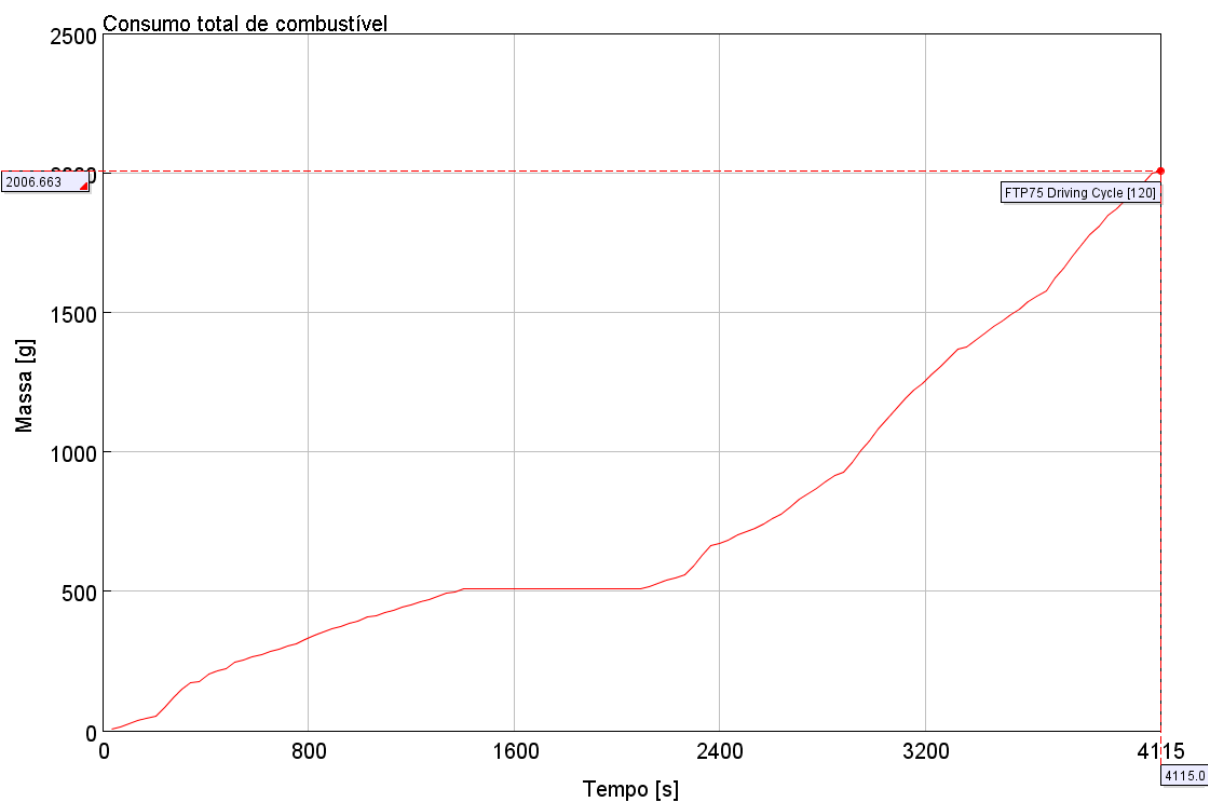
Figura 69: Perfil de troca de marchas calculado pelo modelo matemático de correlação



Fonte: próprio autor

No modelo matemático computacional de correlação, o valor de consumo já é calculado de forma absoluta, não sendo necessário o cálculo da somatória ou a relação com integração. A Figura 70 apresenta qual valor foi calculado na saída para o consumo total de combustível em gramas. Os eixos Y e X são, respectivamente, a quantidade de massa de combustível somada durante os intervalos de tempo, chegando ao valor total no fim do ciclo e o tempo durante o ciclo. Foi possível obter o valor de 2006,66 gramas de combustível gasolina utilizados durante a simulação do ciclo em questão. Com uma autonomia calculada pelo software de 18,32 [km/l] na primeira fase, 18,80 [km/l] na segunda e 17,85 [km/l] na terceira fase do ciclo, totalizando 18,32 [km/l] de autonomia média.

Figura 70: Consumo total de combustível calculado pelo modelo unidimensional de correlação no ciclo



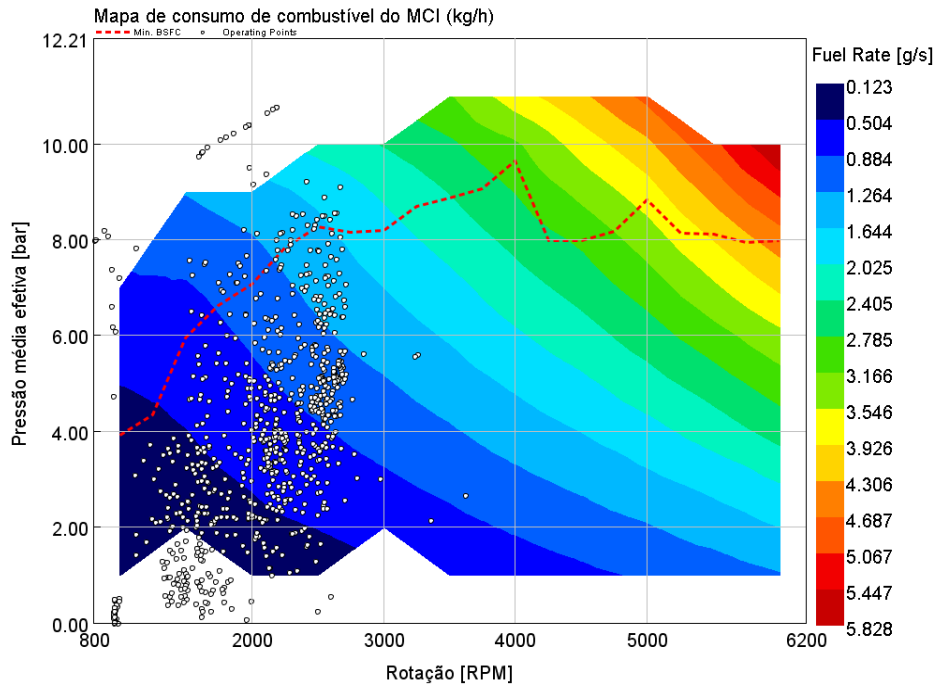
Fonte: próprio autor

Na Figura 71, os pontos de operação durante o ciclo podem ser analisados como resultado da simulação numérica, incluindo a pressão média efetiva em [bar] como eixo Y do lado esquerdo, a *Fuel Rate* (taxa de combustível) em [kg/h] como eixo Y do lado direito e a rotação do motor de combustão interna em [rpm] no eixo X. Os pontos de operação do MCI calculados durante a simulação do modelo matemático são apresentados como círculos preenchidos de branco e mostram qual a região o motor de combustão se manteve durante o teste.

Durante a simulação numérica, o modelo gerou dois mapas de pedal utilizados no ciclo, esses são apresentados nas Figuras 72 e 73, como mapa de torque por posição do pedal de acelerador que é representado pela quantidade de torque medido em [N.m] que é fornecida em uma porcentagem constante de pedal de acelerador específica e um mapa de potência por posição de pedal de acelerador que é representado pela quantidade de potência medida em [kW] em uma porcentagem constante de pedal de acelerador [A.P%]. Esses mapas serão

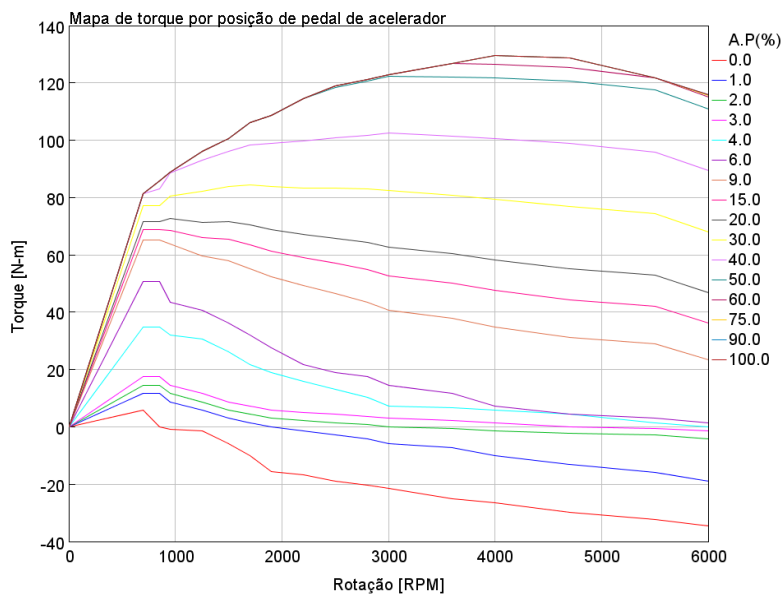
comparados com o modelo híbrido para provar que não houve modificações no sistema MCI para ganho de consumo de combustível.

Figura 71: Pontos de operação do MCI durante o ciclo - Correlação



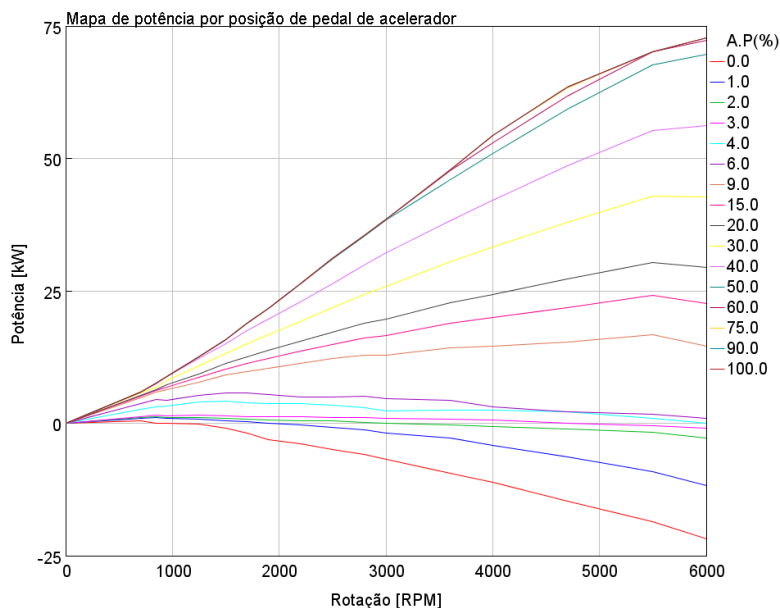
Fonte: próprio autor

Figura 72: Mapa de pedal em função do torque do MCI - Correlação



Fonte: próprio autor

Figura 73: Mapa de pedal em função de potência do MCI - Correlação



Fonte: próprio autor

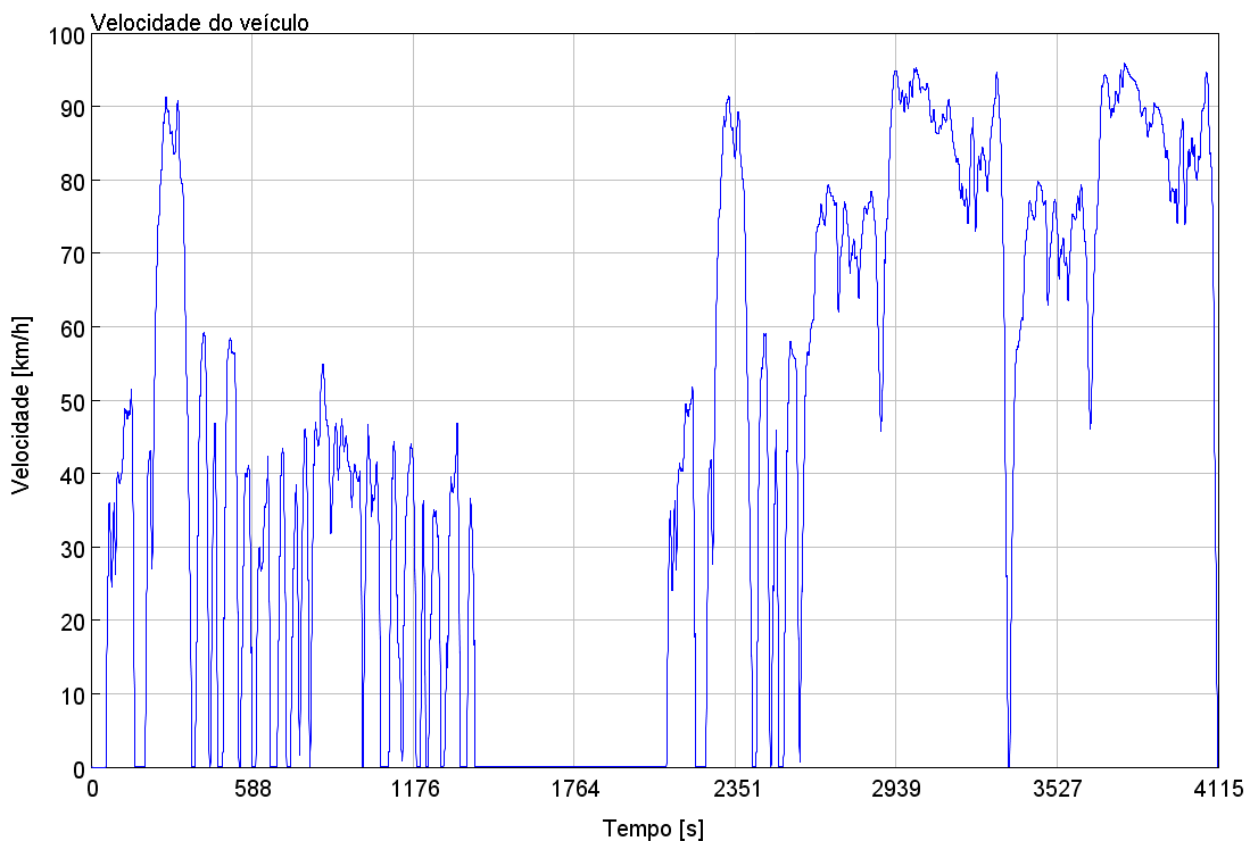
Esses mapas de pedal são desenvolvidos pelo time de engenharia em função da necessidade do cliente e são utilizados para analisar a quantidade exata de torque disponível em cada porcentagem de pedal. Ele são delimitados pela própria condição de motopropulsor e ou dinâmica do veículo e podem influenciar diretamente no comportamento de dirigibilidade do mesmo, tornando-o mais agressivo ou econômico de acordo com a relação com outras variáveis de injeção de combustível.

4.3. Resultados da simulação do modelo híbrido

O projeto do veículo elétrico híbrido foi desenvolvido com o objetivo de melhorar a dinâmica veicular e o consumo do mesmo. Os sistemas associados ao modelo de correlação foram mantidos, adicionando um motor elétrico, uma bateria e uma nova relação de transmissão que é colocada diretamente ligada ao diferencial do transmissão do veículo. Como resultados da simulação desse veículo híbrido, é possível observar que o perfil de velocidades gerado utilizando os cálculos matemáticos do programa GT-Suite[®] correspondeu ao que foi medido no veículo base, ao que segue a norma NBR6601 U.S. FTP75 de acordo com o ciclo padrão

descrito no capítulo 2.4 desse trabalho e ao modelo de correlação citado no capítulo 4.1. Isso prova que, independente de um sistema de propulsão auxiliar, o controlador faz o balanço correto da entrega de torque entre os motores e a quantidade necessária em cada trecho, de acordo com a solicitação do motorista, que é fixa para cumprir o ciclo. A Figura 74 apresenta o perfil de velocidade calculado pelo modelo híbrido.

Figura 74: Perfil de velocidade calculado no modelo unidimensional híbrido



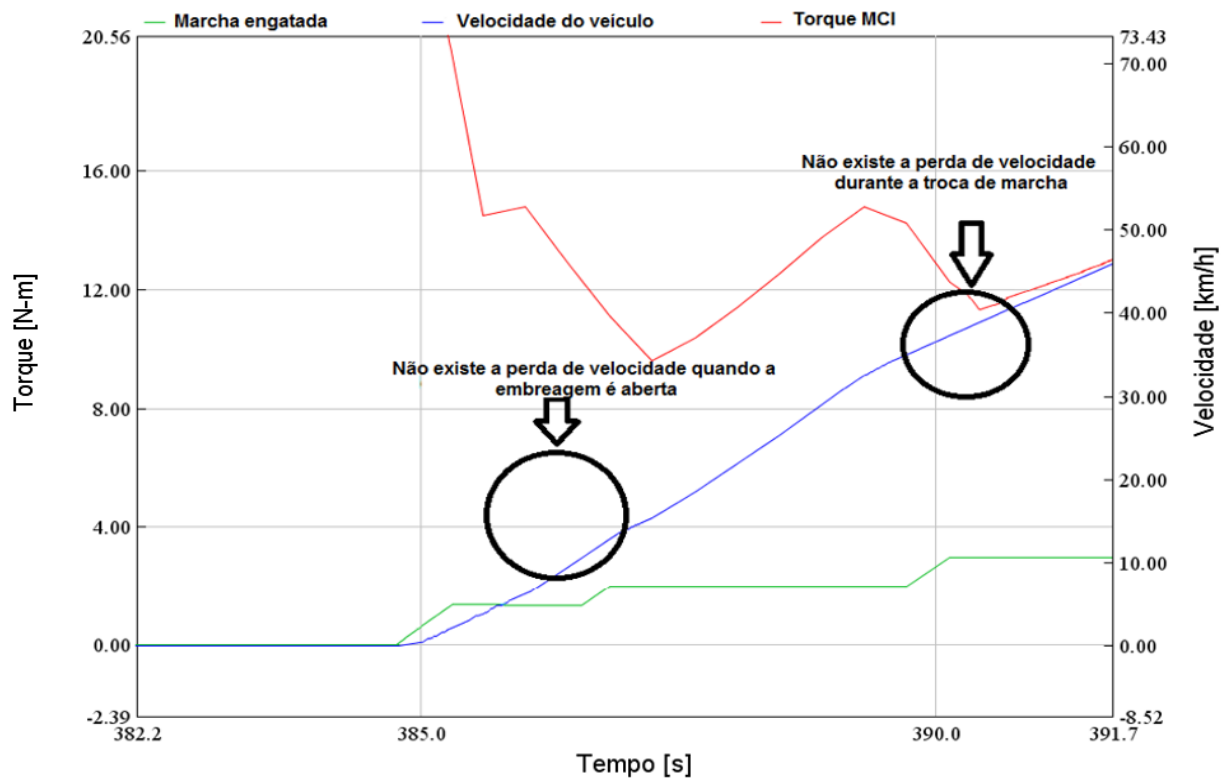
Fonte: próprio autor

O sistema híbrido utiliza uma estratégia de controle que entrega o torque do motor elétrico mesmo durante a abertura da embreagem do sistema de transmissão convencional. Ou seja, o veículo mantém a velocidade constante ou aumentando, mesmo sem o torque do MCI durante alguns intervalos de tempo. Com a entrada do segundo propulsor a lamentação de descontinuidade de torque é resolvida, pois o veículo mantém a velocidade constante mesmo durante as trocas de marcha. Essa

estrutura prova que que é possível a utilização de um sistema híbrido simples para resolver problemas de qualidade de troca de marcha, além de apresentar outros ganhos que a própria função híbrida pode oferecer, como exemplo o modo elétrico (onde o veículo não utiliza o MCI em baixas velocidades), “Start – Stop” avançado (onde o veículo pode forçar um desligamento em velocidades mais altas, aumentando ainda mais o ganho de consumo de combustível) e assistência de torque em manobras de arrancada (o que melhora a dinâmica de desempenho do veículo).

Na Figura 75 verifica-se que em manobras de troca de marcha a linha de velocidade (representada com a cor azul) continua aumentando mesmo com o torque do motor caindo devido a abertura e fechamento da embregem do veículo. Lembrando que, durante as atividades de desenvolvimento do veículo, esse ganho de velocidade pode ser melhorado, recalibrando a curva de entrega de torque do ME ou nas curvas de abertura e fechamento da embregem no câmbio automatizado. Com isso, a “sensação” de perda de velocidade é praticamente inexistente.

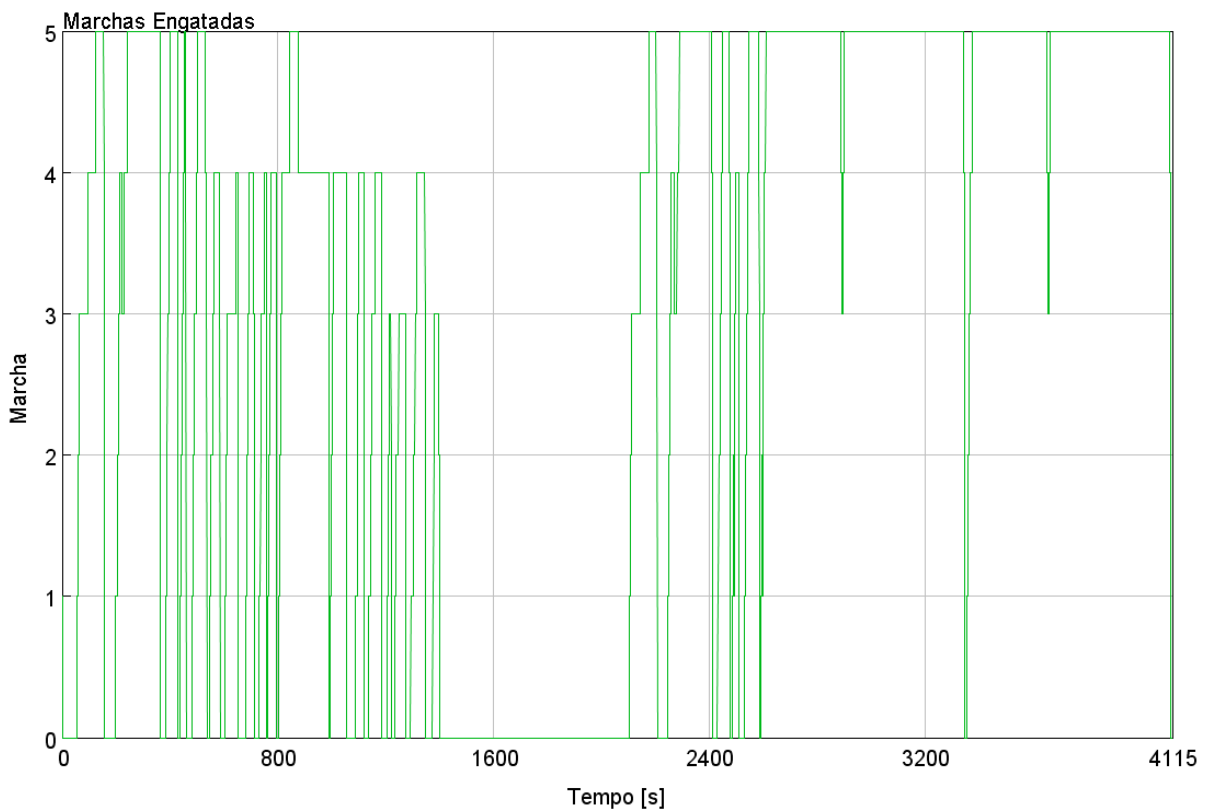
Figura 75: Perfil de velocidade durante trocas de marcha no modelo híbrido



Fonte: próprio autor

O perfil de troca de marchas se manteve igual, como é possível observar na Figura 76, justificando que independente de ser adicionado um propulsor auxiliar e uma nova relação, os pontos de troca de marcha se mantiveram em função da velocidade do veículo e do perfil de dirigibilidade do motorista para que o ciclo NBR6601 U.S. FTP75 fosse atendido. A apresenta o perfil de marchas citado anteriormente, onde o eixo Y mostra quais as marchas engatadas em cada intervalo de tempo, que é representado no eixo X.

Figura 76: Perfil de troca de marchas calculado pelo modelo matemático híbrido

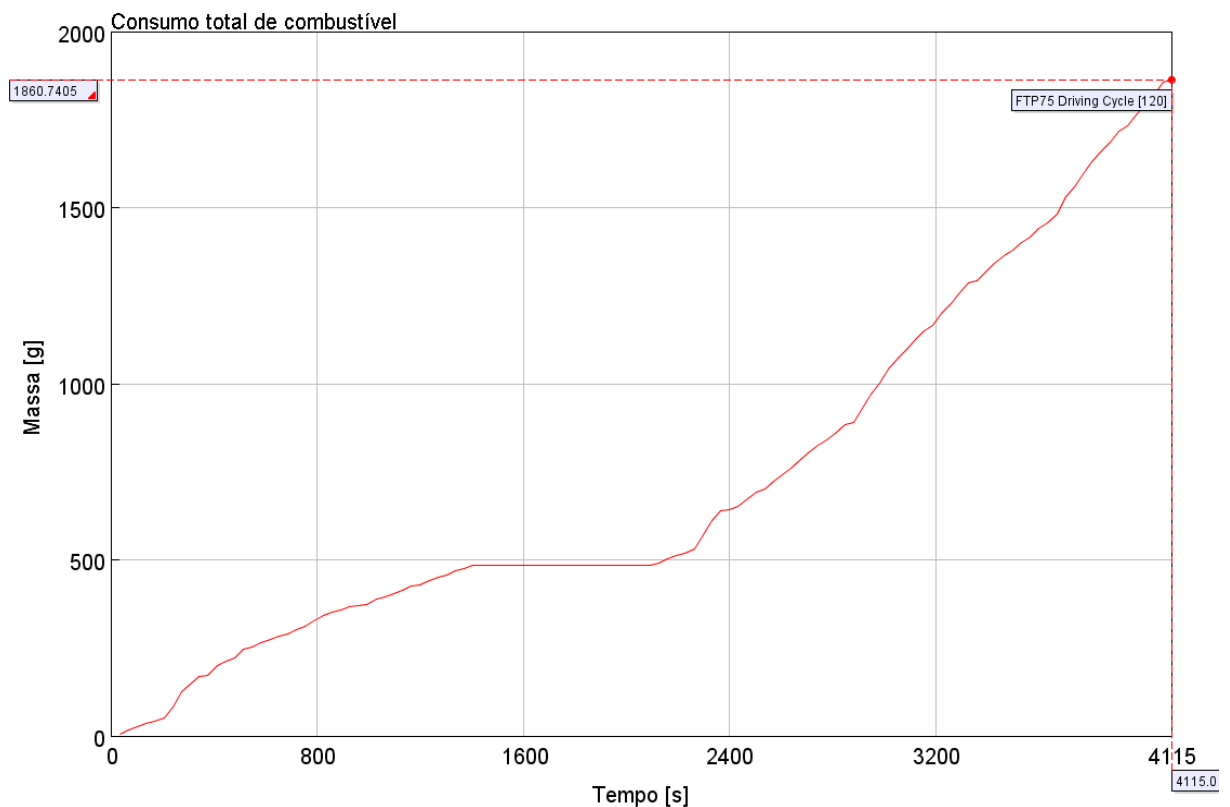


Fonte: próprio autor

No modelo matemático computacional híbrido, o valor de consumo já é calculado de forma absoluta, assim como no modelo de correlação anteriormente apresentado. A Figura 77 apresenta qual valor foi calculado na saída para o consumo total de combustível em gramas. Os eixos Y e X são, respectivamente, a quantidade de massa de combustível somada durante os intervalos de tempo, chegando ao valor total no fim do ciclo e o tempo durante o ciclo. Foi possível obter

o valor de 1860,74 gramas de combustível gasolina utilizados durante a simulação do ciclo em questão. Com uma autonomia calculada pelo *software* de 19,57 [km/l] na primeira fase, 20,08 [km/l] na segunda e 19,06 [km/l] na terceira fase do ciclo, totalizando 19,57 [km/l] de média.

Figura 77: Consumo total de combustível calculado pelo modelo unidimensional híbrido no ciclo



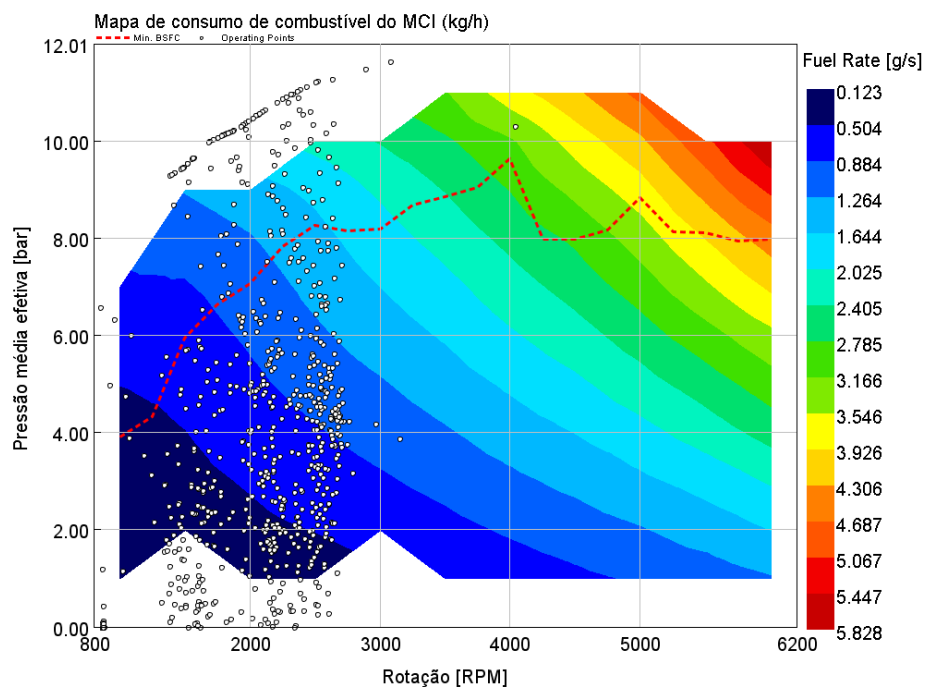
Fonte: próprio autor

Na Figura 78, os pontos de operação durante o ciclo podem ser analisados como resultado da simulação numérica no modelo híbrido, incluindo a pressão média efetiva em [bar] como eixo Y do lado esquerdo, a *Fuel Rate* (taxa de combustível) em [kg/h] como eixo Y do lado direito e a rotação do motor de combustão interna em [rpm] no eixo X. Os pontos de operação do MCI calculados durante a simulação do modelo matemático são apresentados como círculos preenchidos de branco e mostram qual a região o motor de combustão se manteve durante o teste. Comparando os mapas de consumo em função da pressão média efetiva, analisa-se que o mapa gerado pelo modelo híbrido possui mais pontos na região de melhor eficiência do motor trabalhando em condições acima das do

modelo de correlação. Os mapas de pedal gerados pelo modelo híbrido foram os mesmos do modelo de correlação, provando que não houve modificação na entrega de torque do MCI nem na potência relativa resultante do mesmo.

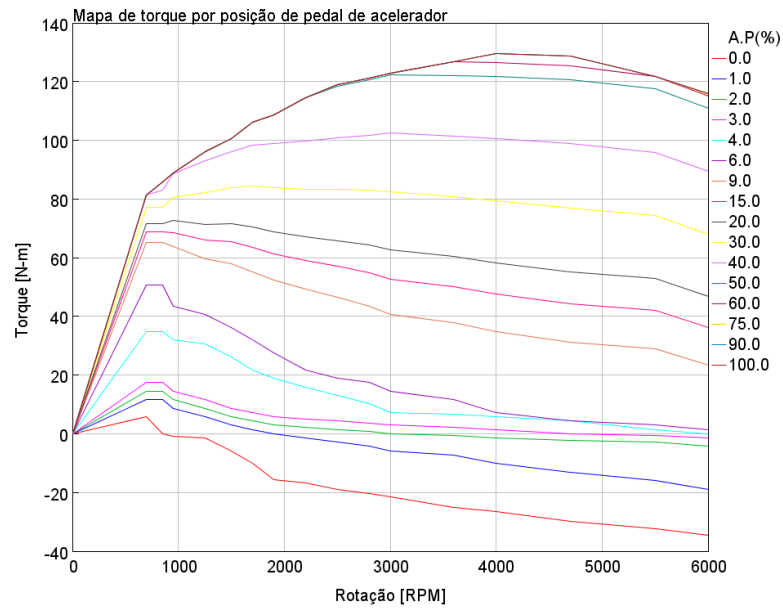
Durante a simulação numérica do modelo híbrido, o mesmo gerou dois mapas de pedal utilizados no ciclo, que são apresentados nas Figuras 79 e 80, como mapa de torque por posição do pedal de acelerador que é representado pela quantidade de torque medido em [N.m] que é fornecida em uma porcentagem constante de pedal de acelerador específica e um mapa de potência por posição de pedal de acelerador que é representado pela quantidade de potência medida em [kW] em uma porcentagem constante de pedal de acelerador. Como pode-se observar, não houveram modificações no sistema MCI para ganho de consumo de combustível, dado que os perfis estão iguais aos gerados pelo modelo de correlação.

Figura 78: Pontos de operação do MCI durante o ciclo – VEH



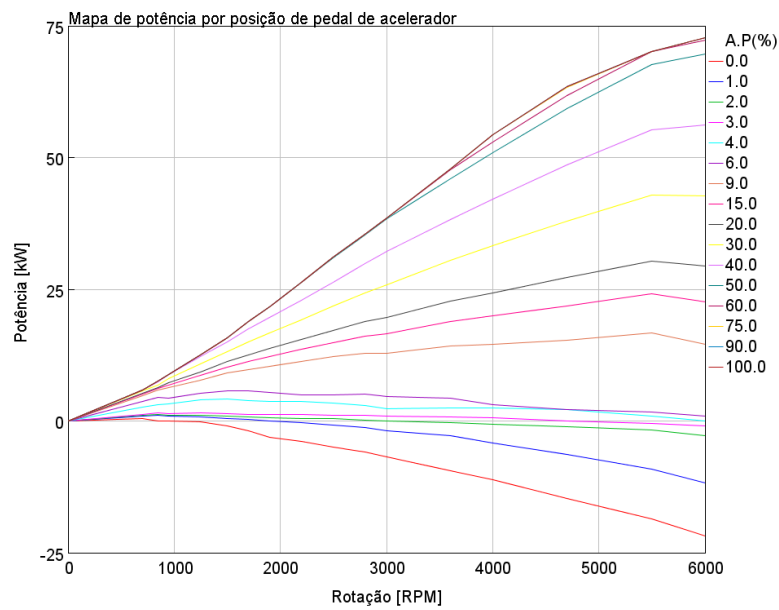
Fonte: próprio autor

Figura 79: Mapa de pedal em função do torque do MCI – VEH



Fonte: próprio autor

Figura 80: Mapa de pedal em função de potência do MCI – VEH



Fonte: próprio autor

Os mapas de foram desenvolvidos de forma a corresponder com o modelo de correlação, assim o ganho de consumo fosse relacionado à adição do motor elétrico.

4.4. Resultados finais

A partir dos resultados obtidos na aquisição de dados do veículo e nas simulações foi possível criar a Tabela 20, onde estão apresentadas todos os resultados discutidos nos capítulos anteriores.

Tabela 20 – Características da transmissão C510

	Medição veículo UNO	Modelo de correlação	Modelo híbrido
Combustível Teste	Gasolina	Gasolina	Gasolina
Ciclo analisado	Ciclo Urbano + Estrada	Ciclo Urbano + Estrada	Ciclo Urbano + Estrada
Velocidade máx ciclo	96,00 [km/h]	96,00 [km/h]	96,00 [km/h]
Velocidade média ciclo	34,02 [km/h]	34,00 [km/h]	34,00 [km/h]
Descontinuidade de torque durante trocas de marcha	Presente	Presente	Não Presente
Perfil de trocas de marcha	Válido para o ciclo	Válido para o ciclo	Válido para o ciclo
Consumo médio de combustível no ciclo	17,72 [km/l]	18,32 [km/l]	19,57 [km/l]
Consumo total de combustível no ciclo	2077,84 [g]	2006,66 [g]	1860,74 [g]
Mapas de pedal	Padrão UCE MCI	Padrão UCE MCI	Padrão UCE MCI

Fonte: próprio autor

A Tabela 20 foi criada com intuito de condensar e facilitar o entendimento dos dados apresentados durante esse trabalho. Nela estão presentes o combustível utilizado no teste e nas simulações, quais os padrões de mapas de calibração e de onde vieram, se a descontinuidade de torque está presente ou não durante as trocas de marcha, assim como os resultados de consumo de combustível de cada uma das propostas que foram desenvolvidas.

5. CONCLUSÕES

A metodologia aplicada durante o desenvolvimento desse trabalho, demonstrou ser adequada para atingir os objetivos propostos no começo dessa atividade. Sendo necessário destacar que o uso de simulações unidimensionais para geração de estudos potenciais e validações de calibrações são extremamente necessárias para o mercado automotivo atual.

As referências bibliográficas foram devidamente apresentadas, criando um base teórica consistente para desenvolvimento do trabalho. O conceito do veículo foi criado e todos os componentes para tal foram definidos, utilizando como base o veículo de passeio pré-definido.

Para realização do trabalho foi necessária a aquisição experimental de dados do veículo real para construção do modelo matemático unidimensional de correlação e, posteriormente, uma retro-alimentação do mesmo para adequação aos parâmetros utilizados no veículo. Após a validação desse modelo de correlação, ele foi utilizado para a criação matemática do conceito de veículo elétrico híbrido com intuito de melhorar a eficiência de consumo do veículo e mostrar os potenciais da eletrificação aplicados a uma situação real de mercado (veículo comercial leve, com motorização de baixa cilindrada e baixo custo associado), alcançando-se assim todos os objetivos específicos. Os cálculos de acoplamento mecânico foram feitos, criando uma nova relação de transmissão entre o motor elétrico e o diferencial, visando sempre o melhor desempenho do veículo utilizado.

O modelo de simulação é o primeiro passo para validar a estrutura dos futuros protótipos ou projetos e deve ser uma ferramenta útil durante todas as fases de desenvolvimento. O consumo de combustível na primeira simulação foi 3,42% melhor que a do carro real (2077,57 gramas de gasolina medidos no carro real e 2066,66 gramas de gasolina na simulação de correlação). Considerando que não foram modeladas as cargas elétricas dos acessórios do veículo para essa simulação, assim como não foram modeladas as perdas por atrito, perdas térmicas no componente MCI e perdas na combustão, o valor aproximado é aceitável para análise.

Pode-se concluir que, trabalhos de desenvolvimento aplicado que utilizam modelagem matemática são muito importantes e devem ser divulgados com intuito de minimizar o tempo de desenvolvimento perdido em veículo. Para engenheiros de

calibração, isso significa que é possível testar e melhorar pontos de calibração aplicando-os no modelo e verificando o ciclo ao passo que a mesma atividade requer cerca de no mínimo 2 horas no ciclo real em laboratório, apenas para verificação de pequenas modificações. O tempo de processamento da simulação foi de 4,2 minutos no modelo de correlação e 6 minutos no modelo híbrido, usando um computador Intel Core i7 simples, sem memória nem placa de vídeo dedicada para tal. Justificando que é possível verificar mais de um parâmetro ou função em um dia de trabalho. O custo de desenvolvimento associado precisa ser discutido com esses resultados, porque é possível melhorar o cronograma de tempo, tornando-o mais “enxuto” com o objetivo de reduzir os custos de entrega de liberações ou as novas fases de calibração, hardware e veículo. Conclui-se que, se forem utilizados os mesmos parâmetros de calibração e resultados de testes reais, é viável a criação de um modelo simples que pode ser amplamente utilizado para melhorar a calibração, reduzindo a fase de validação e melhorando a qualidade, refletindo nos resultados de entrega do produto final.

O modelo híbrido teve 1860,74 gramas de consumo combustível gasolina, sendo 10,45% melhor que o veículo real e 9,98% melhor que o modelo de correlação. Considerando que não foram consideradas as perdas por cargas elétricas no modelo, o ganho potencial de consumo de combustível associado fica entre 8% e 12% para o conceito, dado que o sistema de baterias pode ser otimizado, implementado-se alguns algoritmos de controle de carga e algumas funções de regeneração que melhoram o consumo relativo do veículo. É importante salientar que a eletrificação é uma opção muito positiva quando analisa-se a melhoria da qualidade de trocas de marcha em veículos automatizados dada sua facilidade de montagem e aplicação, quanto sua facilidade lógica de controle, o que possibilita um ganho de recursos alto se comparado às outras estratégias adotadas pelas grandes empresas atuantes na área. Concluindo que, dadas todas as variáveis de projeto, torna-se completamente viável a aplicação de modelos elétricos híbridos leves e médios para melhoria de consumo de combustível e desempenho. Os resultados foram analisados e os projetos futuros pré-definidos, sendo necessário apenas a construção dos protótipos para validação final da atividade proposta, assim como uma análise de durabilidade/confiabilidade dos componentes associados.

5.1. Sugestões para trabalhos futuros

A partir dos resultados obtidos neste trabalho e de sua análise, é possível sugerir os seguintes tópicos para trabalhos futuros:

- Avaliar o funcionamento do modelo com a aplicação de novos motores elétricos, com maiores capacidades de torque e potência.
- Criar uma lógica de funcionamento baseada em inteligência artificial ou lógica *fuzzy* para controle de entrada dos motores (elétrico e à combustão) no ciclo pré-definido.
- Definir a quantidade de baterias necessária para o funcionamento otimizado no ciclo, assim como o balanço de energia do sistema todo no ciclo.
- Construir uma nova estrutura de carcaça de câmbio, avaliando as resistências relativas mecânicas e suas eficiências para adaptar a nova relação ao câmbio já existente, analisando o potencial de custo associado as novas peças necessárias.
- Construir um protótipo real para testes em dinamômetro de chassis, com intuito de validar os potenciais de consumo de combustível e a estrutura de simulação desenvolvida.

REFERÊNCIAS

ABNT. NBR 6601: **Veículos rodoviários automotores leves – Determinação de hidrocarbonetos, monóxido de carbono, óxidos de nitrogênio, dióxido de carbono e material particulado no gás de escapamento: NBR 6601.** Rio de Janeiro, 2012a.

ANDERSON, Curtis D.; ANDERSON, Judy. **Electric and hybrid cars: A history.** McFarland, 2010.

ASAD, Usman et al. Precise instrumentation of a diesel single-cylinder research engine. **Measurement**, v. 44, n. 7, p. 1261-1278, 2011.

ATKINS, Richard D. **An introduction to engine testing and development.** Warrendale: SAE International, 2009.

BAETA, José Guilherme Coelho. **Metodologia experimental para a maximização do desempenho de um motor multicomcombustível turboalimentado sem prejuízo à eficiência energética global.** Tese (Doutorado) — Universidade Federal de Minas Gerais - UFMG, 2006.

BARAN, Renato; LEGEY, Luiz Fernando Loureiro. Veículos elétricos: história e perspectivas no Brasil. **BNDES Setorial, Rio de Janeiro, n. 33, p. 207-224, mar. 2011.**, 2011.

Disponível em:

<https://www.bndes.gov.br/SiteBNDES/bndes/bndes_pt/Galerias/Convivencia/Publicacoes/Consulta_Expressa/Setor/Complexo_Automotivo/201103_06.html>. Acesso em: 02 março de 2018.

BETTES, Harold. A quick view of chassis dynamometer testing. **AERA Engine Builders Association.** 2010.

Disponível em: <http://www.aera.org/ep/downloads/ep10/EP04-2010_34-39.pdf>,. Acesso em: 02 março de 2018.

BETTES, Harold; HANCOCK, Bill. **Dyno testing and tuning**. CarTech Inc, 2008.

BOSCH. “**Bosch recuperation system - BRS**”. Disponível em: <https://www.bosch-presse.de/pressportal/de/media/migrated_download/de/BRS_Broschuere_RZ_en.pdf>. Acesso em: 20 de Outubro de 2018

BOSCH, R. Test Bench for Function and Power Analysis–FLA 203. **Manual do Usuário, Alemanha**, 2001.

BRAVO, Diego Moreno; MEIRELLES, Pablo Siqueira; GIALONARDO, Wallace. Análise dos desafios para a difusão dos veículos elétricos e híbridos no Brasil. **Blucher Engineering Proceedings**, v. 1, n. 2, p. 24-45, 2014.

BRAVO, Diego Moreno. **Estudo sobre a Utilização de um Sistema Auxiliar Elétrico para a Propulsão de Veículos Leves de Baixa Cilindrada**. Campinas: Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade de Campinas. 2016.

CALMON, Fernando. **Criado em 1901, Lohner-Porsche Mixte foi o primeiro carro híbrido da história**. 2011.

Disponível em: <<http://carros.uol.com.br/noticias/redacao/2011/05/20/criado-em-1901-lohner-porsche-mixte-foi-o-primeiro-carro-hibrido-da-historia.htm>> Acesso em: 03 de março de 2018.

CASTRO, Bernardo Hauch Ribeiro de; BARROS, Daniel Chiari; VEIGA, Suzana Gonzaga da. Baterias automotivas: panorama da indústria no Brasil, as novas tecnologias e como os veículos elétricos podem transformar o mercado global. **BNDES Setorial**, n. 37, mar. 2013, p. 443-496, 2013.

Disponível em: <http://www.bndes.gov.br/SiteBNDES/export/sites/default/bndes_pt/Galerias/Arquivos/conhecimento/bnset/set3711.pdf> Acesso em 03 de março de 2018.

CASTRO, Bernardo Hauch Ribeiro de; FERREIRA, Tiago Toledo. Veículos elétricos: aspectos básicos, perspectivas e oportunidades. **BNDES Setorial**, n. 32, set. 2010, p. 267-310, 2010.

DAIMLER. **Unternehmensgeschichte Benz Patent-Motorwagen: Das erste Automobil (1885–1886)**. 2017.

Disponível em: <<https://www.daimler.com/konzern/tradition/geschichte/1885-1886.html>> Acesso em 1 de Janeiro de 2017.

DE ANDRADE, Artur Sabino; DA PAZ, Alfredo Müllen. Motores a combustão têm futuro?. **Sobre Tudo**, v. 8, n. 01, p. 56, 2017.

Disponível em: <<http://nexos.ufsc.br/index.php/sobretudo/article/view/2187/1236>> Acesso em 3 de janeiro de 2017.

EHSANI, Mehrdad et al. **Modern electric, hybrid electric, and fuel cell vehicles**. CRC press, 2018.

EMADI, Ali. **Advanced electric drive vehicles**. CRC Press, 2014.

FARINA, Elizabeth et al. Cenários de desafios no setor Sucroenergético. **AgroANALYSIS**, v. 38, n. 5, p. 30-36, 2019.

FIREFLY. **“FIREFLY Engine FIAT Chrysler Technologies 2017”**. 2017. Disponível em: <allpar.com>. Acesso em 20 de Setembro 2018

FOGAÇA, Jennifer Rocha Vargas. **“História das pilhas”**; Brasil Escola. Disponível em <<http://brasilecola.uol.com.br/quimica/historia-das-pilhas.htm>>. Acesso em 01 de setembro de 2017.

FPT. **“Fiat Powertrain Industrial – Global Transmissions”**. 2018. Retirado de <<http://www.fptindustrial.com/global/de/antriebe/getriebe>> Acesso em 20 de Setembro 2018.

FRANCISCO, Wagner de Cerqueira e. "**O crescimento populacional no mundo**"; Brasil Escola. Disponível em <<http://brasilecola.uol.com.br/geografia/o-crescimento-populacional-no-mundo.htm>>. Acesso em 30 de agosto de 2017.

GT SUITE, "**Overview of GT-Suite Applications**". 2018. Disponível em: <<https://www.gtisoft.com/gt-suite-applications/overview-of-gt-suite-applications/>> Acesso em 20 de Setembro de 2018

HAIM, Diego. Redução da inércia rotacional no projeto do trem de força. **Grad diss., University of São Paulo**, 2011.

HEYWOOD, John B. et al. **Internal combustion engine fundamentals**. 1988.

HOLMÉN, Britt A.; SENTOFF, Karen M. Hybrid-electric passenger car carbon dioxide and fuel consumption benefits based on real-world driving. **Environmental science & technology**, v. 49, n. 16, p. 10199-10208, 2015. <https://doi.org/10.1021/acs.est.5b01203>

HUSAIN, Iqbal. **Electric and hybrid vehicles: design fundamentals**. CRC press, 2003.

HØYER, Karl Georg. The history of alternative fuels in transportation: The case of electric and hybrid cars. **Utilities Policy**, v. 16, n. 2, p. 63-71, 2008.

IEA. World Energy Outlook 2012. International Energy Agency. 2012. <https://doi.org/10.1787/20725302>

IEA. Energy Policies of IEA Countries: Sweden 2013 Review. International Energy Agency. 2013. <https://doi.org/10.1787/9789264190740-en>

IEA. CO2 emissions from fuel combustion. Oecd/lea, 1–155. 2016. https://doi.org/10.1787/co2_fuel-2016-en

IEA. Global EV Outlook 2017: Two million and counting. IEA Publications, 1–71. 2017. <https://doi.org/10.1787/9789264278882-en>

LIMA, Bruno Silva. **Modelagem tridimensional da combustão em um motor adaptado com pré-câmara**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Minas Gerais, 2018. Orientador: Ramón Molina Valle.

MMA – Ministério do Meio Ambiente; IEMA – Instituto de Energia e Meio Ambiente. **1º Inventário Nacional de Emissões Atmosféricas por Veículos Automotores Rodoviários: Relatório Final**. Janeiro. 2011.

MURTA, Martinho Henrique Novaes. **Simulação do Ciclo Padrão de Emissões US FTP-75 (NBR6601) em Dinamômetro de Bancada**. 2008. Tese de Doutorado. Dissertação de mestrado PUC (MG). Belo Horizonte/MG.

Navigant Research. Navigant Research: Virtual Power Plants. 2014. Disponível em: <<http://www.navigantresearch.com/research/virtual-power-plants>> Acesso em 3 de março de 2018.

NI. **Achieve Flexibility in Your Automotive Dynamometer Applications**. National Instruments. Tutorial, 2009.

ONORI, Simona; SERRAO, Lorenzo; RIZZONI, Giorgio. **Hybrid electric vehicles: Energy management strategies**. Berlin Heidelberg: Springer, 2016. <https://doi.org/10.1007/978-1-4471-6781-5>

PERES, Luiz Artur Pecorelli. **Veículos Elétricos: O limiar de uma era de transição**. 2000. Disponível em: <<http://www.gruve.eng.uerj.br/historia.htm>>. Acesso em 30 de Agosto de 2017.

PORTAL ACTION. **Avaliação da incerteza padrão**. Disponível em: <<http://www.portalaction.com.br/incerteza-de-medicao/13-avaliacao-da-incerteza-padrão>>. Acesso em 12 de setembro de 2018.

PROJECT, N. C. 365. **Graphic: Earth's temperature record**. 2016. Disponível em: <https://climate.nasa.gov/climate_resources/9/>. Acesso em 1 de Janeiro de 2017

SANTOMAURO, Beatriz. TREVISAN, Rita. **O que é efeito estufa e quais são suas consequências**. NOVA ESCOLA, Agosto, 2009.

Disponível em: <<https://novaescola.org.br/conteudo/2286/o-que-e-efeito-estufa-e-quais-sao-suas-consequencias>> Acesso em 03 de março de 2018.

SCHIPPER, Lee; MARIE-LILLIU, Celine; GORHAM, Roger. *Flexing the Link between Transport and Greenhouse Gas Emissions-A Path for the World Bank*. 2000.

SEVERINSKY, Alex J.; LOUCKES, Theodore. **Hybrid vehicles**. U.S. Patent n. 8,214,097, 3 jul. 2012.

SILVA, THIAGO RODRIGO VIEIRA. **ESTUDO DE ESTRATÉGIAS DE CONTROLE DOS PROCESSOS INTERNOS DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA DE INJEÇÃO DIRETA DE ETANOL TURBO - ALIMENTADO PARA MAXIMIZAÇÃO DA EFICIÊNCIA GLOBAL**. 2017. 217 f. Universidade Federal de Minas Gerais, 2017.

SOUSA M. M. **Comparação entre ferramentas de modelagem unidimensional e quasi-bidimensional, permanente e não permanente e não permanente, em planejamento e projetos de engenharia hidráulica**. [Book]. - Rio de Janeiro : Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2010.

STAN, Cornel. **Alternative Antriebe für Automobile**. Springer-Verlag, 2015.

STAN, Cornel. *Moderne Antriebssysteme Advanced Propulsion Systems*. Whz Vorlesungen. 2013.

SUNDSTRÖM, Olle. **Optimal control and design of hybrid-electric vehicles**. 2009. Tese de Doutorado. ETH Zurich. <https://doi.org/10.3929/ethz-a-005902040>

TREVAS, Igor Cordeiro. **ANÁLISE DE DESEMPENHO DE UM MOTOR FLEX OPERANDO EM CICLO MILLER A PARTIR DA VARIAÇÃO DA POSIÇÃO**

ANGULAR DO COMANDO DE VÁLVULAS DE ASPIRAÇÃO E DO SEU CURSO DE ABERTURA. 2017.188f. - Universidade Federal de Minas Gerais, 2017.

TRINDADE, Ivan Miguel. **Modelagem, controle e otimização de consumo de combustível para um veículo híbrido elétrico série-paralelo.** 2016. Tese de Doutorado. Universidade de São Paulo.

TRIVIC, Igor. **Comparative Analysis of Alternative Hybrid Systems for Automotive Applications.** 2012. Tese de Doutorado. alma.

UNITED STATES ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY. **Test Car List Data Files.** 2014. Disponível em: <<http://www.epa.gov/otaq/tcldata.htm>>. Acesso em: 3 de maio de 2018.

VAZ, Luiz Felipe Hupsel; BARROS, Daniel Chiari; CASTRO, Bernardo Hauch Ribeiro de. **Veículos híbridos e elétricos: sugestões de políticas públicas para o segmento.** 2015.

VIANA, J. **Plataforma de Testes de Desempenho Veicular para Dinamômetros Inerciais em Linguagem Labview.** 2011. Monografia (Bacharelado em Eletrônica Automotiva/Eletrônica) Faculdade de Tecnologia de Santo André, Centro Paula Souza, Santo André, 2011.

VOELCKER, John, **We Hail Hybrids' Hundredth Birthday, But Were They Really Born In Belgium?**, texto do Green Car Reports de 2 de março de 2009, Disponível em:

<http://www.greencarreports.com/news/1019155_we-hailhybrids-hundredth-birthdaybut-were-they-really-born-in-belgium> Acesso em 7 de setembro de 2018.

WAGER, Guido et al. Testing energy efficiency and driving range of electric vehicles in relation to gear selection. **Renewable Energy**, v. 62, p. 303-312, 2014.

WILLS, William. **O aumento da eficiência energética nos veículos leves e suas implicações nas emissões de gases de efeito estufa—Cenários brasileiros entre**

2000 e 2030. 2008. Tese de Doutorado. Dissertação de Mestrado. Programa de Planejamento Energético, COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro.

APÊNDICE I – TABELAS COMPLEMENTARES

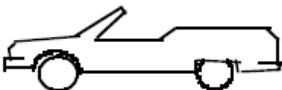

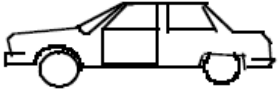




Tabela de coeficientes de resistência a rolagem

Rolling Resistance Coefficients

Conditions	Rolling resistance coefficient
Car tires on concrete or asphalt	0.013
Car tires on rolled gravel	0.02
Tar macadam	0.025
Unpaved road	0.05
Field	0.1–0.35
Truck tires on concrete or asphalt	0.006–0.01
Wheels on rail	0.001–0.002

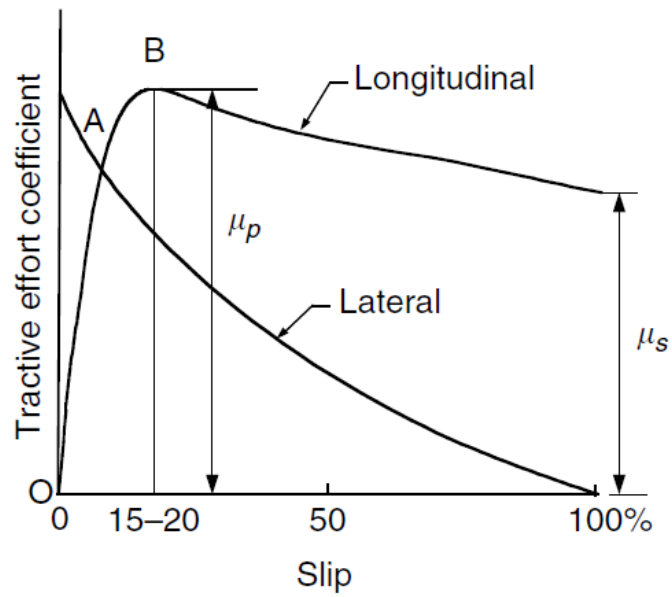
Fonte: (EHSANI *et al.*, 2018)

Tabela de coeficientes aerodinâmicos de acordo com o perfil veicular:

Vehicle Type	Coefficient of Aerodynamic Resistance
 Open convertible	0.5–0.7
 Van body	0.5–0.7
 Ponton body	0.4–0.55
 Wedge-shaped body; headlamps and bumpers are integrated into the body, covered underbody, optimized cooling air flow	0.3–0.4
 Headlamp and all wheels in body, covered underbody	0.2–0.25
 K-shaped (small breakway section)	0.23
 Optimum streamlined design	0.15–0.20
Trucks, road trains	0.8–1.5
Buses	0.6–0.7
Streamlined buses	0.3–0.4
Motorcycles	0.6–0.7

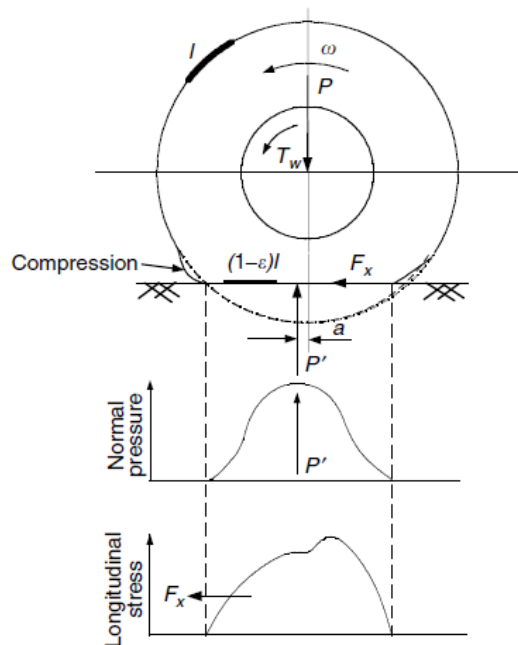
Fonte: (EHSANI *et al.*, 2018)

Variação do coeficiente de esforço de tração com deslizamento longitudinal de um pneu:



Fonte: (EHSANI *et al.*, 2018)

Comportamento do pneu quando sofre ação do torque:



Fonte: (EHSANI *et al.*, 2018)

Tabela do coeficiente de esforço de tração em diferentes terrenos:

Average Values of Tractive Effort Coefficient on Various Roads

Surface	Peak Values, μ_p	Sliding Values, μ_s
Asphalt and concrete (dry)	0.8–0.9	0.75
Concrete (wet)	0.8	0.7
Asphalt (wet)	0.5–0.7	0.45–0.6
Grave	0.6	0.55
Earth road (dry)	0.68	0.65
Earth road (wet)	0.55	0.4–0.5
Snow (hard packed)	0.2	0.15
Ice	0.1	0.07

Fonte: (EHSANI *et al.*, 2018)

APÊNDICE II – FICHA TÉCNICA UNO SPORTING 1.3 8V FLEX MY' 2017



FIAT UNO SPORTING 1.3 8V FLEX MY' 2017 Ficha técnica



As informações contidas nesse documento estão sujeitas a atualização constante.
Em caso de impressão, destruir cópias após consulta.

VERSÕES		FIAT UNO SPORTING 1.3 8V FLEX MY' 2017				
MOTOR		1332cc 8V GSE PFI Flex				
características	Número de cilindros	04 em linha				
	Posição	Transversal				
	Cilindrada total / unitária	1332,0 cc / 333,0 cc				
	Diâmetro x Curso	70,0 x 86,5 mm				
	Ciclo - Tempos	OTTO - 04				
	Taxa de compressão	13,2 : 1				
	Aspiração	Natural				
	Bloco (material)	Alumínio				
	Cabeçote (material)	Alumínio				
	performance	GASOLINA (E22)				
Potência máxima		ABNT	101,0 cv	74,0 kW	@ 6000 rpm	
Torque máximo		ABNT	13,7 kgfm	134,0 Nm	@ 3500 rpm	
Regime de marcha lenta		810 ± 50 rpm				
ETANOL (E100)						
Potência máxima		ABNT	109,0 cv	80,0 kW	@ 6250 rpm	
Torque máximo		ABNT	14,2 kgfm	139,0 Nm	@ 3500 rpm	
Regime de marcha lenta		810 ± 50 rpm				
distribuição		Número de válvulas por cilindro	02 no cabeçote			
		Diâmetro de referência das válvulas	36,0 mm		(válv. admissão)	
	29,3 mm		(válv. escape)			
	Elxo comando de válvulas	01 no cabeçote				
	Accionamento da distribuição	Corrente				
	Fases da distribuição	admissão	Início	23,5° AMPS		
			término	39,1° DPMS		
		descarga	Início	58° APMI		
			término	- 7,2° DPMS		
	ignição	Tipo	eletrônica digital incorporada ao sistema de injeção			
Fabricante		Magnetti Marell				
Ordem de ignição		1 - 3 - 4 - 2				
Avanço estático		0° ± 10° a 810 ± 50 rpm				
Velas / Abertura dos eletrodos		NGK ILMAR6C9D / 0,9 - 0,1				
Bobina		ELDOR IGC 001 Top Coil 1x1				
alimentação	Injeção eletrônica	Magnetti Marell 10GF				
	Bomba de combustível	elétrica				
	Filtro de ar	a seco tipo caixa				
dispositivos anti-polução	Equipamento	conversor catalítico, sistema de controle de emissões evaporativas e recirculação dos gases do cárter.				
	Teor de CO em marcha lenta medido antes do conversor catalítico	< 0,2%				
lubrificação	Sistema	forçada com bomba variável de palhetas				
	Filtro de óleo	full flow				
	Pressão de lubrificação	≤ 0,7 bar em marcha lenta e 100° C ≤ 2,5 bar a 4000 rpm e 100° C				
arrefecimento	Sistema	a água com bomba centrífuga na tampa frontal do motor com accionamento por corrente				
	Termostato	com by pass controlado				
	Radiador de água	tubos:	em alumínio			
		aletas:	em alumínio			
		superfície radiante:	19,22 dm²			
		vaso de expansão:	separado do radiador			
	Refrigeração forçada	Ar-condicionado	01 eletroventilador com velocidade variável comandada eletronicamente			
			liga: 91 ± 4°			
		desliga: 91 ± 4°				



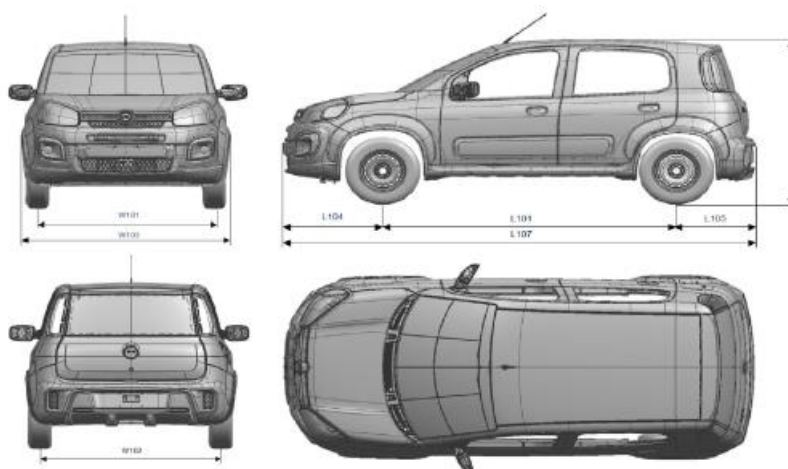
As informações contidas nesse documento estão sujeitas a atualização constante.
Em caso de impressão, destruir cópias após consulta.

sistema elétrico	Tensão	12,0 V		
	Alternador	150 A		
	Bateria	60 Ah		
	Motor de partida	1,3 kW		
TRANSMISSÃO	Tração	dianteira com juntas homocinéticas		
embreagem	Tipo	monodisco a seco e comando hidráulico		
	Diâmetro do disco	200,0 mm		
	Mola de desacionamento	tipo chapéu chinês		
câmbio	Número de marchas	05 a frente e 01 a ré	OPT Dualogic	
	Relações de marcha	1ª	4,273 (47 / 11)	4,273 (47 / 11)
		2ª	2,316 (44 / 19)	2,316 (44 / 19)
		3ª	1,444 (39 / 27)	1,444 (39 / 27)
		4ª	1,029 (35 / 34)	1,029 (35 / 34)
		5ª	0,795 (31 / 39)	0,795 (31 / 39)
		RE	4,200 (42 / 10)	4,200 (42 / 10)
diferencial	Posição	incorporado a caixa de câmbio		
	Grupo de redução	coroa e pinhão com dentes cilíndricos helicoidais		
	Relação de redução	3,933 (59 / 15)	OPT Dualogic: 3,933 (59 / 15)	
FREIOS	Comando	comando a pedal e transmissão hidráulica com ABS (opcional ESC)		
	Servofreio	9" com bomba 7/8"		
	Circuito	duplo circuito diagonal		
rodas anteriores	Sistema	a disco sólido, com pinça flutuante		
	Diâmetro x espessura do disco	257,0 x 12,0mm		
	Diâmetro do cilindro de roda	54,0 mm		
rodas posteriores	Sistema	a tambor com sapata autocentrante e regulagem automática de jogo.		
	Diâmetro do tambor	203mm		
	Diâmetro do cilindro de roda	22,2 mm		
Corretor de frenagem	comando mecânico atuante nas rodas traseiras com compensação de desgaste			
Freio de estacionamento	comando mecânico atuante nas rodas traseiras com compensação de desgaste			
DIREÇÃO	Sistema	Com pinhão e cremalheira com assistência elétrica na coluna		
	Coluna de direção	Articulada com 02 juntas universais e/ regulagem de altura		
	Número de voltas do volante	2,79		
	Diâmetro mínimo de giro	9,8 m		
SUSPENSÕES	anterior			
	Tipo	Mc Pherson com rodas independentes, braços oscilantes inferiores transversais com barra estabilizadora		
	Amortecedores	Hidráulicos, telescópico de duplo efeito (Stop Hidráulico)		
	Elemento elástico	Mola helicoidal		
	Curso de suspensão (relativo ao assetto de desenho)	compressão	67 mm	
		extensão	78 mm	
	Alinhamento das rodas (em STD A)	câmbor	3' ± 30'	
		caster	3° 07' ± 30'	
		converg.	-0,5 ± 0,5 mm	
	posterior			
	Tipo	Eixo de torção com rodas semi independentes		
	Amortecedores	Hidráulicos, telescópicos de duplo efeito		
	Elemento elástico	Mola helicoidal		
	Curso de suspensão (relativo ao assetto de desenho)	compressão	96 mm	
		extensão	67 mm	
Alinhamento das rodas (em STD A)	câmbor	-47' ± 30'		
	converg.Total	2,4 ± 2,0 mm		
RODAS	6,0 x 15" em liga leve Estepe em chapa 6,0 x 15"			
PNEUS	Tipo	185/60 R15 88H 185/60 R15 84H		
	Pressão de enchimento em média carga	kg/cm ²	lb/pol ²	
		rodas dianteiras: 2,2	32	
	em plena carga	rodas traseiras: 2,2	32	
		rodas dianteiras: 2,2	32	
		rodas traseiras: 2,2	32	

As informações contidas nesse documento estão sujeitas a atualização constante.
Em caso de impressão, destruir cópias após consulta.

MEDIDAS

externas			
Comprimento (L103)		3820,0 mm	
Largura da carroceria (W103)		1673,0 mm	
Largura entre retrovisores (W104+ W105)		1907,5 mm	
Altura	veículo vazio (H100)	1487,0 mm	
	veículo carregado	1441,0 mm	
Distância entre eixos (L101)		2376,0 mm	
Balanço dianteiro (L104)		804,7 mm	
Balanço traseiro (L105)		639,3 mm	
Ângulo Entrada		23,4°	
Ângulo Saída		19,3°	
Bitola dianteira (W101)		1430,0 mm	
Bitola traseira (W102)		1420,0 mm	
Altura mínima do solo	veículo vazio	170,0 mm	
	veículo carregado	137,0 mm	
Internas			
Altura nos assentos anteriores (H61-1)		996,0 mm	
Altura nos assentos posterior (H61-2)		955,0 mm	
Largura na altura dos ombros anterior (W3-1)		1350,0 mm	
Largura na altura dos ombros posterior (W3-2)		1320,0 mm	
compartim. de bagagem			
Capacidade com banco tras em posição normal	Norma ISO 3632	280 l / 290 l	
Capacidade com banco tras rebatido / até o vidro	Norma ISO 3632	690,0 l	(Total)
	Norma ISO 3632	422,0 l	(Rebatido 1/3)
	Norma ISO 3632	550,0 l	(Rebatido 2/3)



RESERVATÓRIOS			
Tanque de combustível (reserva)	48,0 l	(5,5 a 7,5 l)	
Sistema de arrefecimento	Ar-condicionado	5,0 l	
Cartier	3,04 l	2,59 kg	
Cartier + filtro de óleo (troca)	3,36 l	2,86 kg	
Câmbio + diferencial	2,00 l		
Óleo de freio	0,43 l		
Junta homocinética	0,090 kg	OPT Dualogic	0,090 kg + 0,100 kg
Reservatório limpador vidros	2,3 l		

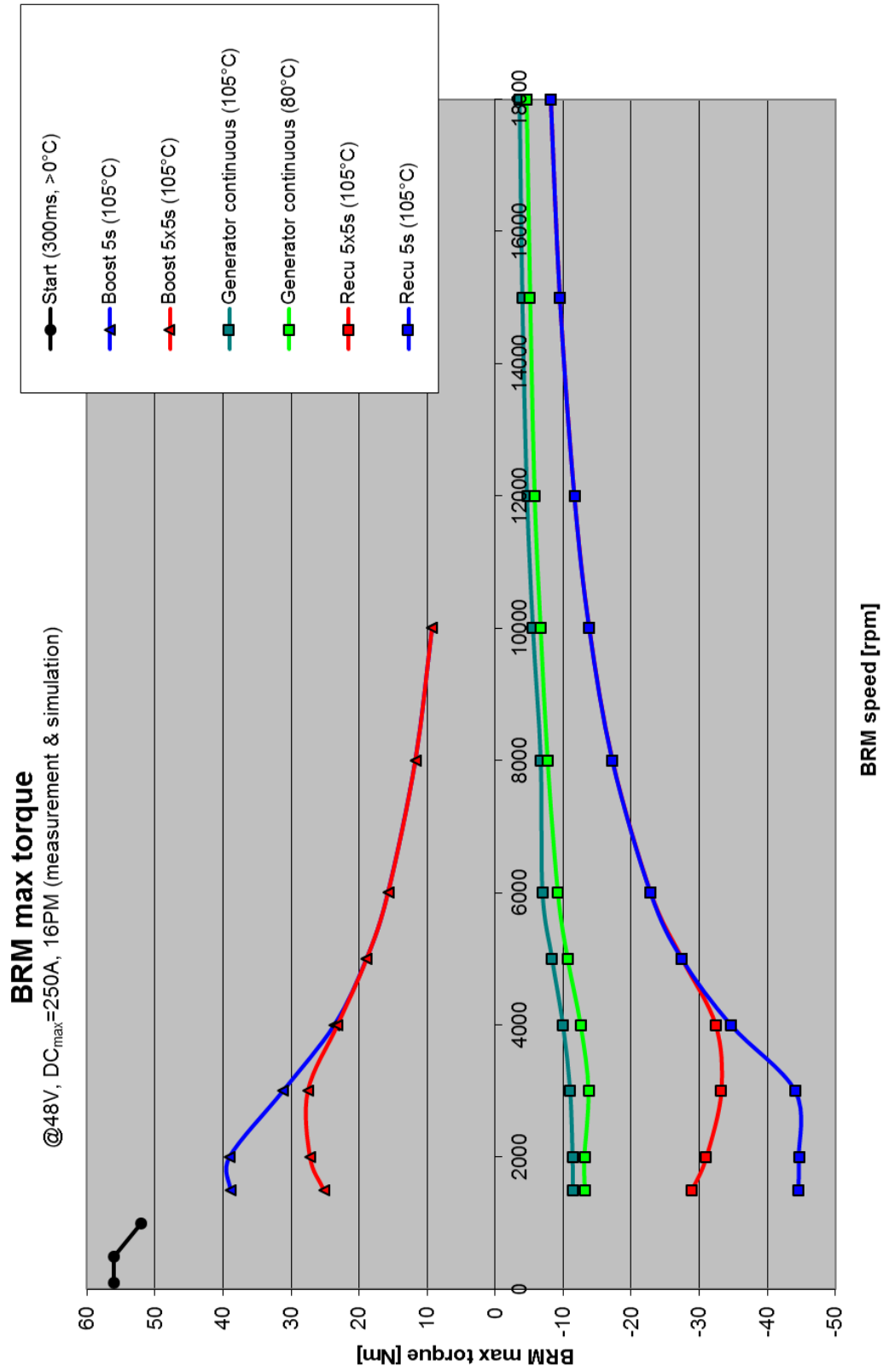


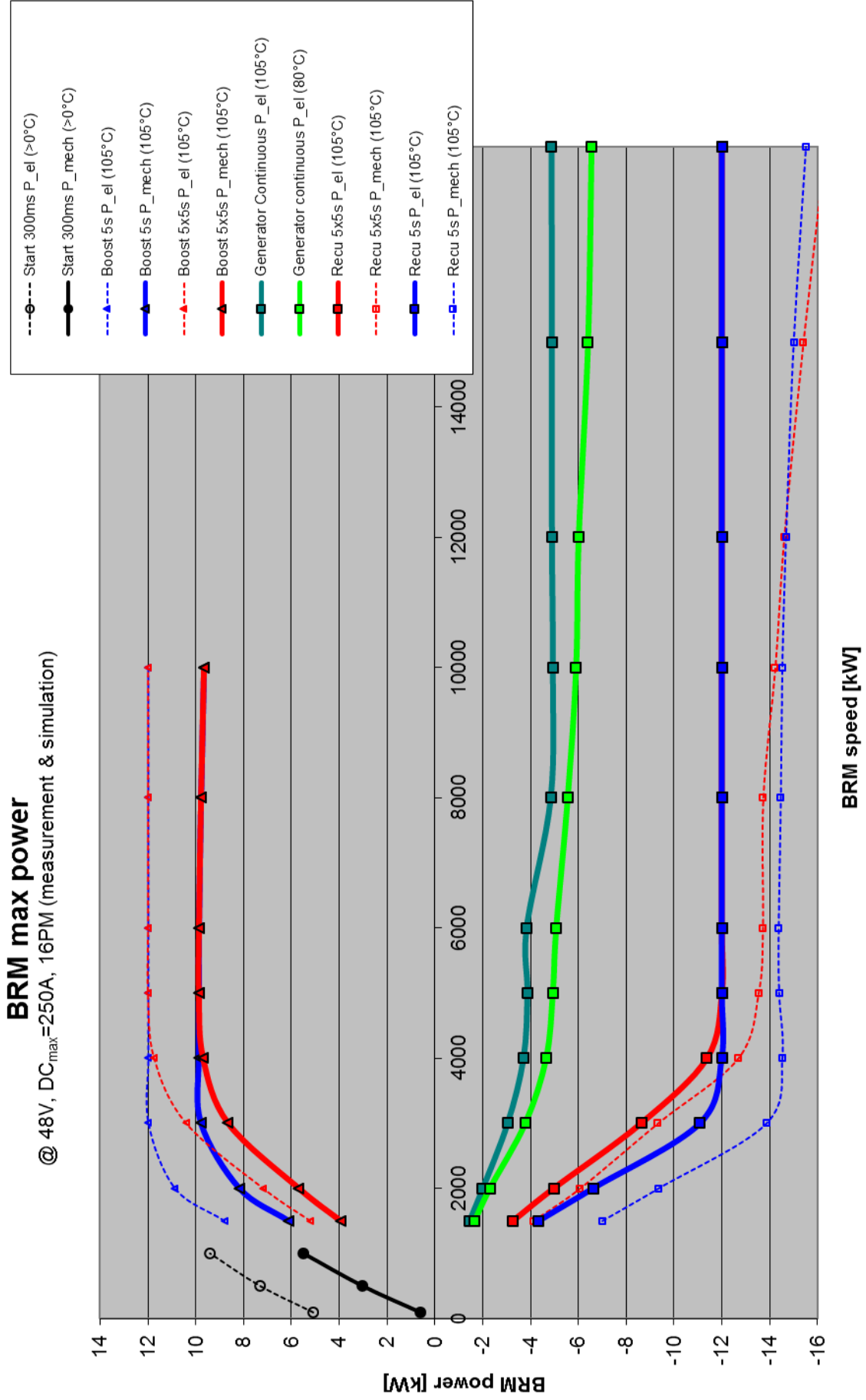
As informações contidas nesse documento estão sujeitas a atualização constante.
Em caso de impressão, destrua cópias após consulta.

DESEMPENHOS

		GASOLINA (E22)		ETANOL (E100)		OPT Dualogic	
		GASOLINA (E22)	ETANOL (E100)	GASOLINA (E22)	ETANOL (E100)	GASOLINA (E22)	ETANOL (E100)
velocidade máxima por marcha com média carga e estrada plana	1ª marcha	42,7 Km/h	42,7 Km/h	42,7 Km/h	42,7 Km/h	42,7 Km/h	42,7 Km/h
	2ª marcha	78,7 Km/h	78,7 Km/h	78,7 Km/h	78,7 Km/h	78,7 Km/h	78,7 Km/h
	3ª marcha	126,3 Km/h	126,3 Km/h	126,3 Km/h	126,3 Km/h	126,3 Km/h	126,3 Km/h
	4ª marcha	177,2 Km/h	177,2 Km/h	177,2 Km/h	177,2 Km/h	177,2 Km/h	177,2 Km/h
	5ª marcha	172,1 Km/h	176,2 Km/h	172,1 Km/h	176,2 Km/h	172,1 Km/h	176,2 Km/h
	marcha ré	46,7 Km/h	46,7 Km/h	46,7 Km/h	46,7 Km/h	46,7 Km/h	46,7 Km/h
aceleração a partir do repouso com média carga e estrada plana		0 a 100 Km/h	10,6 s	9,8 s	10,6 s	9,8 s	
retomadas de velocidade	em 4ª marcha	60 Km/h a 100 Km/h	11,4 s	10,0 s	6,1 s	5,5 s	
	(Dualogic no modo Auto) em 5ª marcha	60 Km/h a 120 Km/h	19,8 s	16,7 s	7,5 s	6,7 s	
rampa máxima superável com plena carga, valores de referência calculados			37,0 %	37%	37%	37%	
CONSUMOS (PBEV)		Veículo com câmbio manual		Veículo com câmbio Dualogic			
Conforme normas NBR 661/7024		GASOLINA (E22)	ETANOL (E100)	GASOLINA (E22)	ETANOL (E100)		
	Ciclo estrada	14,05 km/l	10,14 km/l	13,70 km/l	10,07 km/l		
	Ciclo urbano	12,89 km/l	9,17 km/l	13,18 km/l	9,31 km/l		
PBEV	(MJ/km)	1,577		1,569			
NÍVEL DE RUÍDO		pl efeito de fiscalização	83,5 dB (A) @ 4688 rpm				
PESOS			anterior	posterior	total		
FIAT UNO SPORTING 1.3 8V FLEX MY' 2017	std A	629 kg	426 kg	1055 kg			
	std C	730 kg	725 kg	1455 kg			
FIAT UNO SPORTING 1.3 8V FLEX MY' 2017 DUALOGIC	std A	637 kg	426 kg	1063 kg			
	std C	730 kg	733 kg	1463 kg			
Capacidade de carga		400 kg					
Carga máxima admissível por eixo	dianteiro	730 kg					
	traseiro	780 kg					
carga máxima rebocável		reboque sem freio 400 kg					
relação peso / potência							
<i>Gasolina (E22)</i>							
FIAT UNO SPORTING 1.3 8V FLEX MY' 2017	10,45 kg/cv	14,3 kg/kW	ABNT				
FIAT UNO SPORTING 1.3 8V FLEX MY' 2017 DUALOGIC	10,52 kg/cv	14,4 kg/kW	ABNT				
<i>Etanol (E100)</i>							
FIAT UNO SPORTING 1.3 8V FLEX MY' 2017	9,68 kg/cv	13,2 kg/kW	ABNT				
FIAT UNO SPORTING 1.3 8V FLEX MY' 2017 DUALOGIC	9,75 kg/cv	13,3 kg/kW	ABNT				

APÊNDICE III – DADOS MOTOR ELÉTRICO





APÊNDICE IV – METODOLOGIA DE CÁLCULO DAS INCERTEZAS PADRÃO COMBINADA PARA MEDIÇÕES INDIRETAS

É abordado nesse apêndice a incerteza de medição dos principais sistemas utilizado na medição dos dados experimentais. Para todos os cálculos da incerteza expandida, consideraremos infinitos graus de liberdade e o fator de abrangência K da distribuição t- Student para um nível de confiança de 95% igual a 2. A metodologia para cálculo é a mesma que foi demonstrada durante o texto (TREVAS, 2017).

1) Fator de correção.

Segundo (TREVAS, 2017) Para iniciar os cálculos do fator de correção vamos considerar a máxima temperatura permitida pela norma que é de 25°C e a pressão atmosférica que é de 90,5 kPa. Isso gera um

O fator de correção de $\alpha = 1,11374$.

A incerteza combinada é então de 0,001338723 e uma incerteza expandida de 0,00267746. Uma Tabela resumo pode ser vista na Tabela 21.

Tabela 201 – Resumo do cálculo de incerteza para o fator de correção

Parâmetro	Tipo	Distribuição	Incerteza	Grau de Liberdade
Pressão Atmosférica	B	Normal	0,084594	infinito
Temperatura de admissão	B	Normal	0,241523	infinito
Incerteza combinada do Fator de correção				0,001338723
Fator de abrangência				2,000000000
Incerteza expandida do Fator de correção				0,002677446

Fonte: (TREVAS, 2017)

A incerteza é então o valor do produto da incerteza expandida pelo valor do fator de correção encontrado.

$$U_{rFc} = \frac{0,002677446}{1,11374} = 0,002404013504$$

Sendo assim a incerteza do fator de correção é de 0,24%.

2) Torque.

Segundo (TREVAS, 2017), a maioria dos parâmetros necessários para o cálculo da incerteza de medição do torque, advém de propriedades dos materiais e da calibração de alguns parâmetros, nesse tópico essas análises são simplificadas. Na Tabela 22 apresentam se os cálculos para a faixa de medição de 0 a 10Nm.

Tabela 212 – Resumo do cálculo de incerteza para o torque na faixa de 10Nm

Parâmetro	Tipo	Distribuição	Incerteza	Graus de Liberdade
Repetitividade	A	Normal	0.06500000	3
Massa	B	Normal	4.89635000	Infinito
Gravidade	B	Normal	0.00000025	Infinito
Braço	B	Normal	0.00009000	Infinito
Dilatação do Braço	B	Retangular	5.31162000	Infinito
Resolução banco	B	Retangular	0.17320508	Infinito
Histerese	B	Retangular	0.02886751	Infinito
Incerteza combinada do Fator de correção				0.016100
Fator de abrangência				2.000000
Incerteza expandida do Fator de correção				0.032200

Fonte: (TREVAS, 2017)

Para as demais faixas de medição, calibradas para o dinamômetro utilizado, é mostrado em resumo na Tabela 23.

Tabela 22 – Resumo do cálculo de incerteza para o torque em todas faixa de medição

Pontos	Incerteza Combinada	Fator de abrangência	Incerteza expandida
10	0.01609	2.0000	0.032180
40	0.00465	2.0000	0.009300
100	0.00225	2.0000	0.004500
160	0.00113	2.0000	0.002260
Agrupada		0.01694	

Fonte: (TREVAS, 2017)

Deve-se utilizar uma única incerteza para toda a faixa de medição, utilizaremos então o valor da incerteza expandida agrupada. O valor da incerteza de medição para o torque é de 1,69%.

3) Torque Corrigido.

Segundo (TREVAS, 2017), para o cálculo da incerteza de medição do torque corrigido, utiliza-se a incerteza proveniente do cálculo do torque e do fator de correção. O resumo desse cálculo pode ser visto na Tabela 24.

Tabela 23 – Resumo do cálculo de incerteza para o o torque corrigido

Parâmetro	Tipo	Distribuição	Incerteza	Graus de Liberdade
Torque	B	Normal	0.00846832	Infinito
Fator de Correção	B	Normal	0.00133872	Infinito
Incerteza Combinada do Torque Corrigido				0.0085735
Fator de Abrangência				2
Incerteza Expandida do Torque Corrigido				0.0171470

Fonte: (TREVAS, 2017)

Têm-se então uma incerteza de 1,71% para toda a faixa de torque corrigido.

4) Potência.

Para o cálculo da incerteza de medição, precisamos dos valores da incerteza da rotação e do torque. Utilizaremos esses valores para preencher a Tabela 25 com um resumos dos cálculos.

Tabela 24 – Resumo do cálculo de incerteza para potência

Parâmetro	Tipo	Distribuição	Incerteza	Graus de Liberdade
Rotação	B	Normal	0.000468	infinito
Torque	B	Normal	0.008467	infinito
Incerteza Combinada da Potência				0.008479
Fator de Abrangência				2.000000
Incerteza Expandida da potência				0.016958

Fonte: (TREVAS, 2017)

Têm-se então uma incerteza de 1,69% para toda faixa de potência medida.

5) Potência Corrigida.

Para o cálculo da incerteza de medição da potência corrigida, utiliza-se a incerteza proveniente do cálculo da potência e do fator de correção. O resumo desse cálculo pode ser visto na Tabela 26.

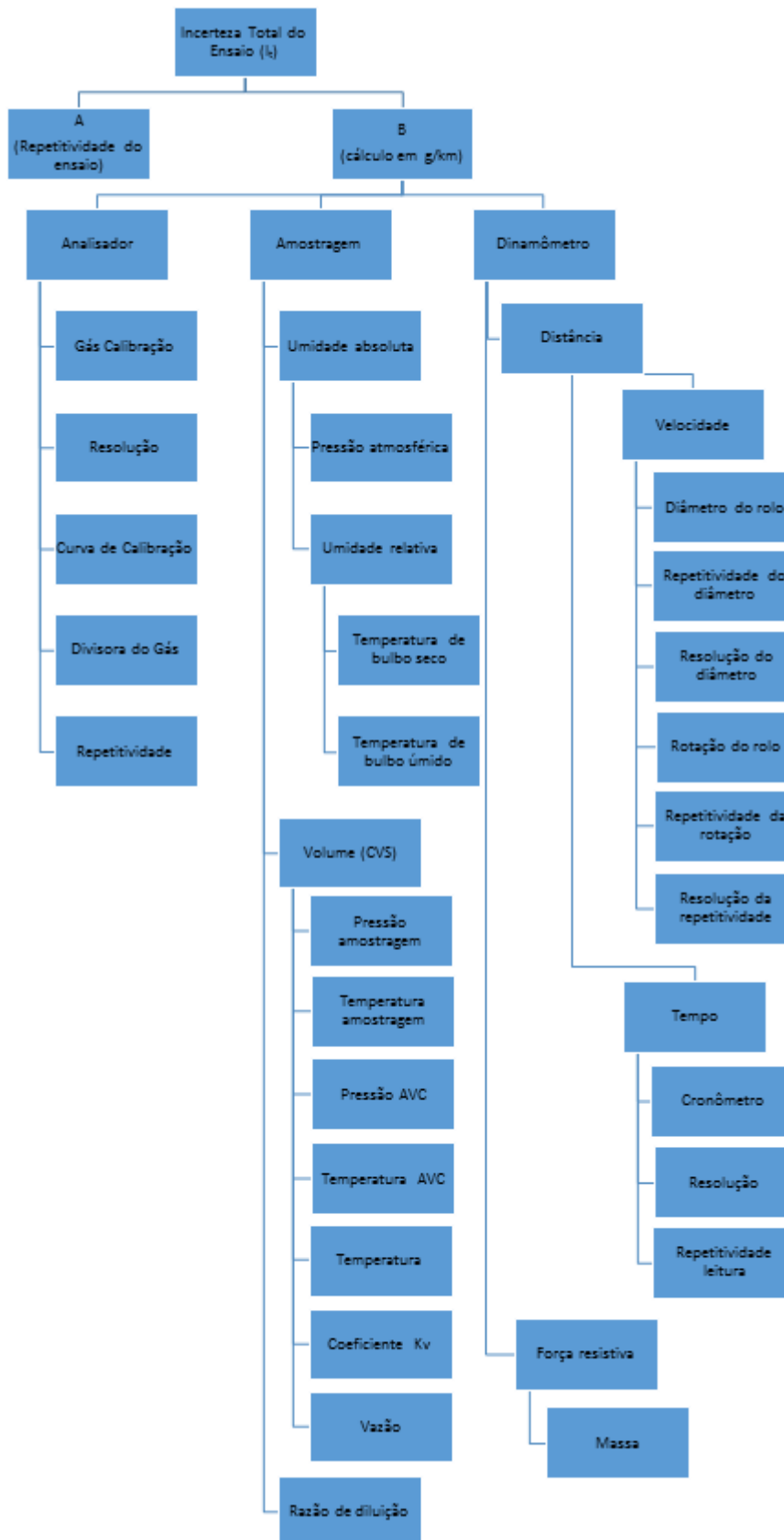
Tabela 25 – Resumo do cálculo de incerteza para potência corrigida

Parâmetro	Tipo	Distribuição	Incerteza	Graus de Liberdade
Potência	B	Normal	0.008479	Infinito
Fator de Correção	B	Normal	0.0026774	Infinito
Incerteza Combinada da Potência Corrigida				0.008891690
Fator de Abrangência				2
Incerteza Expandida da Potência Corrigida				0.01778338

Fonte: (TREVAS, 2017)

Têm-se então uma incerteza de 1,77% para toda faixa de potência corrigida.

6) Fonte das incertezas na medição do ciclo NBR6601



Fonte: Associação Brasileira de Engenharia Automotiva