

**MINISTÉRIO DA DEFESA  
EXÉRCITO BRASILEIRO  
DEPARTAMENTO DE CIÊNCIA E TECNOLOGIA  
INSTITUTO MILITAR DE ENGENHARIA  
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA E DE  
AUTOMÓVEL**

**JONAS LUIZ DA SILVA CRUZ**

**ANÁLISE DO DESEMPENHO DE UM VEÍCULO CONCEITUAL LEVE  
*OFF-ROAD* HÍBRIDO**

**RIO DE JANEIRO  
2021**

JONAS LUIZ DA SILVA CRUZ

ANÁLISE DO DESEMPENHO DE UM VEÍCULO CONCEITUAL LEVE  
*OFF-ROAD* HÍBRIDO

Projeto de Final de Curso apresentado ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica e de Automóvel do Instituto Militar de Engenharia, como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica e de Automóvel.

Orientador(es): Ricardo Eiji Hamaoka, M.Sc.

Rio de Janeiro

2021

©2021

INSTITUTO MILITAR DE ENGENHARIA

Praça General Tibúrcio, 80 – Praia Vermelha

Rio de Janeiro – RJ CEP: 22290-270

Este exemplar é de propriedade do Instituto Militar de Engenharia, que poderá incluí-lo em base de dados, armazenar em computador, microfilmear ou adotar qualquer forma de arquivamento.

É permitida a menção, reprodução parcial ou integral e a transmissão entre bibliotecas deste trabalho, sem modificação de seu texto, em qualquer meio que esteja ou venha a ser fixado, para pesquisa acadêmica, comentários e citações, desde que sem finalidade comercial e que seja feita a referência bibliográfica completa.

Os conceitos expressos neste trabalho são de responsabilidade do(s) autor(es) e do(s) orientador(es).

Cruz, Jonas Luiz da Silva.

Análise do desempenho de um veículo conceitual leve *off-road* híbrido / Jonas Luiz da Silva Cruz. – Rio de Janeiro, 2021.

101 f.

Orientador(es): Ricardo Eiji Hamaoka.

Projeto de Final de Curso (graduação) – Instituto Militar de Engenharia, Engenharia Mecânica e de Automóvel, 2021.

1. Veículo Híbrido Elétrico (VHE). 2. *Off-road*. 3. *Matlab*. 4. *Simulink*. i. Hamaoka, Ricardo Eiji (orient.) ii. Título

**JONAS LUIZ DA SILVA CRUZ**

**Análise do desempenho de um veículo conceitual leve  
*off-road* híbrido**

Projeto de Final de Curso apresentado ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica e de Automóvel do Instituto Militar de Engenharia, como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica e de Automóvel.

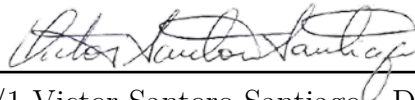
Orientador(es): Ricardo Eiji Hamaoka.

Aprovado em Rio de Janeiro, 14 de outubro de 2021, pela seguinte banca examinadora:



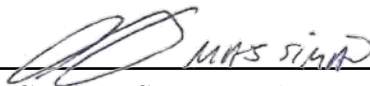
---

Cel R/1 Ricardo Eiji Hamaoka - M.Sc. do IME



---

Cel R/1 Victor Santoro Santiago - D.Sc. do IME



---

Maj QEM Gustavo Simão Rodrigues - D.Sc. do IME

Rio de Janeiro  
2021

# AGRADECIMENTOS

Agradeço, primeiramente, à Deus Pai, que sempre iluminou o meu caminho e me deu forças para superar os percalços da vida.

Agradeço à minha esposa Juliana por seu amor, carinho e apoio irrestrito ao longo dos anos, sendo peça fundamental na minha vida.

Agradeço à minha mãe, Maria Helena, por ser a minha mão amiga, ensinando-me os primeiros passos e servindo de alicerce para que eu me tornasse a pessoa que sou.

Agradeço ao meu pai, Jorge, que tão repentinamente nos deixou, ficando seus ensinamentos e uma saudade imensa. Que a sua lembrança esteja sempre em minha mente e que seus ensinamentos me façam uma pessoa melhor a cada dia.

Agradeço ao Coronel Hamaoka pela orientação, amizade e ensinamentos, guiando esse trabalho com maestria e colaborando para a minha formação como Engenheiro Mecânico e de Automóvel.

Por fim, agradeço a todos os professores e companheiros de turma que me emprestam o convívio e tornam a rotina acadêmica agradável e engrandecedora.

*”Vede que grande presente de amor o Pai nos deu:  
sermos chamados filhos de Deus!  
E nós somos!  
Se o mundo não nos conhece, é porque não conheceu o Pai.”  
(Bíblia Sagrada, 1 João 3, 1)*

## RESUMO

A preocupação mundial com problemas ambientais causados pela excessiva emissão de gases tem sido assunto de grande relevância em nossa sociedade, de tal forma que se fazem necessárias pesquisas de novas tecnologias que atendam as demandas de utilização de energia limpa e renovável, estando estas alinhadas às normas internacionais de emissão de poluentes. Nesse contexto, o Veículo Híbrido Elétrico (VHE), que utiliza tanto o motor elétrico quanto o motor de combustão interna, surge como uma alternativa promissora, uma vez que faz uso da energia elétrica em seu trem de força, devendo-se desenvolver estudos voltados para o projeto e análise de seu desempenho. Para esse fim, a simulação computacional é uma valiosa ferramenta, uma vez que possibilita verificar impactos de alterações em parâmetros do projeto sem a necessidade de confecção de numerosos protótipos, o que aumentaria o custo e o tempo da execução do projeto, além de permitir comparar resultados com outras configurações veiculares existentes. Nesse escopo, o presente trabalho teve como objetivo desenvolver um modelo conceitual de um veículo leve *off-road* híbrido, através de uma modelagem computacional em diagrama de blocos, utilizando os softwares *Simulink* e *Matlab*, ambos da *MathWorks*. A partir do modelo obtido, foram realizadas análises referentes aos sistemas do automóvel e a dinâmica veicular, a fim de levantar o desempenho da configuração de motorização híbrida em um veículo *off-road* e as vantagens e desvantagens advindas da referida hibridização.

**Palavras-chave:** Veículo Híbrido Elétrico (VHE). *Off-road*. *Matlab*. *Simulink*.

## ABSTRACT

The worldwide mobilization about environmental problems, caused by the excessive emission of gases, has been a matter of great relevance in our society, and it is necessary that research be developed on new technologies that meet the demands for the use of clean and renewable energy, which are in line with international standards of emission of pollutants. In this context, the Hybrid Electric Vehicle (HEV), which uses both the electric motor and the internal combustion engine, appears as a promising alternative, since it makes use of electric energy in its powertrain, and studies should be developed aimed at for the project and performance analysis of that. For that, the computer simulation is a valuable tool, since it allows verifying the impacts of changes in design parameters without the need to develop numerous prototypes, which would increase the cost and time of project execution, in addition allowing compare results with other existing vehicle configurations. In this scope, the present work aimed to develop a conceptual model of a hybrid off-road light vehicle, through computational modeling in block diagram, using the software Simulink and Matlab, both from MathWorks. Based on the model obtained, analyzes were carried out regarding the automobile systems and the vehicle dynamics, in order to assess the performance of the hybrid engine configuration in a off-road vehicle and the advantages and disadvantages arising from the referred hybridization.

**Keywords:** Hybrid Eletric Vehicle (HEV). *Off-road. Matlab. Simulink.*



# LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1.1 – Metas da NDC brasileira de redução das emissões de carbono (MMA, 2020) . . . . .	20
Figura 1.2 – Emissão de CO <sub>2</sub> por categoria de veículo (BRASIL, 2014) . . . . .	21
Figura 2.1 – Tipos de Veículos Híbridos Elétrico (DENTON, 2018) . . . . .	24
Figura 2.2 – Topologia Híbrido em Paralelo (TRINDADE, 2016) . . . . .	24
Figura 2.3 – Topologia Híbrido em Série (TRINDADE, 2016) . . . . .	25
Figura 2.4 – Topologia Híbrido em Série-Paralelo (TRINDADE, 2016) . . . . .	26
Figura 2.5 – Configuração do veículo híbrido em paralelo com acoplador de torque (EHSANI; GAO; EMADI, 2018) . . . . .	27
Figura 3.1 – Referencial veicular para fins de cálculos dinâmicos (ISO 8855:2011, 2011)	28
Figura 3.2 – Veículo e as componentes de força (EMIRLER et al., 2014) . . . . .	29
Figura 3.3 – Valores de coeficiente de arrasto para diversos perfis de veículos (GIL-LESPIE, 1992) . . . . .	30
Figura 3.4 – Força de tração em função do deslizamento longitudinal (WONG, 2001)	32
Figura 3.5 – <i>Ford Stock Explorer, The BuckHybrid</i> (GILSTRAP, 2004) . . . . .	35
Figura 4.1 – Potência demandada <i>versus</i> velocidade do veículo para as rampas de 0 a 60% . . . . .	37
Figura 4.2 – Motor Toyota 2,5 L à gasolina (TOYOTA, 2021) . . . . .	38
Figura 4.3 – Curvas de torque e potência em função da rotação do motor de combustão interna . . . . .	39
Figura 4.4 – Mapa de eficiência térmica (em %) do motor Toyota 2,5L (EPA, 2020)	40
Figura 4.5 – Mapa de consumo específico de combustível (em g/kWh) do motor Toyota 2,5L(EPA, 2020) . . . . .	40
Figura 4.6 – Motor elétrico <i>Zytec IDT 120-55</i> (ZYTEK, 2021) . . . . .	42
Figura 4.7 – Curvas de torque e potência em função da rotação do motor elétrico . .	43
Figura 4.8 – Arquitetura do sistema de transmissão (NAUNHEIMER et al., 2011). .	44
Figura 4.9 – Sistema de acoplamento entre motores (EHSANI; GAO; EMADI, 2018).	46
Figura 4.10–Curva de torque e potência na saída do acoplador . . . . .	48
Figura 4.11–Curva de torque na saída do acoplador e a curva da Equação 4.17 . . .	49
Figura 4.12–Desempenho em aceleração . . . . .	51
Figura 4.13–Desempenho em velocidade para rampas de 0 a 60% . . . . .	52
Figura 4.14–Desempenho em rampa . . . . .	53
Figura 4.15–Transmissão manual e automatizada (VOLKSWAGEN, 2015) . . . . .	54
Figura 4.16–Diagrama do Sistema eletrônico da transmissão automatizada (VOLKSWAGEN, 2015) . . . . .	55

Figura 4.17–Funcionamento de uma transmissão continuamente variável (NAUNHEIMER et al., 2011) . . . . .	56
Figura 5.1 – Diagrama de Ragone para diversos tipos de unidades de armazenamento de energia (BOAS, 2019) . . . . .	58
Figura 5.2 – Elementos constitutivos do ultracapacitor (DIAS, 2020) . . . . .	59
Figura 5.3 – Esquema de uma célula de combustível (DIAS, 2020) . . . . .	60
Figura 5.4 – Princípio de funcionamento da bateria química (DIAS, 2020) . . . . .	61
Figura 6.1 – Configuração do trem de força do VHE em paralelo com acoplador de torque (Adaptado de EHSANI; GAO; EMADI, 2018) . . . . .	64
Figura 6.2 – Modos de operação baseados na potência demandada (EHSANI; GAO; EMADI, 2018) . . . . .	65
Figura 6.3 – Limites de operação do MCI na estratégia de controle por nivelamento de carga (Adaptado de ULSOY; PENG; ÇAKMAKCI, 2012) . . . . .	68
Figura 6.4 – Estratégia de controle para o VHE em paralelo . . . . .	70
Figura 7.1 – Ciclo padrão de emissões NBR 6601 (ABNT, 2021) . . . . .	72
Figura 7.2 – Velocidade em função do tempo para o ciclo FTP-75 . . . . .	73
Figura 7.3 – Aceleração em função do tempo para o ciclo FTP-75 . . . . .	73
Figura 7.4 – Diagrama de blocos para o cálculo da força requerida em cada instante de tempo para o ciclo FTP-75 . . . . .	74
Figura 7.5 – Diagrama de blocos para o cálculo da potência requerida do VHE para o ciclo FTP-75 . . . . .	74
Figura 7.6 – Modelo do VHE em paralelo com acoplador de torque . . . . .	75
Figura 7.7 – Subsistema do acoplador de torque . . . . .	76
Figura 7.8 – Função torque do MCI . . . . .	76
Figura 7.9 – Função torque do ME . . . . .	77
Figura 7.10–Função torque de saída do acoplador . . . . .	77
Figura 7.11–Subsistema caixa principal(CVT) . . . . .	78
Figura 7.12–Função redução da CVT . . . . .	78
Figura 7.13–Subsistema redução secundária . . . . .	79
Figura 7.14–Subsistema rodas motoras . . . . .	79
Figura 7.15–Subsistema força de tração . . . . .	80
Figura 7.16–Função deslizamento . . . . .	80
Figura 7.17–Função Julien . . . . .	81
Figura 7.18–Subsistema equações de movimento . . . . .	81
Figura 8.1 – Potência requerida em função do tempo para o ciclo FTP-75 . . . . .	82
Figura 8.2 – Potência demandada do ME em função do tempo para o ciclo FTP-75 . . . . .	83
Figura 8.3 – Potência demandada do PPS em função do tempo para o ciclo FTP-75 . . . . .	83
Figura 8.4 – Potência demandada do MCI em função do tempo para o ciclo FTP-75 . . . . .	84

Figura 8.5 – Levantamento do consumo específico em função do torque e da rotação do MCI . . . . .	85
Figura 8.6 – Ajuste da curva de consumo específico de combustível do MCI . . . . .	86
Figura 8.7 – Consumo absoluto de combustível do MCI da configuração híbrida para o ciclo FTP 75 . . . . .	86
Figura 8.8 – Consumo absoluto de combustível para o ciclo FTP 75 utilizando somente o MCI para tração . . . . .	87
Figura 8.9 – Aceleração de 0 a 100 km/h para o VHE em paralelo . . . . .	89
Figura 8.10–Aceleração de 0 a 100 km/h para o VHE em paralelo . . . . .	91
Figura 8.11–Deslizamento do pneu do VHE em paralelo . . . . .	91
Figura 8.12–Variação da energia da fonte de alimentação de pico para o ciclo de direção FTP-75 . . . . .	93
Figura 8.13–Diagrama de blocos para a determinação da variação de energia para aceleração plena . . . . .	94
Figura 8.14–Variação da energia da fonte de alimentação de pico para aceleração máxima . . . . .	94

## LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 – Valores de $\mu_0$ para diferentes tipos de terrenos (JAZAR, 2008) . . . . .	30
Tabela 3.2 – Valores do coeficiente de aderência (WONG, 2001) . . . . .	32
Tabela 3.3 – Valores de parâmetros estruturais (GILSTRAP, 2004) . . . . .	36
Tabela 3.4 – Valores de parâmetros aerodinâmicos para o <i>Ford Stock Explorer</i> (KLEBACK; INMAN; NOSS, 2003) . . . . .	36
Tabela 3.5 – Valores de parâmetros dos pneus . . . . .	36
Tabela 4.1 – Valores de torque e da potência do MCI em função da velocidade de rotação do motor . . . . .	38
Tabela 4.2 – Parâmetros para determinação da potência do motor elétrico . . . . .	42
Tabela 4.3 – Valores de torque e potência do motor elétrico em função da velocidade de rotação do motor . . . . .	43
Tabela 4.4 – Valores para as relações de transmissões globais . . . . .	50
Tabela 4.5 – Requisitos do projeto para validação da transmissão . . . . .	50
Tabela 4.6 – Parâmetros do sistema de transmissão . . . . .	57
Tabela 6.1 – Estratégia de controle centrada no conceito de nivelamento de carga (Adaptado de ULSOY;PENG; ÇAKMAKCI, 2012) . . . . .	69
Tabela 8.1 – Comparação do consumo médio de combustível em ciclo urbano do VHE em paralelo com o Ford Explorer 4.0 V6 2002 . . . . .	88
Tabela 8.2 – Comparação da emissão de $CO_2$ , em ciclo urbano, do VHE em paralelo para a tração híbrida e somente com o MCI . . . . .	88
Tabela 8.3 – Comparação de desempenho em aceleração do VHE em paralelo com o Ford Explorer 4.0 V6 2002 . . . . .	90
Tabela 8.4 – Comparação de desempenho em velocidade máxima do VHE em paralelo com o Ford Explorer 4.0 V6 2002 . . . . .	92
Tabela 8.5 – Baterias de 75 kW (Adaptado de KLEBACK; INMAN; NOSS, 2003) . . . . .	95

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CVT	Transmissão continuamente variável
ECU	<i>Electronic Control Unit</i>
EPA	<i>Environmental Protection Agency</i>
MCI	Motor de combustão interna
ME	Motor elétrico
MMA	Ministério do Meio Ambiente
NDC	<i>Nationally Determined Contribution</i>
ONU	Organização das Nações Unidas
P&D	Pesquisa e Desenvolvimento
PPS	<i>Peaking power source</i>
SOC	<i>State of charge</i>
UNFCCC	<i>United Nations Framework Convention on Climate Change</i>
VHE	Veículo Híbrido Elétrico

## LISTA DE SÍMBOLOS

$\delta$	Deflexão vertical do pneu
$\delta_m$	Fator de inércia de rotação associado ao motor elétrico
$\eta_m$	Eficiência do motor elétrico
$\eta_t$	Rendimento do sistema de transmissão
$\eta_{tm}$	Fator de eficiência da transmissão do motor elétrico para as rodas
$\eta_{t,e,m}$	Fator de eficiência da transmissão do MCI para o motor elétrico
$\lambda_r$	Coefficiente de inércia rotacional
$\mu_p$	Valor do pico do coeficiente de aderência ao solo
$\mu_{rr}$	Coefficiente de resistência ao rolamento
$\mu_s$	Valor de escorregamento do coeficiente de aderência
$\omega_a$	Velocidade do acoplador
$\omega_{cx}$	Velocidade angular de saída da caixa de transmissão
$\omega_{max}$	velocidade angular de potência máxima do motor
$\phi_2$	Fator de progressão
$\rho_a$	Densidade do ar local
$\rho_{comb}$	Densidade do combustível
$\theta$	Ângulo de rampa
$A_f$	Área frontal do veículo
$b$	Consumo médio de combustível
$b_{abs}$	Consumo absoluto de combustível
$b_e$	Consumo específico de combustível
$C_i$	Rigidez longitudinal do pneu
$C_d$	Coefficiente de arrasto aerodinâmico
$d_c$	Distância percorrida no ciclo FTP-75

$E_{c-pps}$	Capacidade de energia da PPS
$E_{CO_2}$	Emissão de $CO_2$
$E_{dis-max}$	Variação máxima de energia na PPS
$E_e$	Energia requerida pelo MCI
$E_{pps}$	Energia requerida pela PPS
$F_{aero}$	Força de arrasto aerodinâmico
$F_e$	Fator de emissão de $CO_2$
$F_{hc}$	Força de resistência a subida de rampa
$F_{rr}$	Força de resistência ao rolamento
$F_x$	Força de tração
$F_{xc}$	Força de tração crítica
$F_{xi}$	Força de aceleração
$F_{Z,A}$	Força de tração nas rodas
$F_{Z,B}$	Força demandada pelo sistema
$g$	Aceleração da gravidade
$i$	Deslizamento
$i_a$	Relação de transmissão total
$i_c$	Deslizamento crítico
$i_{CVT}$	Relação de transmissão da CVT
$I_e$	Relação do diferencial
$I_g$	Relação de transmissão da caixa
$I_S$	Relação do acoplador
$i_{tm}$	Relação de transmissão entre o motor elétrico e as rodas tracionadas
$k_t$	Constante de rigidez do pneu
$L$	Comprimento do veículo
$l_t$	Comprimento de contato do pneu com o solo

$m_c$	Carga máxima para o veículo
$m_v$	Peso bruto total do veículo
$M$	Massa total do veículo
$N$	Velocidade de rotação do motor
$n_{pmax}$	Rotação de potência máxima
$P_e$	Potência do MCI
$P_L$	Potência de propulsão comandada pelo motorista
$P_m$	Potência do motor elétrico
$P_{mb}$	Potência de frenagem regenerativa
$P_{mf}$	Potência de frenagem mecânica
$P_s$	Potência do terminal do PPS
$P_{pps}$	Potência da fonte de alimentação de pico
$P_{pps-c}$	Potência de carregamento da fonte de alimentação de pico
$P_{pps-d}$	Potência de descarregamento da fonte de alimentação de pico
$R_{dyn}$	Raio dinâmico do pneu
$r_e$	Raio efetivo do pneu
$r_t$	Raio de rodagem livre do pneu
$SOC_t$	Estado de carga máxima da PPS
$SOC_b$	Estado de carga mínima da PPS
$t_a$	Tempo de aceleração específica
$t_c$	Tempo para a realização do ciclo FTP-75
$T_a$	Torque do acoplador
$T_e$	Torque do MCI
$T_m$	Torque do motor elétrico
$V$	Velocidade do veículo
$V_b$	Velocidade base do veículo



$V_{eb}$	Velocidade do veículo na qual o MCI opera de forma estável
$V_f$	Velocidade final máxima do veículo
$v_{max}$	Velocidade máxima desejada para o veículo
$W$	Peso do veículo
$x_{eixo}$	Distância entre eixos
$x_r$	Distância do centro de massa ao eixo traseiro
$z$	Número de marchas do veículo
$z_{CM}$	Altura do centro de massa

# SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>20</b>
1.1	MOTIVAÇÃO	20
1.2	OBJETIVOS	22
1.3	MODELO COMPUTACIONAL DOS SISTEMAS AUTOMOTIVOS	22
<b>2</b>	<b>VEÍCULO HÍBRIDO ELÉTRICO</b>	<b>23</b>
2.1	CONSIDERAÇÕES INICIAIS	23
2.2	DEFINIÇÃO	23
2.3	CLASSIFICAÇÃO	24
2.4	VEÍCULO HÍBRIDO EM PARALELO	26
2.4.1	FORÇA DE TRAÇÃO DISPONÍVEL	26
<b>3</b>	<b>DINÂMICA VEICULAR</b>	<b>28</b>
3.1	REFERENCIAL ISO 8855:2011	28
3.2	FORÇAS RESISTIVAS AO MOVIMENTO	29
3.2.1	FORÇA DE RESISTÊNCIA AO ROLAMENTO	29
3.2.2	FORÇA DE ARRASTO AERODINÂMICO	30
3.2.3	FORÇA DE RESISTÊNCIA À SUBIDA DE RAMPA	31
3.3	INÉRCIA DOS PNEUS E RODAS	31
3.3.1	FORÇA DE TRAÇÃO E DESLIZAMENTO LONGITUDINAL	31
3.3.2	DESEMPENHO DO VHE EM PARALELO	34
3.4	PARÂMETROS VEICULARES	35
3.4.1	CONSIDERAÇÕES INICIAIS	35
3.4.2	ESTRUTURA VEICULAR	36
3.4.3	AERODINÂMICA VEICULAR	36
3.4.4	PNEUS	36
<b>4</b>	<b>ELEMENTOS DO TREM DE FORÇA</b>	<b>37</b>
4.1	MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA	37
4.2	MOTOR ELÉTRICO	41
4.3	SISTEMA DE TRANSMISSÃO	44
4.3.1	CONSIDERAÇÕES INICIAIS	44
4.3.2	ACOPLADOR DE TORQUE	46
4.3.3	RELAÇÃO DE TRANSMISSÃO	48
4.3.3.1	RELAÇÃO DE TRANSMISSÃO MÁXIMA	48
4.3.3.2	RELAÇÃO DE TRANSMISSÃO MÍNIMA	49

4.3.3.3	RELAÇÕES DE TRANSMISSÃO INTERMEDIÁRIAS . . . . .	50
4.3.4	DESEMPENHO DO VEÍCULO . . . . .	50
4.3.4.1	ACELERAÇÃO . . . . .	50
4.3.4.2	VELOCIDADE . . . . .	51
4.3.4.3	RAMPA . . . . .	52
4.3.5	TRANSMISSÃO AUTOMATIZADA . . . . .	54
4.3.6	TRANSMISSÃO CONTINUAMENTE VARIÁVEL . . . . .	56
<b>5</b>	<b>UNIDADE DE ARMAZENAMENTO DE ENERGIA . . . . .</b>	<b>58</b>
5.1	CONSIDERAÇÕES INICIAIS . . . . .	58
5.1.1	ULTRACAPACITORES . . . . .	59
5.1.2	CÉLULA DE COMBUSTÍVEL . . . . .	59
5.1.3	BATERIA QUÍMICA . . . . .	60
5.2	DETERMINAÇÃO DA PPS PARA O VHE EM PARALELO . . . . .	61
5.2.1	POTÊNCIA TERMINAL . . . . .	61
<b>6</b>	<b>ESTRATÉGIA DE CONTROLE . . . . .</b>	<b>63</b>
6.1	CONSIDERAÇÕES INICIAIS . . . . .	63
6.2	ESTRATÉGIA DE CONTROLE BASEADA NO MÁXIMO ESTADO DE CARGA DA FONTE DE ALIMENTAÇÃO DE PICO . . . . .	64
6.3	ESTRATÉGIA DE CONTROLE CENTRADA NO CONCEITO DE NIVELA- MENTO DE CARGA . . . . .	68
6.4	ESTRATÉGIA DE CONTROLE PARA O VHE EM PARALELO . . . . .	69
<b>7</b>	<b>MODELO COMPUTACIONAL . . . . .</b>	<b>71</b>
7.1	CONSIDERAÇÕES INICIAIS . . . . .	71
7.2	CICLOS DE DIREÇÃO . . . . .	71
7.3	POTÊNCIA REQUERIDA . . . . .	72
7.4	MODELAGEM DA DINÂMICA LONGITUDINAL PARA ACELERAÇÃO . . . . .	75
7.4.1	ACOPLADOR DE TORQUE . . . . .	76
7.4.2	TRANSMISSÃO PRINCIPAL . . . . .	77
7.4.3	REDUÇÃO SECUNDÁRIA . . . . .	78
7.4.4	RODAS MOTORAS . . . . .	79
7.4.5	FORÇA DE TRAÇÃO . . . . .	79
7.4.6	EQUAÇÕES DE MOVIMENTO . . . . .	81
<b>8</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÕES . . . . .</b>	<b>82</b>
8.1	CICLO DE DIREÇÃO . . . . .	82
8.1.1	POTÊNCIA FORNECIDA . . . . .	82
8.1.2	CONSUMO DE COMBUSTÍVEL . . . . .	84
8.1.3	EMIÇÃO DE $CO_2$ . . . . .	88

8.2	DINÂMICA LONGITUDINAL COM DESLIZAMENTO . . . . .	89
8.2.1	TEMPO PARA ACELERAÇÃO DE 0 A 100 KM/H . . . . .	89
8.2.2	VELOCIDADE MÁXIMA DO VEÍCULO . . . . .	90
8.3	DETERMINAÇÃO DA FONTE DE ALIMENTAÇÃO DE PICO . . . . .	92
8.3.1	VARIAÇÃO DE ENERGIA DA PPS PARA O CICLO FTP-75 . . . . .	92
8.3.2	VARIAÇÃO DE ENERGIA DA PPS PARA ACELERAÇÃO PLENA . . . . .	93
8.3.3	DIMENSIONAMENTO DA PPS . . . . .	95
<b>9</b>	<b>CONCLUSÃO . . . . .</b>	<b>96</b>
	<b>REFERÊNCIAS . . . . .</b>	<b>99</b>

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 Motivação

A preocupação mundial com problemas ambientais causados pela excessiva emissão de gases tem sido assunto de grande relevância em nossa sociedade, sendo o foco de diversas políticas públicas para o combate dessa prática lesiva ao meio ambiente.

Na 21ª Conferência das Partes (COP21) da *United Nations Framework Convention on Climate Change* (UNFCCC), em Paris, foi adotado um acordo com o objetivo de fortalecer a resposta global às ameaças advindas da mudança climática e de reforçar a capacidade dos países para lidar com os impactos ambientais causados por essas mudanças (MMA, 2020).

O Brasil tornou as metas em compromissos oficiais quando aprovou pelo Congresso Nacional, em 12 de setembro de 2016, o processo de ratificação do Acordo de Paris, estando esse compromisso descrito na Contribuição Nacionalmente Determinada, advinda de *Nationally Determined Contribution*, que passou a ser chamada de NDC, correspondente à sigla em inglês do referido compromisso (MMA, 2020). A Figura 1.1 traz as metas assumidas pelo Brasil em sua NDC.

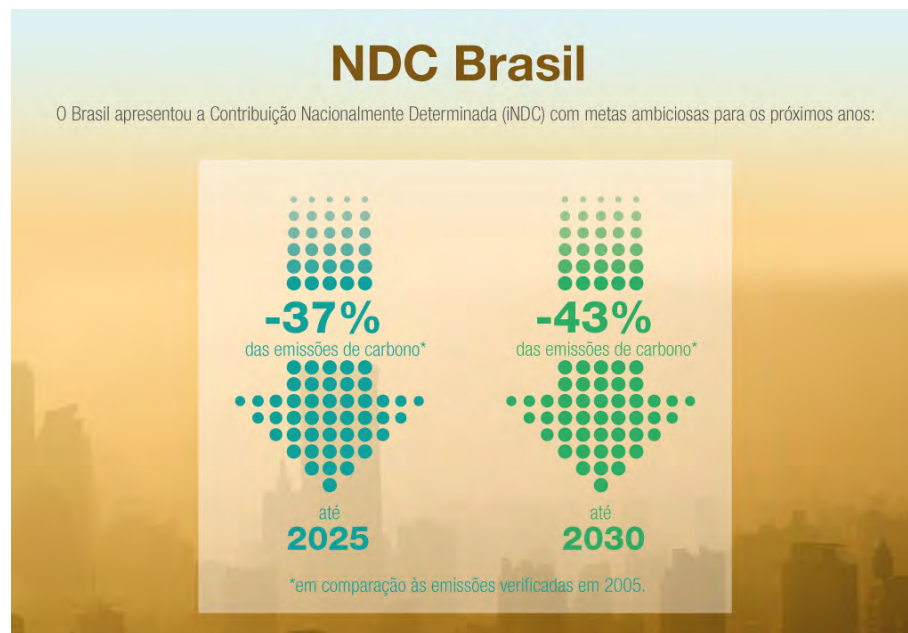


Figura 1.1 – Metas da NDC brasileira de redução das emissões de carbono (MMA, 2020)

Nesse contexto, é válido destacar que o setor de transporte é um dos principais responsáveis pelas emissões de CO<sub>2</sub> relacionadas às atividades energéticas, sendo que, em

2017, ele respondeu por cerca de um quarto do total das emissões mundiais de dióxido de carbono, contribuindo para alavancar os efeitos do aquecimento global (PNME, 2021).

O 2º Inventário Nacional de Emissões Atmosféricas por Veículos Automotores Rodoviários, publicado pelo Ministério do Meio Ambiente, traz que os automóveis foram, em 2012, responsáveis por 38% da emissão de CO<sub>2</sub>, levando em consideração apenas a emissão do poluente a partir da queima do combustível fóssil, não considerando todo o ciclo de produção do combustível, conforme pode ser verificado na Figura 1.2.

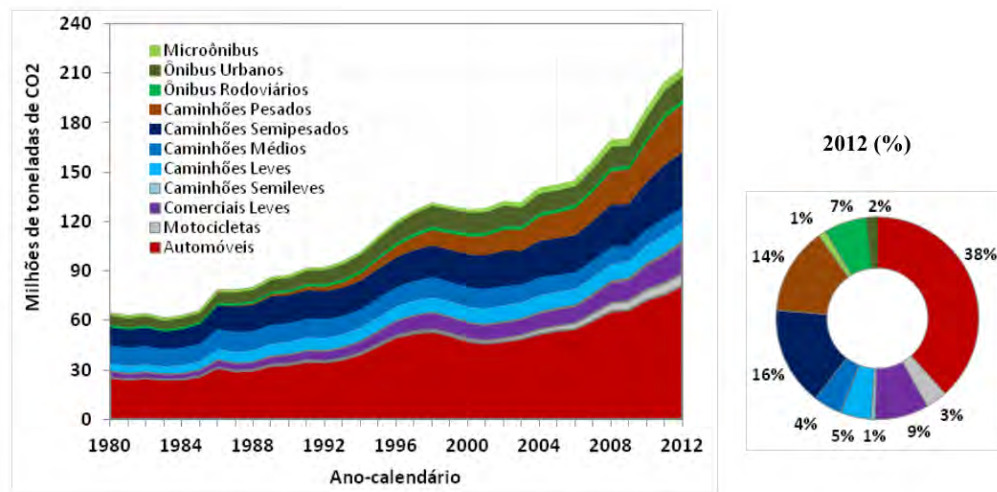


Figura 1.2 – Emissão de CO<sub>2</sub> por categoria de veículo (BRASIL, 2014)

Trata-se de um grande e contínuo desafio para as montadoras e fabricantes de componentes automotivos prover veículos e equipamentos que alcancem as metas estipuladas (PNME, 2021). Outrossim, se fazem necessárias pesquisas de novas tecnologias que atendam as demandas mundiais por energias limpas, estando essas alinhadas às normas internacionais de emissão de poluentes.

De acordo com Vaz, Barros e Castro (2015), o setor automotivo é responsável por grandes investimentos em pesquisa e desenvolvimento (P&D) e em inovações tecnológicas, tanto no Brasil quanto no mundo. Destarte, nota-se que o desenvolvimento de uma tecnologia automotiva capaz de reduzir a emissão de poluentes é crucial para que os índices descritos sejam alcançados e, nesse escopo, o Veículo Híbrido Elétrico (VHE) surge como uma alternativa viável para auxiliar nessa questão, utilizando um motor elétrico associado a um motor de combustão interna.

## 1.2 Objetivos

Este trabalho tem como objetivo a análise do desempenho de um veículo conceitual leve *off-road* híbrido, buscando simular e averiguar o desempenho da motorização híbrida nesse tipo de veículo.

Deseja-se também averiguar o desempenho do veículo do ponto de vista ambiental, verificando se a configuração híbrida, que faz uso de uma fonte de energia limpa e renovável, diminuirá a emissão de  $CO_2$ , gás responsável pelo efeito estufa, e contribuirá para a preservação do meio ambiente.

Outro aspecto a ser observado no desenvolvimento do trabalho será a adequação dos diversos sistemas automotivos à utilização de motorização híbrida, de tal forma que a análise do desempenho do veículo conceitual traga resultados coerentes e próximos dos ensaios realizados em protótipos.

## 1.3 Modelo computacional dos sistemas automotivos

A simulação computacional têm se demonstrado valiosa na indústria automotiva, possibilitando verificar impactos de alterações em parâmetros do projeto sem a necessidade de confecção de numerosos protótipos, o que aumentaria o custo e o tempo da execução do projeto. Segundo Pozzebon (2020), a utilização da simulação computacional tem o potencial de auferir melhor desempenho e maior competitividade industrial frente ao amplo mercado.

Um modelo eficiente para simular sistemas automotivos consiste na confecção de diagramas de blocos. Segundo Ogata (2006), um diagrama de blocos de um sistema consiste em uma representação gráfica das funções desempenhadas por cada componente e um fluxo de sinais entre os mesmos, descrevendo o inter-relacionamento que existe entre vários componentes, tendo como vantagem a indicação mais realista do fluxo de sinais do sistema real.

Dessa forma, para a modelagem computacional dos sistemas automotivos do VHE proposto nesse trabalho serão utilizados os softwares *Simulink* e *Matlab*, da empresa *Math Works*, de tal forma que os resultados físicos sejam obtidos através de uma estruturação de componentes dos sistemas do automóvel em diagramas de blocos.

## 2 VEÍCULO HÍBRIDO ELÉTRICO

### 2.1 Considerações iniciais

Embora os veículos híbridos e elétricos estejam presentes desde o início da indústria automobilística, os carros com motor de combustão interna sempre foram a preferência dos proprietários de automóveis. Características como a maior autonomia do motor à combustão interna e a facilidade de distribuição de combustíveis líquidos permitiram que a rede de distribuição de gasolina se expandisse rapidamente, popularizando esse tipo de combustível (BARAN; LEGEY, 2011).

Os veículos movidos por um motor de combustão interna, geralmente gasolina ou diesel, têm níveis de eficiência baixa, próximos a 40%, devido às grandes perdas em todo o processo, principalmente na forma de energia térmica. Percebeu-se ainda que a queima na câmara de combustão gera diversos gases nocivos, que são expelidos pelo escapamento, o que afeta o meio ambiente (VAZ; BARROS; CASTRO, 2015).

Essa característica de emissão de gases poluentes dos motores a combustão começou a entrar nas pautas dos debates mundiais de proteção ao meio ambiente. Uma importante convenção acerca da preservação do meio ambiente foi a Agenda 21, realizada pela Organização das Nações Unidas (ONU) em 1992, no Rio de Janeiro, enfatizando os impactos causados pelo uso extensivo de energia advinda de combustíveis fósseis, bem como a necessidade de redução do consumo de energia nos países desenvolvidos e da busca de uma possível transição para fontes renováveis de energia. Ainda em 1992, a União Europeia definiu uma política de transportes por meio da expressão “uma estratégia para a mobilidade sustentável” (BARAN; LEGEY, 2011).

Para Baran e Legey (2011), com a popularização do movimento pró-ambiental, o mercado dos carros híbridos ganhou destaque a partir de 2000, servindo como uma transição da motorização à combustão para a elétrica, com boa aceitação no mercado automotivo atual.

### 2.2 Definição

Trindade (2016) define os veículos híbridos como aqueles em que a energia para propulsão é proveniente de mais de uma fonte de energia. Em particular, o veículo híbrido elétrico (VHE) contém um ou mais motores elétricos, um sistema de armazenamento de energia elétrica e um motor de combustão interna (MCI).



## 2.3 Classificação

Os Veículos Híbridos Elétricos são divididos em três categorias principais, sendo elas o híbrido em série, híbrido em paralelo e híbrido em série-paralelo (*power-split*), conforme ilustrado na Figura 2.1.

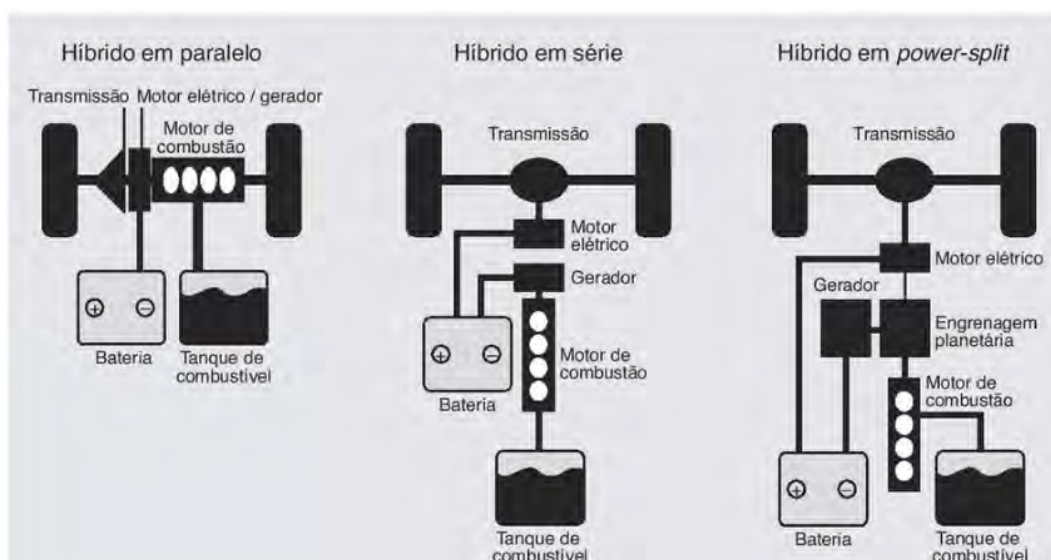


Figura 2.1 – Tipos de Veículos Híbridos Elétrico (DENTON, 2018)

Na configuração híbrida em paralelo, o MCI e o motor elétrico estão conectados mecanicamente às rodas e podem propulsionar o veículo de forma independente ou combinada. Pode-se também introduzir uma embreagem entre o MCI e o motor elétrico a fim de diminuir as perdas nos sistemas (TRINDADE, 2016).

De acordo com Denton (2018), a principal vantagem dessa configuração é que o eixo de transmissão convencional é mantido. A topologia desta configuração pode ser verificada na Figura 2.2.

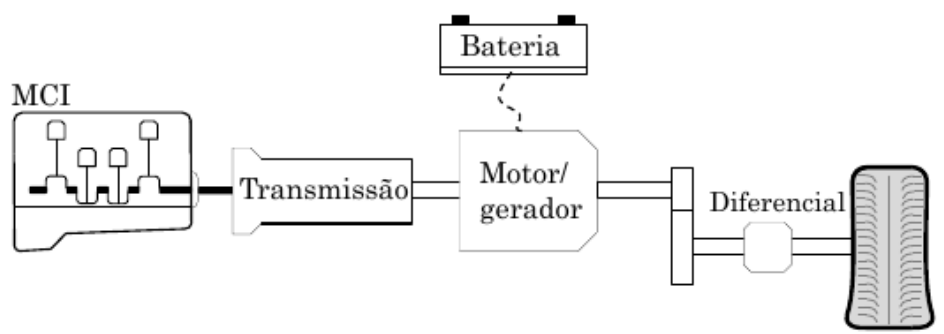


Figura 2.2 – Topologia Híbrido em Paralelo (TRINDADE, 2016)

Já na configuração híbrida em série (também conhecido como veículo elétrico de autonomia estendida, uma vez que o MCI é somente responsável por aumentar a autonomia

disponibilizada pela bateria) a propulsão é puramente elétrica e o MCI está acoplado a um gerador, que produz energia elétrica e não está acoplado mecanicamente à transmissão.

Como vantagem dessa configuração, destaca-se a simplicidade do trem de força comparado a outras configurações, devido ao seu total desacoplamento mecânico. Em contrapartida, a configuração em série necessita de um gerador, o que aumenta o peso e o custo do projeto (EHSANI; GAO; EMADI, 2018). A topologia do híbrido em série está ilustrada na Figura 2.3.

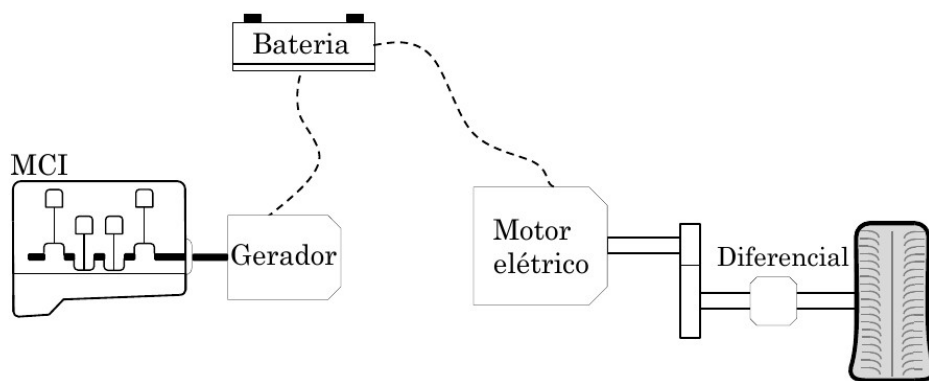


Figura 2.3 – Topologia Híbrido em Série (TRINDADE, 2016)

Por fim, a topologia série-paralelo (ou *power-split*) emprega um MCI e dois motores elétricos, todos eles conectados mecanicamente às rodas. A transmissão do veículo pode ser feita através de uma transmissão planetária, fazendo com que o veículo funcione como um híbrido em série ou em paralelo, dependendo dos parâmetros de operação e de velocidade do veículo (TRINDADE, 2016).

É uma extensão do híbrido em série, uma vez que possui um acoplamento adicional, permitindo que os motores sejam ligados mecanicamente, o que reduz a dupla conversão de energia em algumas velocidades (EHSANI; GAO; EMADI, 2018). Como desvantagem, essa configuração ocupa um espaço maior (devido à adição do acoplamento mecânico) além de precisar de duas unidades elétricas (DENTON, 2018). A Figura 2.4 ilustra a topologia do híbrido série-paralelo.

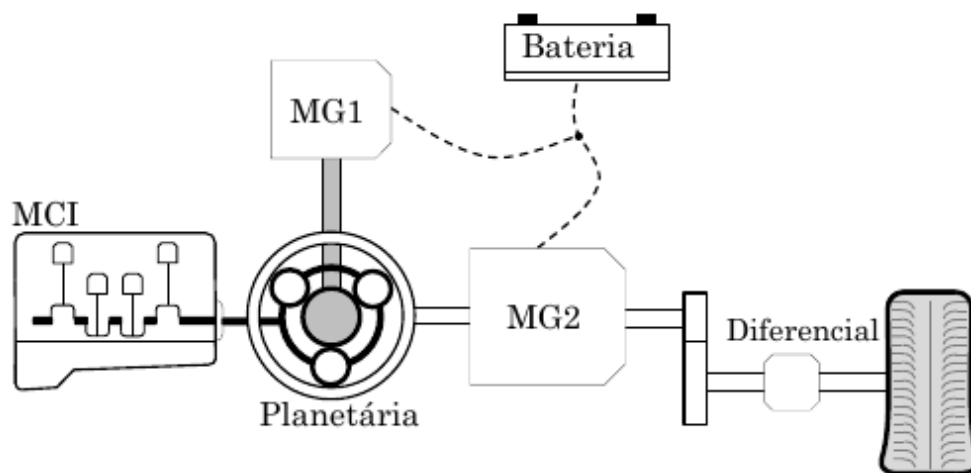


Figura 2.4 – Topologia Híbrido em Série-Paralelo (TRINDADE, 2016)

No trabalho em questão, será utilizada a configuração híbrida em paralelo. Essa escolha foi baseada na característica de que tanto o MCI quanto o motor elétrico fornecem torques diretamente às rodas e nenhuma conversão de forma de energia ocorre, acarretando em uma menor perda de energia e uma configuração mais compacta, tendo em vista que não há necessidade de um gerador adicional e o motor elétrico é menor do que o utilizado na configuração em série, uma vez que este atuará em conjunto com o MCI para vencer o requisito máximo de torque.

## 2.4 VEÍCULO HÍBRIDO EM PARALELO

### 2.4.1 FORÇA DE TRAÇÃO DISPONÍVEL

A força trativa é a força que deve superar as resistências para que o veículo possa desenvolver uma aceleração. Essa força é originada no motor, e chega nas rodas por meio de transmissões. Para motores de combustão interna, é necessário utilizar um conjunto de transmissões, de tal forma que o motor opere na zona de melhor eficiência (NAUNHEIMER et al., 2011). Para os motores elétricos, pode-se utilizar menos reduções na transmissão, podendo até não ser necessário a utilização de reduções, tendo em vista sua curva de torque ser mais controlada (EHSANI; GAO; EMADI, 2018).

De forma geral, a tração nas rodas, expressa pela Equação 2.1, é uma função do torque do motor e do rendimento da transmissão, onde  $T(n_M)$  representa o torque do motor,  $I_a$  a relação de transmissão total em uma determinada marcha,  $R_{dyn}$  o raio dinâmico do pneu e  $\eta_t$  o rendimento da transmissão (NAUNHEIMER et al., 2011).

$$F_{Z,A} = \frac{T(n_M) \cdot i_a}{R_{dyn}} \cdot \eta_t \quad (2.1)$$

Em algumas configurações de carros híbridos, o torque utilizado é uma combinação dos torques do motor a combustão interna (MCI) e do torque do motor elétrico, através de um acoplador de torque (EHSANI; GAO; EMADI, 2018). O esquema do veículo híbrido com o referido acoplador de torque está ilustrado na Figura 2.5 e será utilizado no presente trabalho.

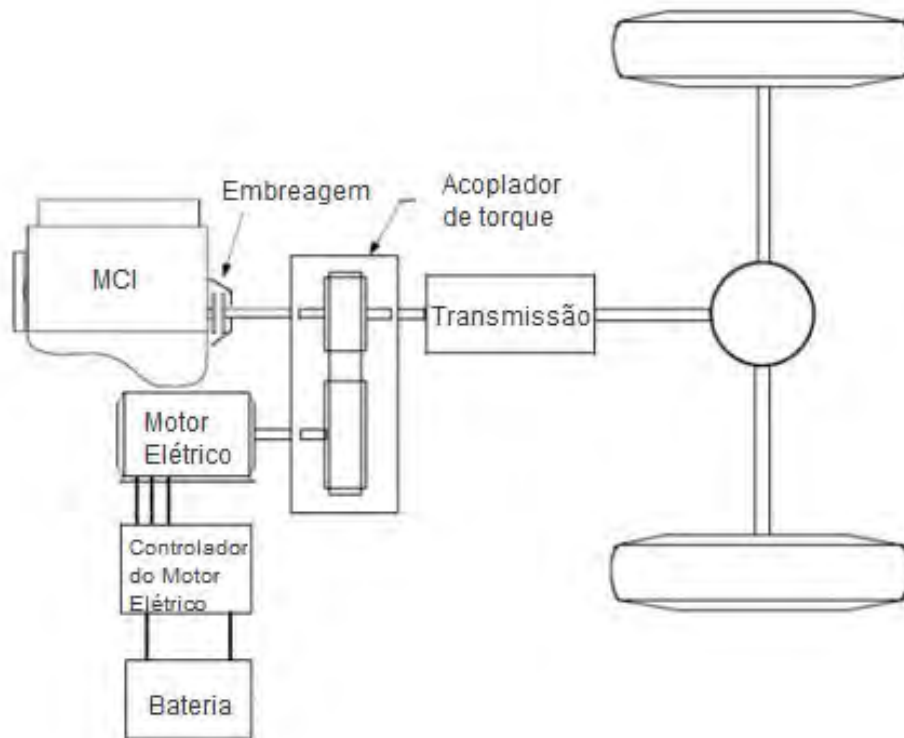


Figura 2.5 – Configuração do veículo híbrido em paralelo com acoplador de torque (EHSANI; GAO; EMADI, 2018)

### 3 DINÂMICA VEICULAR

A confecção do modelo do veículo híbrido *off-road* leve levará em conta aspectos relacionados à dinâmica veicular (como forças resistivas ao movimento), de tal forma que os fenômenos físicos estejam coerentes com os resultados práticos observados na prototipagem e cujos fatores são determinados em diversas fontes relativas à engenharia automotiva. Dessa feita, as próximas seções serão dedicadas a um levantamento das principais forças, bem como suas equações e parâmetros que serão utilizados para a modelagem dos sistemas do veículo.

#### 3.1 Referencial ISO 8855:2011

A Norma ISO 8855:2011 será utilizada para padronização de cálculos no que diz respeito aos eixos de referência. A Figura 3.1 ilustra o veículo e os respectivos eixos de referência, de acordo com a supracitada norma.

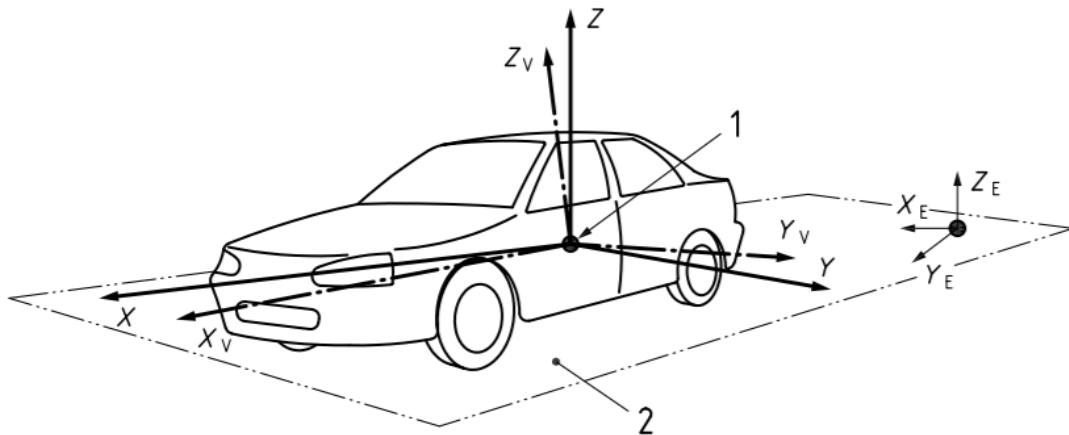


Figura 3.1 – Referencial veicular para fins de cálculos dinâmicos (ISO 8855:2011, 2011)

Em relação à Figura 3.1, os eixos cartesianos  $X_E$ ,  $Y_E$  e  $Z_E$  são referenciais inerciais fixados à Terra, enquanto os eixos cartesianos  $X_V$ ,  $Y_V$  e  $Z_V$  são fixados no referencial do veículo. As coordenadas  $x_E$ ,  $y_E$  e  $z_E$  representam as coordenadas nos respectivos eixos, no referencial fixo à Terra, enquanto  $x_V$ ,  $y_V$  e  $z_V$  tem o referencial no veículo. Já os eixos  $X$ ,  $Y$  e  $Z$  representam o sistema de eixos intermediários, cuja origem é a mesma do eixo do referencial do veículo, porém os eixos são paralelos, respectivamente, aos eixos  $X_E$ ,  $Y_E$  e  $Z_E$ .

## 3.2 Forças resistivas ao movimento

Pode-se dividir as principais forças resistivas ao movimento em três, sendo elas a de resistência ao rolamento ( $F_{rr}$ ), a de arrasto aerodinâmico ( $F_{aero}$ ) e a de resistência à subida de rampa ( $F_{hc}$ ). A força de aceleração ( $F_{xi}$ ) deve ser capaz de vencer as forças resistências, a fim de garantir o movimento do veículo. As forças de resistência ao movimento e de aceleração estão ilustradas na Figura 3.2.

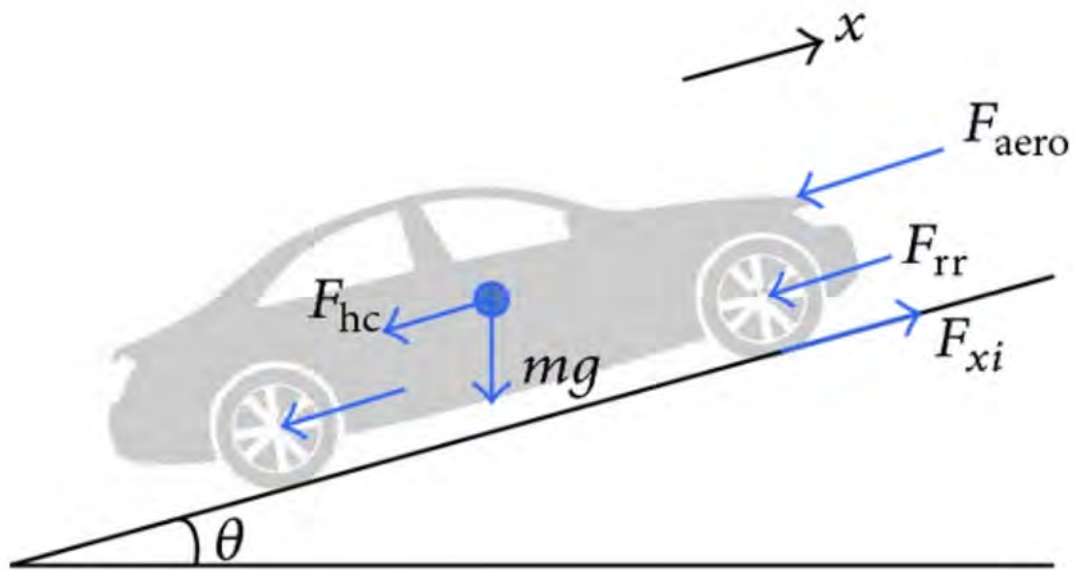


Figura 3.2 – Veículo e as componentes de força (EMIRLER et al., 2014)

### 3.2.1 Força de resistência ao rolamento

Para o cálculo da força de resistência ao rolamento ( $F_{rr}$ ), deve ser considerada a massa do veículo ( $m$ ), a aceleração da gravidade ( $g$ ), de  $9,81 \text{ m/s}^2$ , o ângulo de rampa ( $\theta$ ) e o coeficiente de resistência ao rolamento ( $\mu_{rr}$ ) (JAZAR, 2008). A Equação 3.1 é utilizada para a determinação dessa força.

$$F_{rr} = \mu_{rr} \cdot m \cdot g \cdot \cos \theta \quad (3.1)$$

Vale ressaltar que, segundo Jazar (2008), a resistência ao rolamento é ocasionada em grande parte pela deformação dos pneus e que o valor de  $\mu_{rr}$  pode ser considerado constante para o problema em questão e é dado pela Equação 3.2.

$$\mu_{rr} = \mu_0 + \mu_1 \cdot V^2 \quad (3.2)$$

Os valores de  $\mu_0$  e  $\mu_1$  são determinados de forma experimental. A Tabela 3.1 traz valores de  $\mu_0$  para diversos tipos de terrenos.

Tabela 3.1 – Valores de  $\mu_0$  para diferentes tipos de terrenos (JAZAR, 2008)

Condição da estrada e pavimento	$\mu_0$
Concreto muito bom	0,008 - 0,01
Concreto médio	0,01 - 0,015
Concreto em péssimo estado	0,02
Pavimento muito bom	0,015
Estrada natural sem manutenção	0,08 - 0,16
Areia	0,15 - 0,3
Neve rasa (5 cm)	0,025

De acordo com Jazar (2008), os valores de 0,015 para a constante  $\mu_0$  e  $7.10^{-6} s^2/m^2$  para a constante  $\mu_1$  são razoáveis para a maioria dos veículos de passeios.

### 3.2.2 Força de arrasto aerodinâmico

A segunda força a ser determinada é a força de arrasto aerodinâmico ( $F_{aero}$ ), que é determinada em função da densidade do ar local ( $\rho_a$ ), da área frontal ( $A_f$ ), da velocidade do veículo ( $V$ ) e do coeficiente de arrasto ( $C_d$ ) que é determinado pelo formato do corpo e pelo número de *Reynolds* correspondente (GILLESPIE, 1992). A Equação 3.3 traz o valor dessa força.

$$F_{aero} = \frac{1}{2} \cdot \rho_a \cdot A_f \cdot C_d \cdot V^2 \quad (3.3)$$

O valor de  $C_d$  para um veículo pode ser determinado empiricamente, através de testes com protótipo em túneis de vento, ou através de softwares computacionais. A Figura 3.3 mostra o valor do  $C_d$  para diferentes formatos de veículos.

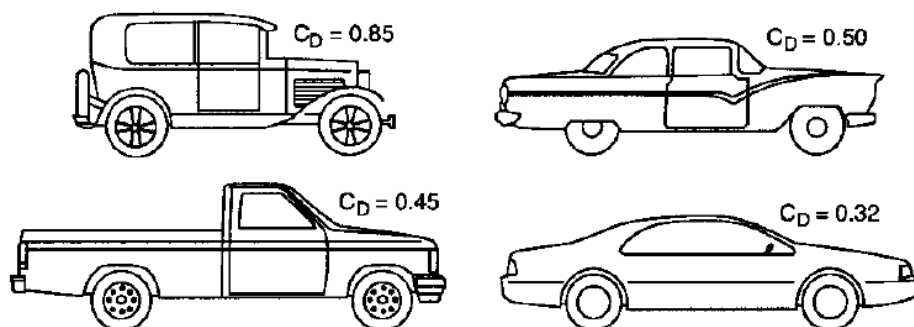


Figura 3.3 – Valores de coeficiente de arrasto para diversos perfis de veículos (GILLESPIE, 1992)

### 3.2.3 Força de resistência à subida de rampa

A próxima força a ser determinada é a força de resistência à subida de rampa ( $F_{hc}$ ), que é dada pela componente da força peso que age ao longo da subida de rampa e é calculada utilizando-se a Equação 3.4.

$$F_{hc} = m.g.\text{sen } \theta \quad (3.4)$$

Por fim, a força de aceleração linear do veículo ( $F_{xi}$ ) é determinada através da Equação 3.5.

$$F_{xi} = m.a \quad (3.5)$$

## 3.3 Inércia dos pneus e rodas

De acordo com Lopes (2015), a partir de uma análise do trem de força pelo fluxo de potência, o conjunto pneu-roda terá como entrada um torque, proveniente do trem de força, e como saída uma velocidade angular. A Equação 3.6, chamada Equação de Euler, traz como resultado a velocidade angular a ser utilizada para determinação da rotação do motor e do deslizamento longitudinal, onde  $i$  é o valor do deslizamento.

$$i = \left(1 - \frac{V}{r_t \cdot \omega}\right) \cdot 100\% = \left(1 - \frac{r_e}{r_t}\right) \cdot 100\% \quad (3.6)$$

Na Equação 3.6,  $V$  é a velocidade linear do centro do pneu, considerada a mesma do veículo,  $\omega$  é a velocidade angular do pneu,  $r_t$  é o raio de rolagem do pneu quando em rolagem livre e  $r_e$  é o raio efetivo de rolagem do pneu, que é a razão entre  $V$  e  $\omega$ . Quando em rolagem livre ( $V = \omega r$ ), o pneu apresenta deslizamento igual a zero e quando  $\omega$  é diferente de zero e  $V$  é igual a zero, o deslizamento é igual a 1 (100%) sendo a situação limite, em que o pneu gira livremente e o carro não se desloca (LOPES, 2015).

### 3.3.1 Força de tração e deslizamento longitudinal

Para Wong (2001), com base em dados experimentais, a força de tração máxima de um pneu em superfícies duras é alcançada para valores de deslizamento longitudinal entre 15% e 20%. A Figura 3.4 traz a força de tração em função do deslizamento longitudinal.



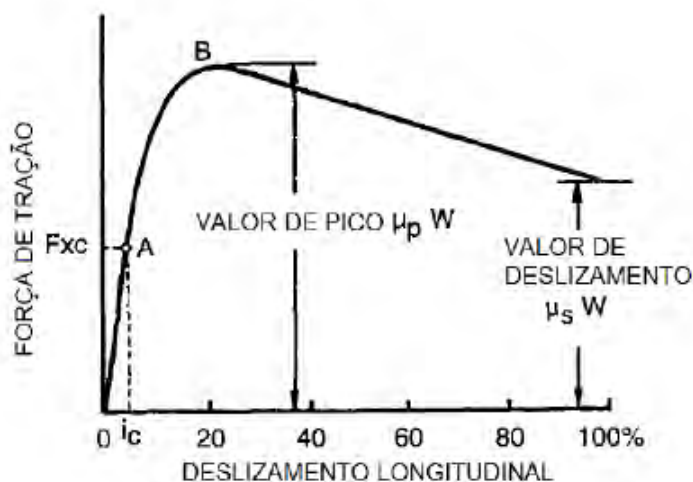


Figura 3.4 – Força de tração em função do deslizamento longitudinal (WONG, 2001)

Na Figura 3.4,  $W$  é a carga sobre o pneu,  $\mu_p$  é o valor de pico do coeficiente de aderência e  $\mu_s$  é o valor de escorregamento ou deslizamento do coeficiente de aderência. A Tabela 3.2 traz os valores obtidos experimentalmente para os coeficientes de aderência, dos quais, para fins de modelagem desse trabalho, serão utilizados os valores relativos a asfalto e concreto (seco).

Tabela 3.2 – Valores do coeficiente de aderência (WONG, 2001)

Superfície	Valor de pico $\mu_p$	Valor de escorregamento $\mu_s$
Asfalto e concreto (seco)	0,8 - 0,9	0,75
Asfalto e concreto (molhado)	0,5 - 0,7	0,45-0,6
Concreto (molhado)	0,8	0,7
Cascalho	0,6	0,55
Estrade de terra (seca)	0,68	0,65
Estrade de terra (molhada)	0,55	0,4 - 05
Neve (compactada)	0,2	0,15
Gelo	0,1	0,07

Ao analisar a Figura 3.4, nota-se que na região OA do gráfico, a relação entre a força de tração e o deslizamento é linear (devido à deformação elástica do pneu) e é dada pela rigidez longitudinal do pneu ( $C_i$ ), definida pela Equação 3.7 (WONG, 2001).

$$C_i = \left[ \frac{\partial F_x}{\partial i} \right]_{i=0} \quad (3.7)$$

Segundo Lopes (2015) após o limite  $i_c$ , essa relação não é mais linear pois uma parte do deslizamento é produzida pelo movimento relativo entre a banda de rodagem

e o piso (trecho AB) e, nessa situação, ocorre a força de tração máxima, dada por  $\mu_p W$ . Qualquer aumento no deslizamento além do valor de pico provoca uma condição instável, com a força de tração caindo até o valor de deslizamento puro ( $\mu_s W$ ) (LOPES, 2015). Um aumento adicional do deslizamento, além do ponto B, resulta em uma condição instável, com a força de tração decaindo rapidamente do valor de pico para o valor de deslizamento puro (WONG, 2001).

Wong (2001) relata que a teoria de *Julien* traz uma relação entre a força de tração e o deslizamento longitudinal de pneus pneumáticos, assumindo que a banda de rodagem do pneu é considerada elástica, que a região de contato do pneu com o solo é retangular e a pressão normal é distribuída uniformemente.

Assume-se ainda que a região de contato pode ser dividida em uma região de aderência e uma de deslizamento. Na região de aderência, as forças de interação dependem das propriedades elásticas do pneu, enquanto na região de deslizamento, as forças de interação dependem das propriedades de aderência da interface pneu-solo (WONG, 2001).

O deslizamento crítico ( $i_c$ ), que pode ser observado na Figura 3.4, é dado pela Equação 3.8. Para esse deslizamento têm-se a força de tração crítica ( $F_{xc}$ ) que é dada pela Equação 3.9 (WONG, 2001).

$$i_c = \frac{\mu_p \cdot W}{l_t \cdot k_t \cdot (l_t + \lambda)} \quad (3.8)$$

$$F_{xc} = \frac{\mu_p \cdot W \cdot [1 + (\frac{l_t}{2\lambda})]}{1 + (\frac{l_t}{\lambda})} \quad (3.9)$$

De acordo com Wong (2001), quando o deslizamento for menor que o deslizamento crítico, a força de tração será dada pela Equação 3.10. Quando a força de tração for maior do que o deslizamento crítico, o valor dessa será dado pela Equação 3.11.

$$F_x = k_t \cdot \lambda \cdot l_t \cdot i \cdot (1 + \frac{l_t}{2\lambda}) \quad (3.10)$$

$$F_x = \mu_p \cdot W - \frac{\lambda \cdot (\mu_p \cdot W - l_t \cdot k_t \cdot \lambda \cdot i)^2}{2 \cdot l_t^2 \cdot k_t \cdot \lambda \cdot i} \quad (3.11)$$

De acordo com Guimarães e Lopes (2016), para aplicar a teoria de *Julien*, são necessários os valores do pico do coeficiente de aderência ao solo ( $\mu_p$ ), do parâmetro  $\lambda$  (determinado através do  $\mu_s$ ), do peso do veículo ( $W$ ) e do comprimento de contato do pneu com o solo ( $l_t$ ). O valor da constante de rigidez tangencial do pneu ( $k_t$ ) é dado pela Equação 3.12 e o valor do comprimento de contato do pneu com o solo ( $l_t$ ) é dado pela Equação 3.13, onde  $\delta$  é a deflexão vertical do pneu.

$$k_t = \frac{2.C_i}{l_t} \quad (3.12)$$

$$l_t = 2.\sqrt{r^2 - (r - \delta)^2} \quad (3.13)$$

Para o cálculo do parâmetro  $\lambda$ , dado pela Equação 3.14, utiliza-se o valor do coeficiente de aderência  $\mu_s$  para a situação de escorregamento, estipulado através de experimentos, onde o valor do parâmetro  $p$  é dado pelo quociente de  $\mu_s$  e  $\mu_p$  (LOPES, 2015).

$$\lambda = \frac{\mu_p.W + \sqrt{2.(1-p).\mu_p.W.l^2.k_t}}{l.k_t} \quad (3.14)$$

De acordo com Wong (2001), baseado em dados experimentais, a constante de rigidez tangencial do pneu ( $k_t$ ) vale aproximadamente  $3930 \text{ kN/m}^2$  para pneus radiais e  $4.206 \text{ kN/m}^2$  para pneus diagonais. Portanto, para fins de modelagem do VHE em paralelo, será utilizado o valor de  $3930 \text{ kN/m}^2$  para constante de rigidez do pneu ( $k_t$ ).

### 3.3.2 Desempenho do VHE em paralelo

O desempenho veicular é definido pela velocidade máxima, a capacidade de aceleração e a capacidade de subir uma determinada rampa. A velocidade máxima em uma determinada marcha ( $v_{max}$ ) é dada pelo encontro das curvas de tração disponível e tração demandada, em uma configuração de pista nivelada (EHSANI; GAO; EMADI, 2018). A Equação 3.15 mostra, matematicamente, o ponto em que esta situação ocorre.

$$\frac{T(n_M).i_a.\eta_t}{R_{dyn}} = m.g.\mu_r.\cos(\alpha) + 0,5.\rho.C_d.A.v_{max}^2 \quad (3.15)$$

Caso estas curvas não se encontrem, a velocidade máxima será aquela com a máxima rotação permitida pelos motores, e dada pela Equação 3.16.

$$v_{max} = \frac{\pi.N_{max}.R_{dyn}}{30.i_a} \quad (3.16)$$

Para o desempenho em rampa, é considerado que a velocidade é uniforme e que toda a tração em excesso foi disponibilizada para vencer a rampa, sendo o ângulo máximo da rampa ( $\theta_{max}$ ) definido pela Equação 3.17, onde  $F_{Z,A}$  é a força de tração nas rodas e  $F_{Z,B}$  é a força demandada pelo sistema (NAUNHEIMER et al., 2011).

$$\text{sen}(\theta_{max}) = \frac{F_{Z,A} - F_{Z,B}}{m.g} \quad (3.17)$$

Para o cálculo da aceleração máxima ( $a_{max}$ ), deve-se considerar que o veículo está em uma pista nivelada e que toda a tração em excesso é disponibilizada para superar a força de inércia (NAUNHEIMER et al., 2011). O valor da aceleração máxima é dado pela Equação 3.18, onde  $\lambda_r$  é o coeficiente de inércia rotacional.

$$a_{max} = \frac{F_{Z,A} - F_{Z,B}}{m \cdot \lambda_r} \quad (3.18)$$

## 3.4 Parâmetros veiculares

### 3.4.1 Considerações iniciais

Antes da modelagem dos sistemas propriamente dito, é necessário que sejam levantados parâmetros veiculares adequados ao tipo de veículo o qual se deseja simular. Como o projeto trata de um veículo conceitual, serão utilizados parâmetros de um automóvel híbrido *off-road* já existente, a fim de que os resultados obtidos nas simulações possam ser comparadas com os que o veículo realmente apresentaria.

Será utilizado como base para o levantamento dos parâmetros o veículo *Ford Stock Explorer*, protótipo de um veículo híbrido apresentado por Gilstrap (2004), que atende as condições de ser um veículo híbrido e de ser vocacionado para o ambiente *off-road*. A Figura 3.5 traz o referido automóvel.



Figura 3.5 – *Ford Stock Explorer, The BuckHybrid* (GILSTRAP, 2004)

### 3.4.2 Estrutura veicular

Os valores dos parâmetros estruturais a serem utilizados dizem respeito ao veículo *Ford Stock Explorer*, obtidos por Gilstrap (2004), e estão listados na Tabela 3.3.

Tabela 3.3 – Valores de parâmetros estruturais (GILSTRAP, 2004)

Parâmetro	Valor
Peso bruto total ( $m_v$ )	2536 kg
Carga Máxima ( $m_c$ )	500 kg
Massa total ( $M$ )	3036 kg
Comprimento ( $L$ )	4,79 m
Distância entre eixos ( $x_{eixo}$ )	2,88 m
Distância do centro de massa ao eixo traseiro ( $x_r$ )	156 cm
Altura do centro de massa ( $z_{CM}$ )	648,6 mm

### 3.4.3 Aerodinâmica veicular

Os valores relacionados a aerodinâmica veicular a serem utilizados para o *Ford Stock Explorer* foram obtidos por Kleback, Inman e Noss (2003) e estão listados na Tabela 3.4.

Tabela 3.4 – Valores de parâmetros aerodinâmicos para o *Ford Stock Explorer* (KLEBACK; INMAN; NOSS, 2003)

Parâmetro	Valor
Área frontal do veículo ( $A_f$ )	2,844 m <sup>2</sup>
Coefficiente de arrasto aerodinâmico ( $C_d$ )	0,41
Densidade do ar ( $\rho_a$ )	1,275 kg/m <sup>3</sup>

### 3.4.4 Pneus

Os valores dos parâmetros que dizem respeito à dinâmica dos pneus, bem como coeficientes relativos à aderência e ao deslizamento, estão listados na Tabela 3.5.

Tabela 3.5 – Valores de parâmetros dos pneus

Parâmetro	Valor
Pneus	P245/70R16
Raio do pneu ( $r_t$ )	37,5 cm
Raio dinâmico ( $R_{dyn}$ )	36 cm
Rigidez tangencial do pneu ( $k_t$ )	3.930 kN/m <sup>2</sup>
Largura do pneu ( $l_t$ )	0.245 m
Deflexão vertical do pneu ( $\delta$ )	0,015 m
Valor de Pico do Coeficiente de Aderência ( $\mu_p$ )	0.90
Valor de Escorregamento do Coeficiente de Aderência ( $\mu_s$ )	0.75

## 4 ELEMENTOS DO TREM DE FORÇA

### 4.1 Motor de combustão interna

Para o dimensionamento do motor elétrico é necessário, primeiramente, que se conheça os parâmetros do motor de combustão que será utilizado. De acordo com Ehsani, Gao e Emadi (2018), para um veículo *off-road*, a capacidade de subida de rampa é o fator preponderante no dimensionamento do MCI. Assim sendo, o critério adotado para a escolha do MCI para o veículo em pauta é a capacidade de subir uma rampa de 60% a uma velocidade de 25 km/h. A potencia demandada ( $P_e$ ) em função da velocidade do veículo é calculada através da Equação 4.1.

$$P_e = \frac{V}{3600 \cdot \eta_t} \cdot \left[ m \cdot g \cdot (\mu_0 + \mu_1 \cdot V^2) \cdot \cos(\theta) + M \cdot g \cdot \sin(\theta) + \frac{1}{2} \cdot C_d \cdot \rho_A \cdot A_f \cdot \left( \frac{V}{3,6} \right)^2 \right] \quad (4.1)$$

A Equação 4.1 foi utilizada para gerar as curvas da potência demandada *versus* velocidade do veículo para as rampas de 0 a 60%, conforme pode ser visto na Figura 4.1.

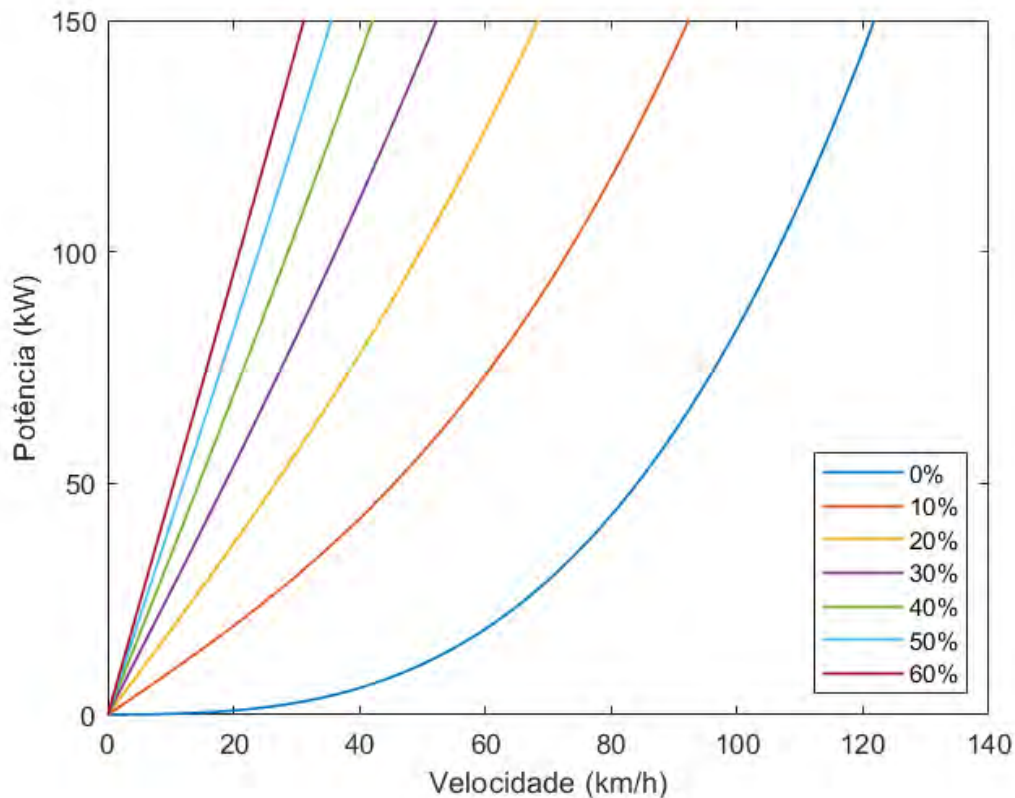


Figura 4.1 – Potência demandada *versus* velocidade do veículo para as rampas de 0 a 60%

De acordo com a Equação 4.1, para vencer uma rampa de 60% a uma velocidade de 25 km/h a potência demandada é de 120 kW. Para o projeto, foi escolhido o motor à gasolina de 2,5 litros, de 4 cilindros em linha e com injeção direta da Toyota (Figura 4.2). Esse MCI apresenta uma potência máxima de 150 kW, emprega tecnologia de combustão de alta velocidade e possui um sistema de controle variável, obtendo alta eficiência térmica (41% quando usado em veículos híbridos). Além disso apresenta alto rendimento, obtido através da redução das perdas de energia associadas aos sistemas de exaustão e resfriamento e à movimentação de peças mecânicas (TOYOTA, 2021),



Figura 4.2 – Motor Toyota 2,5 L à gasolina (TOYOTA, 2021)

A Tabela 4.1, que traz o torque ( $T_e$ ) e a potência ( $P_e$ ) do motor em função da rotação ( $N$ ), foi confeccionada de acordo com os dados disponibilizados por Toyota (2021).

Tabela 4.1 – Valores de torque e da potência do MCI em função da velocidade de rotação do motor

$N$ (rpm)	$T_e$ (Nm)	$P_e$ (kW)	$N$ (rpm)	$T_e$ (Nm)	$P_e$ (kW)
1600	208	34,85	4800	250	125,66
2000	219	45,87	5200	248	135,04
2400	230	57,80	5600	239	140,15
2800	231	67,73	6000	230	144,51
3200	232	77,74	6400	221	148,11
3600	239	90,10	6600	217	149,98
4000	246	103,04	6800	198	140,99
4400	248	114,27			

As curvas de torque e potência em função da rotação do motor de combustão interna estão representadas na Figura 4.3 e foram geradas, através do software *Matlab*, a partir dos valores apresentados na Tabela 4.1.

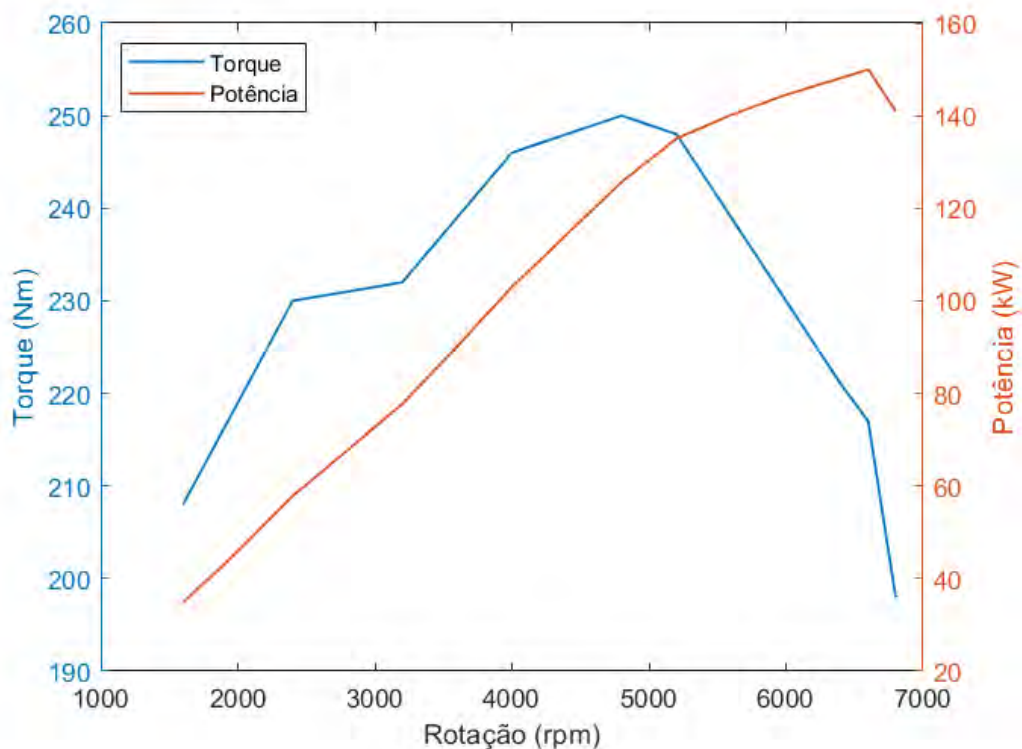


Figura 4.3 – Curvas de torque e potência em função da rotação do motor de combustão interna

A respeito das características do motor de combustão interna, vale destacar duas delas, diretamente ligadas: o consumo específico de combustível e a eficiência térmica. Para Santana, Marques e Silva (2014) o consumo específico de combustível é definido como a quantidade de combustível necessária para produzir uma unidade de potência e quanto menor for o consumo específico maior será a eficiência da máquina.

O mapa de consumo de combustível é um dado importante para a determinação da estratégia de controle na modelagem do fluxo de potência, uma vez que um dos objetivos do modelo do VHE em pauta é um consumo de combustível reduzido. As Figuras 4.4 e 4.5 foram fornecidas por EPA (2020) e trazem, respectivamente, o mapa de eficiência térmica (em %) e o mapa de consumo específico de combustível (em g/kWh) do motor Toyota 2,5L em estudo.



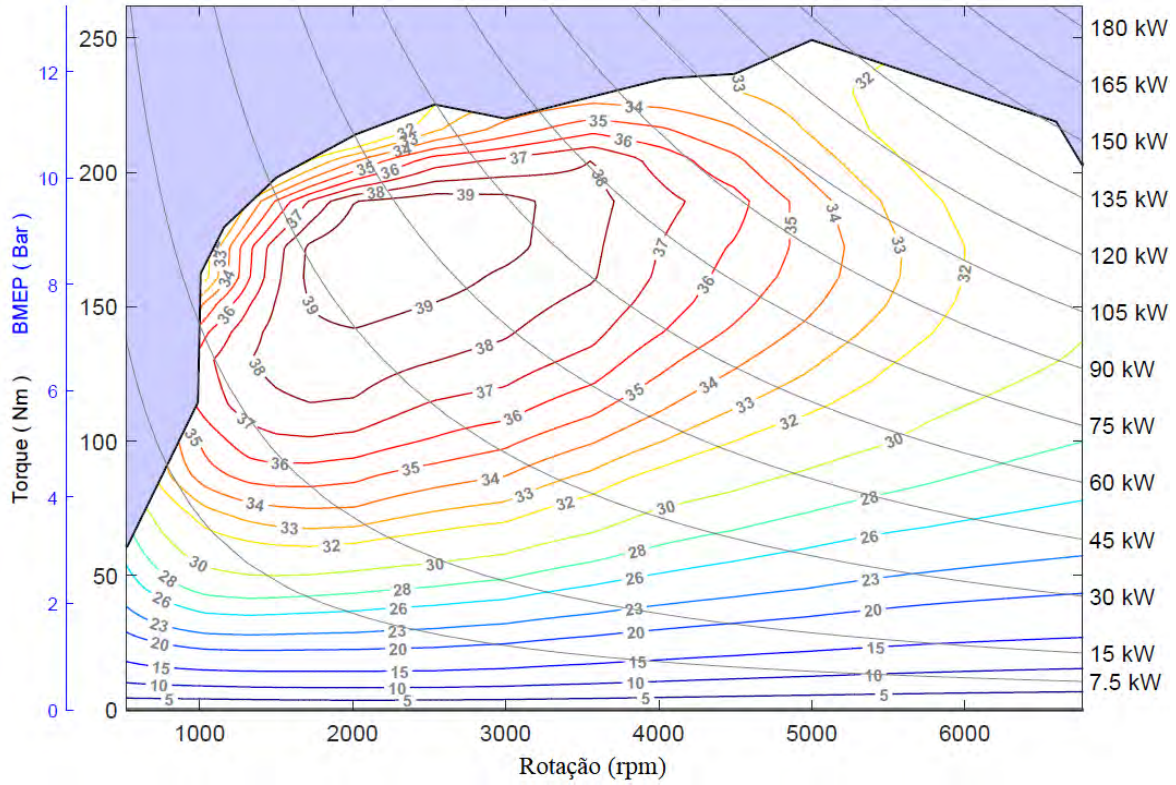


Figura 4.4 – Mapa de eficiência térmica (em %) do motor Toyota 2,5L (EPA, 2020)

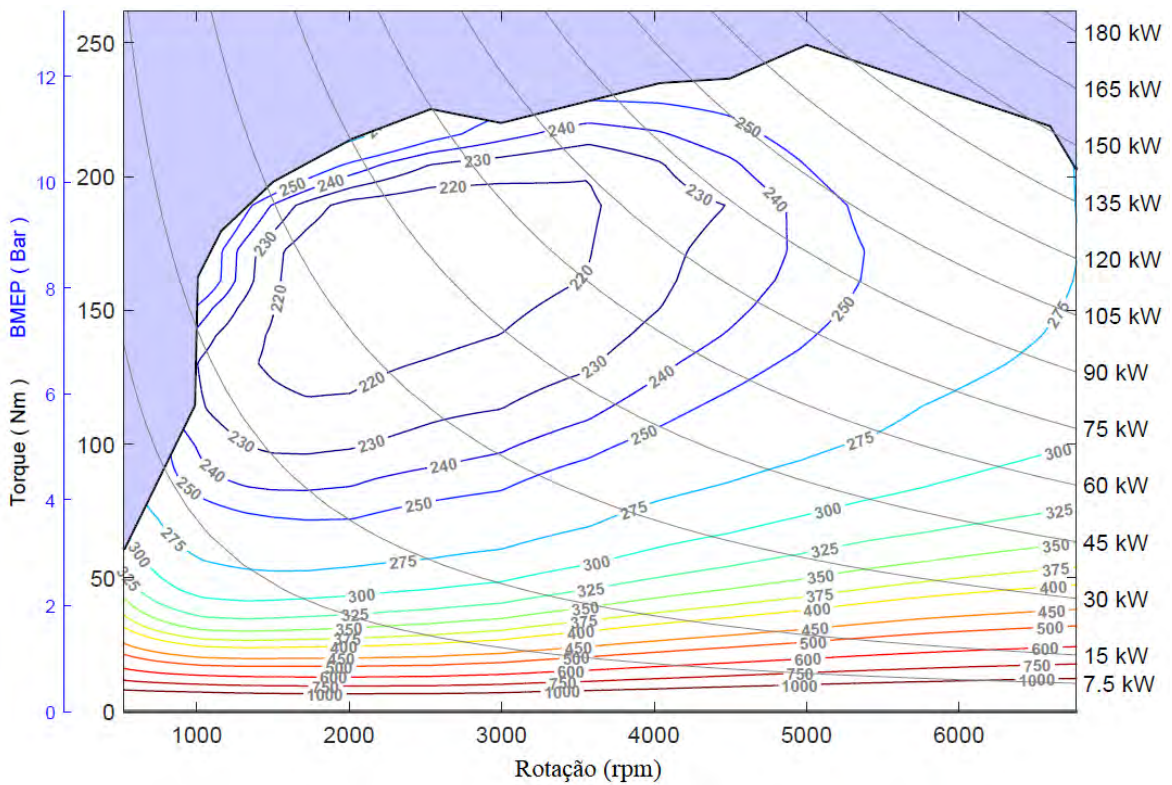


Figura 4.5 – Mapa de consumo específico de combustível (em g/kWh) do motor Toyota 2,5L(EPA, 2020)

Para fins de modelagem, a rotação de ponto morto e a rotação máxima do motor adotadas foram, respectivamente, 1600 e 6800 rpm, conforme dados fornecidos pelo fabricante (TOYOTA, 2021).

## 4.2 Motor elétrico

De acordo com Ehsani, Gao e Emadi (2018), o dimensionamento do motor elétrico de um veículo híbrido é ditado pelos requisitos de desempenho do mesmo, sendo os principais requisitos a aceleração, a resistência ao rolamento, a resistência aerodinâmica, a capacidade de rampa, as características do motor e as características de transmissão do veículo.

Para realizar uma estimativa inicial da potência do motor elétrico, pode-se assumir que a carga em regime permanente (resistência ao rolamento e arrasto aerodinâmico) é suprida pelo MCI e a carga dinâmica (carga inercial em aceleração) é suprida pelo motor elétrico, fazendo com que a aceleração esteja diretamente relacionada à saída de torque do motor elétrico (EHSANI; GAO; EMADI, 2018). A Equação 4.2 relaciona o torque e a aceleração de acordo com essas considerações.

$$\frac{T_m \cdot i_{tm} \cdot \eta_{tm}}{r} = \delta_m \cdot M \frac{dV}{dt} \quad (4.2)$$

Na Equação 4.2,  $T_m$  é o torque do motor elétrico,  $i_{tm}$  é a relação de transmissão entre o motor elétrico e as rodas tracionadas,  $\eta_{tm}$  é o fator de eficiência da transmissão do motor elétrico para as rodas tracionadas e  $\delta_m$  é o fator de inércia de rotação associado ao motor elétrico. A potência do motor elétrico será dada pela Equação 4.3.

$$P_m = \frac{\delta_m \cdot M}{2 \cdot \eta_{tm} \cdot t_a} \cdot (V_f^2 + V_b^2) \quad (4.3)$$

Com relação à Equação 4.3,  $t_a$  representa o tempo de aceleração específica da imobilidade até a velocidade final máxima ( $V_f$ ),  $V_b$  representa a velocidade de base e  $P_m$  representa a potência do motor elétrico. Para o dimensionamento do motor elétrico em pauta, serão considerados os dados da Tabela 4.2 onde  $\delta_m$ ,  $V_b$  e  $\eta_{tm}$  tem como referência os valores disponibilizados por Ehsani, Gao e Emadi (2018). Os valores  $t_a$  e  $V_f$  foram obtidos a partir dos resultados alcançados por Gilstrap (2004).

Tabela 4.2 – Parâmetros para determinação da potência do motor elétrico

Parâmetro	Valor
Massa total ( $M$ )	3036 kg
Tempo para aceleração de 0 a 100 km/h ( $t_a$ )	20 s
Velocidade de base ( $V_b$ )	40 km/h
Velocidade final máxima ( $V_f$ )	80 km/h
Fator de eficiência da transmissão ( $\eta_{tm}$ )	0.90
Fator de inércia de rotação associado ao motor ( $\delta_m$ )	1.04

A potência do motor elétrico utilizado nesse projeto está descrita na Equação 4.4.

$$P_m = \frac{1,04 \cdot 3036}{2,0 \cdot 9,20} \left[ \left( \frac{80}{3,6} \right)^2 + \left( \frac{40}{3,6} \right)^2 \right] = 55kW \quad (4.4)$$

A potência do motor elétrico obtida na Equação 4.4 foi validada pela escolha do motor elétrico de mesma potência por Kleback, Inman e Noss (2003) para a competição *Future Truck*. Assim sendo, foi selecionado o motor elétrico da fabricante *Zytec*, modelo *IDT 120-55*, que está ilustrado na Figura 4.6 (ZYTEK, 2021).

Figura 4.6 – Motor elétrico *Zytec IDT 120-55* (ZYTEK, 2021)

A Tabela 4.3 traz o torque ( $T_m$ ) e a potência ( $P_m$ ) do motor em função da rotação ( $N$ ) e foi confeccionada a partir das curvas disponibilizados por Zytek (2021).

Tabela 4.3 – Valores de torque e potência do motor elétrico em função da velocidade de rotação do motor

$N$ (rpm)	$T_m$ (Nm)	$P_m$ (kW)	$N$ (rpm)	$T_m$ (Nm)	$P_m$ (kW)
0	120	0	4744	110	54,65
500	120	6,28	5250	100	54,98
1000	120	12,57	5840	90	55,04
1500	120	18,85	6555	80	54,91
2000	120	25,13	7495	70	54,94
2500	120	31,42	8744	60	54,94
3000	120	37,70	10007	52,5	55,02
3500	120	43,98	10582	49,7	55,02
4000	120	50,26	11452	46	55,17
4400	120	55,29	12000	43,76	54,99

As curvas de torque e potência em função da rotação do motor elétrico estão representadas na Figura 4.7 e foram geradas no *Matlab*, a partir dos valores da Tabela 4.3.

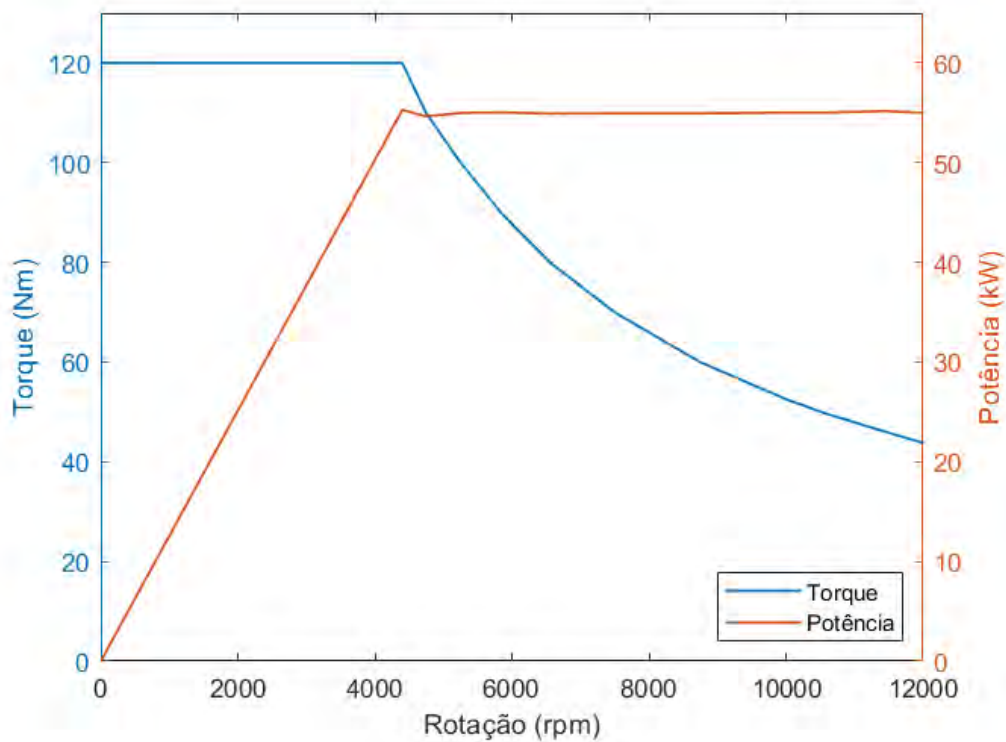


Figura 4.7 – Curvas de torque e potência em função da rotação do motor elétrico

## 4.3 Sistema de transmissão

### 4.3.1 Considerações iniciais

Quando se fala em projeto de um veículo híbrido elétrico, os principais objetivos a serem alcançados são a redução de consumo de combustível e de emissões e o aumento de torque e potência (DENTON, 2018).

Assim sendo, é de grande importância o correto dimensionamento do sistema de transmissão, tendo em vista que ele é responsável por converter a energia disponibilizada pelos motores em força de tração para o mover o veículo em uma faixa ampla de velocidades e a sua configuração impacta em diversos fatores, tais como consumo de combustível, níveis de ruído, emissão de poluentes e desempenho veicular (NAUNHEIMER et al., 2011).

A transmissão automotiva tem como função a transmissão do torque proveniente do motor ao conjunto roda/pneu, além de adequar o regime do motor ao regime de velocidades do veículo, uma vez que o regime do motor é limitado (LOPES et al., 2019). O sistema de transmissão do veículo é composto pelo acoplamento, a caixa de transmissão e a transmissão final, como pode ser visualizado na Figura 4.8.

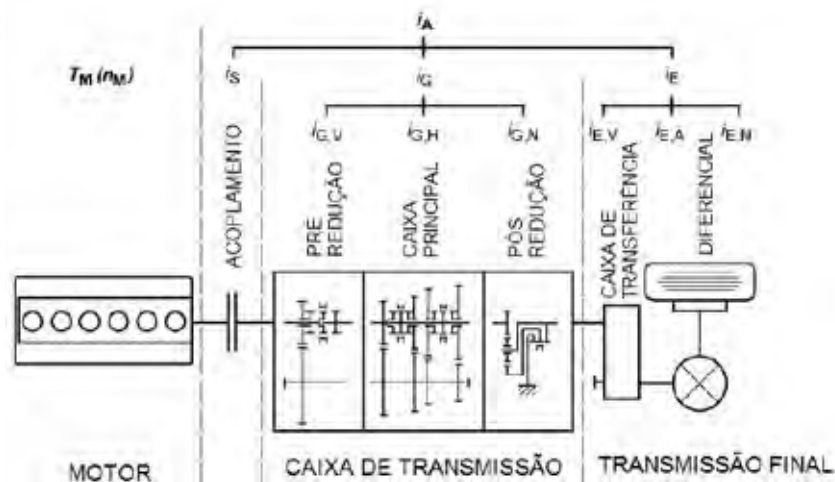


Figura 4.8 – Arquitetura do sistema de transmissão (NAUNHEIMER et al., 2011).

Para a definição e seleção de marchas, inicialmente deve-se determinar a relação de transmissão da primeira e da última marcha, pois através das referidas marchas são dimensionadas as demais relações de transmissão, a fim de que o veículo alcance os requisitos definidos no projeto (NAUNHEIMER et al., 2011).

Para determinação da relação de transmissão da última marcha, será considerado o projeto ótimo, no qual a curva de potência demandada passará pelo ponto de máxima potência disponível do motor, visando utilizar toda a potência disponível para alcançar a velocidade desejada (NAUNHEIMER et al., 2011). Considerando que não haja escorrega-

mento na transmissão de potência da roda para a estrada, a relação de transmissão para a última marcha será dada pela Equação 4.5, onde  $n_{Pmax}$  é a rotação do motor para a potência máxima e  $v_{max}$  a velocidade máxima desejada para o automóvel.

$$i_{amin} = \left( \frac{3,6 \cdot \pi \cdot R_{dyn} \cdot n_{Pmax}}{30 \cdot v_{max}} \right) \quad (4.5)$$

A fim de determinar a relação da primeira marcha, deve se avaliar o veículo em uma situação extrema, no caso do veículo *off-road*, uma subida em rampa com velocidade constante. A relação origina-se da igualdade entre a força trativa e as forças demandadas, sendo expressa pela Equação 4.6, na qual  $T$  é o torque na saída do acoplador para uma rotação ( $n$ ) que está relacionada a velocidade do veículo ( $v$ ), calculada pela Equação 3.16.

$$i_{amax} = \frac{R_{dyn} \cdot [m \cdot g \cdot (\mu_r \cdot \cos(\theta) + \sin(\theta)) + m \cdot \lambda_r \cdot a + 0,5 \cdot \rho \cdot C_D \cdot A \cdot v^2]}{T \cdot \eta_t} \quad (4.6)$$

De acordo com Naunheimer et al. (2011), pode-se encontrar a relação de transmissão da caixa de câmbio através da relação total, por meio da Equação 4.7, onde  $I_g$  é a relação de transmissão da caixa,  $I_e$  é a relação do diferencial, e  $I_S$  a relação do acoplador.

$$I_g = \frac{I_a}{I_E \cdot I_S} \quad (4.7)$$

Para a determinação das relações intermediárias, pode-se utilizar os métodos de *gear step* geométrico ou progressivo. Acerca dos métodos citados, Santos (2018) apresentou uma metodologia para modelar o sistema da caixa de câmbio para motor exclusivamente a combustão, utilizando o método de *gear step* progressivo que, segundo o autor, é o mais recomendado para os veículos leves.

Para Naunheimer et al. (2011), o método do *gear step* geométrico é o mais comum em caixas de câmbio de veículos comerciais, uma vez que apresentam uma saída de potência específica mais baixa, o que significa que todas as relações da transmissão são de igual importância.

Além disso, Naunheimer et al. (2011) afirma que o método progressivo gera um melhor conforto da troca de marchas e melhor desempenho em acelerações para carros de passeio. Levando em consideração que o projeto em pauta é de um veículo leve de passeio e as vantagens apresentadas pelo dimensionamento de marchas intermediárias realizado pelo método de *gear step* progressivo são mais adequadas ao automóvel em estudo, esse foi o método utilizado para o dimensionamento das relações intermediárias nesse trabalho.

As formulações apresentadas na Equações 4.9 e 4.10 trazem como resultado o dimensionamento das marchas intermediárias pelo método supracitado, nas quais  $z$  é o



número de marchas do veículo,  $n$  é a  $n$ -ésima marcha e  $I_{gtotal}$  é expressa em função do  $I_{gmax}$  e  $I_{gmin}$  através da Equação 4.8.

$$i_{gtotal} = \frac{i_{gmax}}{i_{gmin}} \quad (4.8)$$

$$\phi_1 = z^{-1} \sqrt{\frac{I_{gtotal}}{\phi_2^{0,5} \cdot (z-1) \cdot (z-2)}} \quad (4.9)$$

$$i_n = i_z \cdot \phi_1^{z-n} \cdot \phi_2^{0,5 \cdot (z-1) \cdot (z-2)} \quad (4.10)$$

### 4.3.2 Acoplador de torque

De acordo com Ehsani, Gao e Emadi (2018), no acoplamento de torque, o acoplador mecânico soma os torques do MCI e do motor elétrico e fornece o torque resultante para as rodas tratoras. Os torques do MCI e do motor elétrico podem ser controlados de forma independente, mas as velocidades dos dois motores e do veículo estão ligados entre si por uma relação fixa e não podem ser controlados de forma independente, escolhendo-se controlar o torque e manter fixa a velocidade, de tal forma que seja satisfeita a condição de conservação de energia (EHSANI; GAO; EMADI, 2018).

O acoplamento dos torques desse projeto será composto de um sistema de duas engrenagens, conforme ilustra a Figura 4.9, uma vez que esse sistema simples e compacto possibilita os motores trabalharem em conjunto em suas rotações máximas.

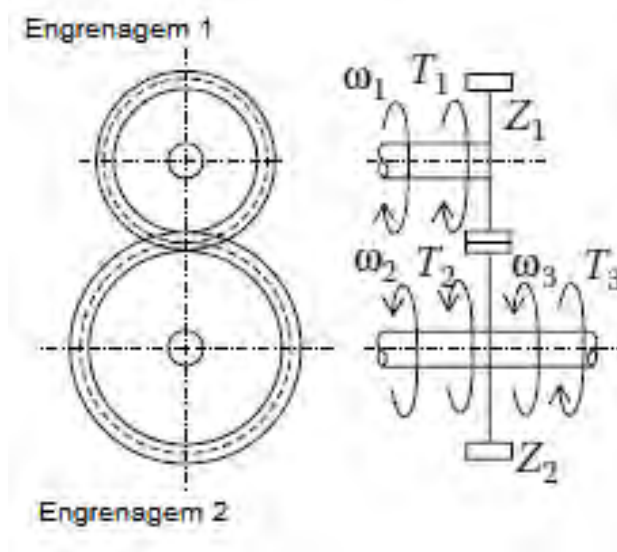


Figura 4.9 – Sistema de acoplamento entre motores (EHSANI; GAO; EMADI, 2018).

As engrenagens 1 e 2 são conectadas, respectivamente, ao motor elétrico e ao MCI, e pertencem ao mesmo eixo da transmissão. As Equações 4.11 e 4.12 relacionam os torques e as velocidades dos eixos de entrada com o eixo de saída, onde  $T$  e  $\omega$  representam o torque e a velocidade de rotação,  $Z$  o número de dentes da engrenagem, os subíndices 1 e 2 representam a engrenagem 1 e a engrenagem 2, e os subíndices  $a$ ,  $e$  e  $m$  são relativos, respectivamente, ao acoplador, ao motor de combustão interna e ao motor elétrico (EHSANI; GAO; EMADI, 2018).

$$T_a = \frac{Z_2}{Z_1} \cdot T_m + T_e \quad (4.11)$$

$$\omega_a = \frac{Z_1}{Z_2} \cdot \omega_m = \omega_e \quad (4.12)$$

A fim de dimensionar a relação entre os dentes da engrenagem, será considerado que esse acoplador precisa satisfazer a condição de que ambos os motores trabalhem nas rotações máximas, em conjunto. Desta forma, utilizando os valores de rotação máximas na Equação 4.12, obtém-se como resultado a relação entre os dentes das engrenagens de 1, 17.

No mercado, encontram-se engrenagens de 13 e 23 dentes cuja relação resultante satisfaz o valor encontrado, sendo essas utilizadas nesse trabalho. Assim sendo, encontram-se as Equações 4.13 e 4.14, resultantes das Equações 4.11 e 4.12, já com as engrenagens de 12 e 14 dentes.

$$T_a = 1,765 \cdot T_m + T_e \quad (4.13)$$

$$\omega_a = 0,567 \cdot \omega_m = \omega_e \quad (4.14)$$

Da relação entre curva de torque do motor elétrico (Figura 4.7), da curva de torque do MCI (Figura 4.3) e da Equação 4.13, obtém-se a curva do torque e da potência na saída do acoplador, apresentado na Figura 4.10.



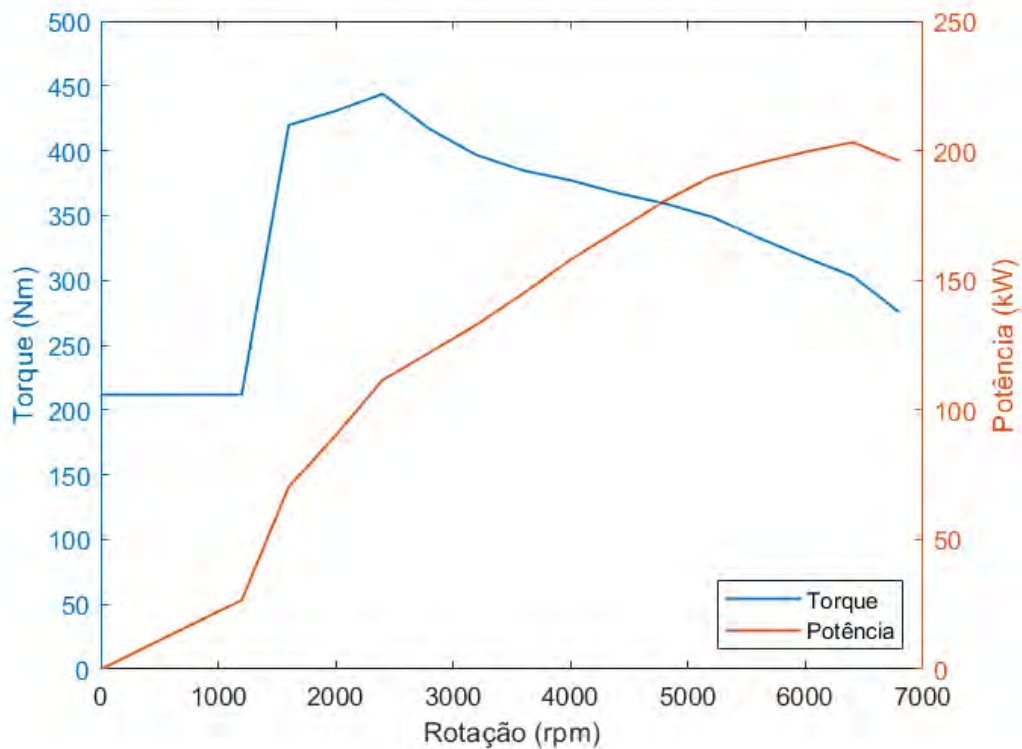


Figura 4.10 – Curva de torque e potência na saída do acoplador

### 4.3.3 Relação de transmissão

#### 4.3.3.1 Relação de transmissão máxima

Para o dimensionamento da relação de transmissão máxima, será considerada a mesma condição de operação utilizada para o dimensionamento do motor de combustão interna, ou seja, a capacidade de subir uma rampa de 60 %, com uma velocidade constante de 25 *km/h*, em primeira marcha.

Através das Equações 4.6 e 3.16, chega-se aos valores de torque e de rotação, dados respectivamente pelas Equações 4.15 e 4.16. Da relação entre elas, obtém-se a Equação 4.17.

$$T \cdot i_{amax} = 6300,34 \quad (4.15)$$

$$n = 184,36 \cdot i_{amax} \quad (4.16)$$

$$T = \frac{116153,55}{n} \quad (4.17)$$

Da intersecção entre a curva de torque na saída do acoplador e da curva gerada pela Equação 4.17, obtém-se a solução ótima para o requisito estabelecido, de  $T = 417,8$   $N.m$  e  $n = 2783$   $rpm$ , conforme pode ser verificado através da Figura 4.11.

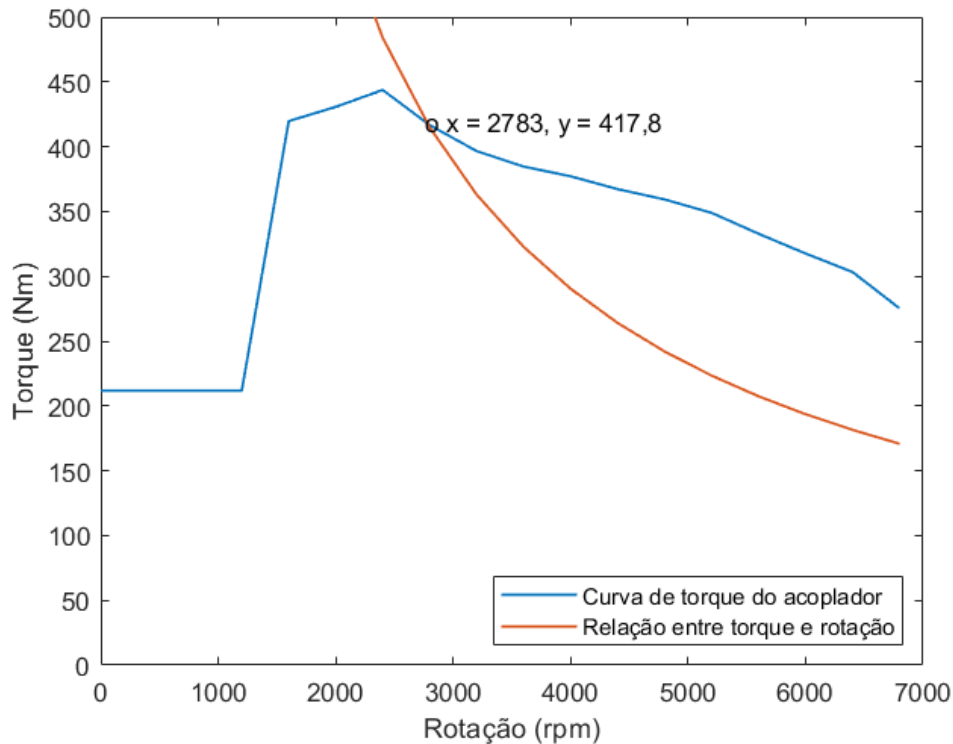


Figura 4.11 – Curva de torque na saída do acoplador e a curva da Equação 4.17

Desta forma, a relação de transmissão máxima é de 15,06. Para encontrar a relação de transmissão global máxima será considerada que a relação do diferencial é de 3,73, valor encontrado no catálogo do Spicer (2017) para o veículo Ford Ranger 4x4. A relação será dada pela Equação 4.18.

$$I_{g_{max}} = \frac{I_{amax}}{I_e} = \frac{15,11}{3,73} = 4,1 \quad (4.18)$$

#### 4.3.3.2 Relação de transmissão mínima

A fim de dimensionar a relação de transmissão mínima, foi estabelecido como requisito do projeto que o veículo alcance uma velocidade máxima de 180 km/h, considerando o projeto ótimo. Desse modo, a relação de transmissão mínima, encontrada através da Equação 4.5, é de 4,82. A relação de transmissão global mínima é mostrada na Equação 4.19.

$$I_{g_{min}} = \frac{I_{amin}}{I_e} = \frac{4,82}{3,73} = 1,3 \quad (4.19)$$

### 4.3.3.3 Relações de transmissão intermediárias

Para determinar as relações de transmissão intermediárias é necessário que sejam definidas, primeiramente, o número de marchas do sistema de transmissão. Assim sendo, foi definido nesse projeto que o veículo possui cinco marchas para frente e uma marcha a ré, baseado em Gilstrap (2004). Vale ressaltar ainda que, a relação de transmissão da marcha à ré será a mesma da primeira marcha, tendo em vista que essa configuração é mais simples, uma vez que a marcha à ré utilizará a engrenagem da primeira marcha em conjunto com uma engrenagem intermediária para a inversão de rotação, resultando no movimento à ré (NAUNHEIMER et al., 2011).

Utilizando o método progressivo para encontrar as relações de transmissão intermediárias e definindo que o fator de progressão ( $\phi_2$ ) é de 1,05 foram obtidos as respectivas relações, conforme disposto na Tabela 4.4.

Tabela 4.4 – Valores para as relações de transmissões globais

<b>Marcha</b>	<b>Relação</b>
1 <sup>a</sup> marcha ( $Ig_1$ )	4, 1 : 1
2 <sup>a</sup> marcha ( $Ig_2$ )	2, 8 : 1
3 <sup>a</sup> marcha ( $Ig_3$ )	2, 1 : 1
4 <sup>a</sup> marcha ( $Ig_4$ )	1, 6 : 1
5 <sup>a</sup> marcha ( $Ig_5$ )	1, 3 : 1
Marcha ré ( $Igre$ )	4, 1 : 1

### 4.3.4 Desempenho do veículo

A fim de verificar se os requisitos do projeto para o dimensionamento foram atingidos, é necessário fazer uma análise do desempenho em aceleração, em velocidade e em rampa, de tal forma que cada resultado encontrado satisfaça as condições listadas na Tabela 4.5.

Tabela 4.5 – Requisitos do projeto para validação da transmissão

<b>Requisito</b>	<b>Valor</b>
Velocidade máxima do veículo	180 <i>km/h</i>
Velocidade mínima para vencer uma rampa de 60%	25 <i>km/h</i>

#### 4.3.4.1 Aceleração

O desempenho em aceleração é calculado considerando que o veículo está trafegando em uma pista nivelada, desconsiderada a força de subida em rampa. Utilizando a Equação 3.18, encontra-se a aceleração máxima do veículo em cada marcha, mostrada na Figura 4.12.

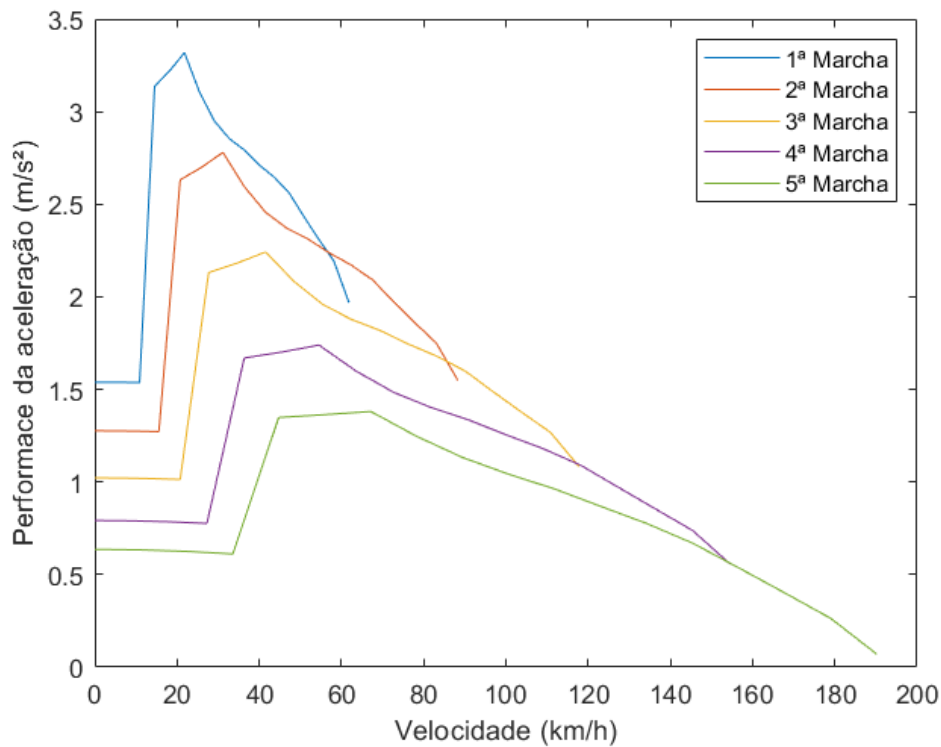


Figura 4.12 – Desempenho em aceleração

Pela Figura 4.12, observa-se que a aceleração máxima é de aproximadamente  $3,3 \text{ m/s}^2$  na 1ª marcha. Esse valor é reduzido para  $2,8 \text{ m/s}^2$  na 2ª marcha,  $2,2 \text{ m/s}^2$  na 3ª marcha,  $1,7 \text{ m/s}^2$  na 4ª marcha e  $1,4 \text{ m/s}^2$  na 5ª marcha. O resultado é condizente com a configuração da transmissão, uma vez que para a primeira marcha a relação de transmissão é maior, ou seja, o torque é maior e, conseqüentemente, possui maior capacidade de aceleração.

#### 4.3.4.2 Velocidade

A velocidade máxima permitida para o veículo em uma determinada marcha para uma determinada rampa, é encontrado através da interseção das curvas que representam a força trativa e a força demandada, sendo considerado um movimento com velocidade constante, ou seja, a força de inércia é desconsiderada. Esse resultado pode ser visualizado na Figura 4.13.

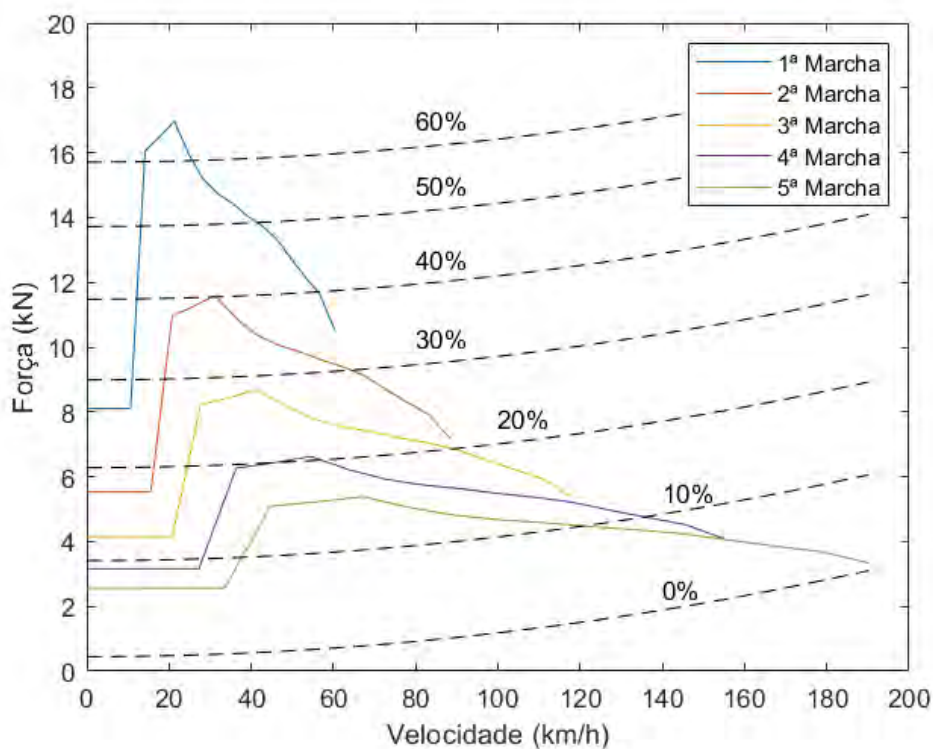


Figura 4.13 – Desempenho em velocidade para rampas de 0 a 60%

Pela Figura 4.13, observa-se que o automóvel em análise consegue subir uma rampa de 60 % com uma velocidade de 25,7  $km/h$ , atendendo ao requisito proposto. Observa-se também que a velocidade máxima do veículo numa pista nivelada é de cerca de 192  $km/h$ , como desejado.

#### 4.3.4.3 Rampa

O desempenho em rampa é calculado considerando que não haja aceleração, ou seja, a força de inércia é desconsiderada. Além disso, considera-se a força de rolagem como máxima, independente da inclinação da pista, fazendo com que o valor de  $\cos(\alpha)$  seja igual a 1. Essa simplificação não compromete o resultado pois a parcela da força de rolagem é muito pequena. A Figura 4.14 mostra a capacidade de vencer uma rampa em função da velocidade para cada marcha.

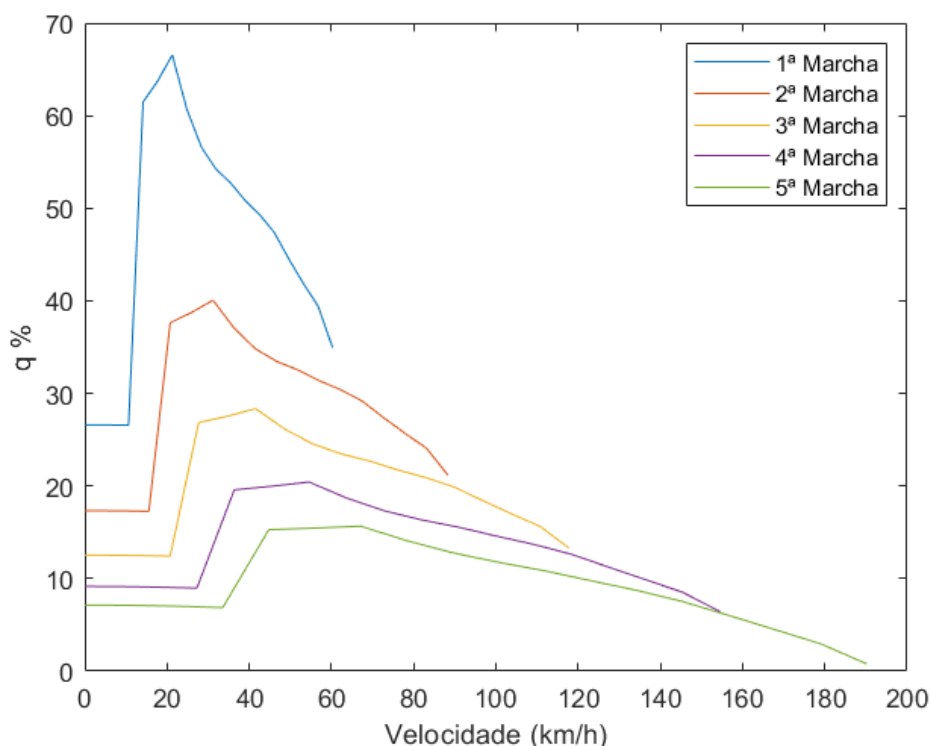


Figura 4.14 – Desempenho em rampa

Através da Figura 4.14 é possível verificar que a rampa de 60,5% é vencida com uma velocidade mínima de 25  $km/h$  na primeira marcha, conforme desejado. Além disso, verifica-se que para a velocidade máxima de 180  $km/h$ , o veículo é capaz de vencer uma rampa máxima de 2,7%.

De posse dos resultados para a rampa, aceleração e velocidade nota-se que o dimensionamento da caixa principal está em acordo com os requisitos proposto. A próxima etapa a ser realizada é a modelagem do sistema de transmissão. Como a transmissão calculada foi a transmissão manual, a primeira opção seria modelar uma transmissão desse tipo.

De acordo com Lopes (2015), a transmissão mais simples é a manual seletiva, na qual o próprio usuário faz as trocas de marchas tendo a grande desvantagem de não se aproveitar adequadamente a potência do motor, tendo em vista que a condução do veículo em condições econômicas depende do motorista. Dessa feita, para a simulação desse tipo de sistema de transmissão é necessário arbitrar o momento em que o usuário faria a troca de marchas, o que traria grande imprecisão para a simulação proposta e não atingiria o objetivo proposto.

Assim sendo é necessário selecionar outro sistema de transmissão que produza resultados mais precisos para a análise do desempenho do VHE em paralelo. As outras duas opções, que serão analisadas a seguir, é a utilização de um modelo de de transmissão

automatizada ou de uma transmissão continuamente variável (CVT).

### 4.3.5 Transmissão automatizada

De acordo com Bezerra e Freitas (2019), a transmissão automatizada é um sistema idêntico ao de um automóvel que possui transmissão com trocas manuais, a transmissão de força do motor é feita por intermédio de uma embreagem, que realiza o acoplamento para a transmissão da força do motor para as rodas. Porém a transmissão automatizada realiza o acionamento da embreagem e o engate das marchas através de atuadores eletro-hidráulicos (ou eletromecânicos) comandados por uma unidade de controle da transmissão (BEZERRA; FREITAS, 2019).

Na Figura 4.15 é possível identificar os atuadores eletro-hidráulicos adaptados à transmissão manual para engate das marchas na transmissão automatizada (VOLKSWAGEN, 2015).

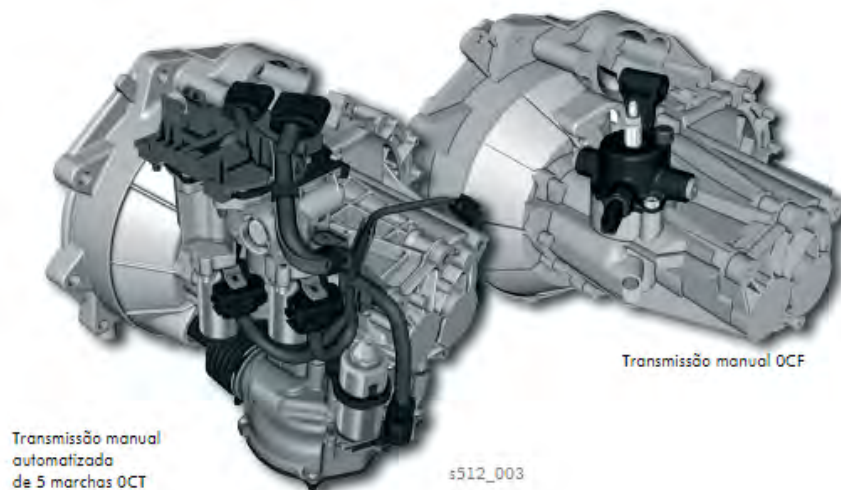


Figura 4.15 – Transmissão manual e automatizada (VOLKSWAGEN, 2015)

As transmissões manuais automatizadas combinam a alta eficiência das transmissões manuais com a facilidade de operação de uma transmissão totalmente automática tendo como desvantagem para essa a mudança de marcha menos confortável, pois a transmissão está sujeita a uma interrupção de energia, como acontece com as transmissões manuais (NAUNHEIMER et al., 2011).

A troca de marchas é realizada através de uma estratégia de controle eletrônica pré estabelecida. De acordo com Bezerra e Freitas (2019), o gerenciamento eletrônico é realizado pela unidade de controle de transmissão que necessita de uma grande quantidade de informações de entrada enviadas pelos sensores e, a partir desses sinais, ajusta as





### 4.3.6 Transmissão continuamente variável

A transmissão continuamente variável, do inglês *continuously variable transmission* (CVT), tem ganhado destaque na produção de veículos de passageiros por proporcionar um melhor desempenho e economia de combustível, características essas advindas de seu funcionamento, que consiste em variar a relação de transmissão continuamente (LOPES, 2015). O funcionamento básico através de um sistema de duas polias é ilustrado pela Figura 4.17.

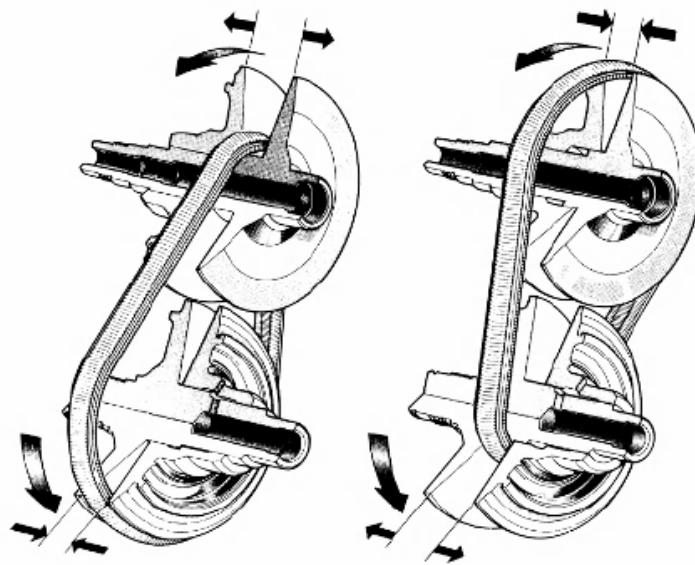


Figura 4.17 – Funcionamento de uma transmissão continuamente variável (NAUNHEIMER et al., 2011)

De acordo com Lopes (2015), uma vez conhecidas a potência máxima desenvolvida pelo motor e a rotação em que ela ocorre, pode-se especificar a CVT de modo que, pelo maior tempo possível, o motor trabalhe na rotação de máxima potência ( $\omega_{max}$ ). A relação de transmissão da transmissão continuamente variável ( $i_{CVT}$ ) é escrita pela Equação 4.20, onde  $\omega_{cx}$  é a velocidade angular que sai da caixa de transmissão.

$$i_{CVT} = \frac{\omega_{max}}{\omega_{cx}} \quad (4.20)$$

Através dos equacionamentos disponíveis na literatura e dos valores determinados para a relação global de transmissão máxima e mínima é possível realizar um modelo realista do desempenho veicular. Tendo em vista que as referidas relações de transmissão e de posse do equacionamento descrito acima, a CVT mostrou-se a configuração de transmissão mais eficaz para a confecção do modelo aqui proposto.

Assim sendo, para fins de modelagem do VHE em paralelo com acoplador de torque, será utilizada a transmissão continuamente variável, utilizando os valores calculados da relação máxima e mínima da transmissão manual, de tal forma que a CVT tenha como limites de máximo e mínimo as respectivas relações. A Tabela 4.6 traz os os parâmetros que serão utilizados no modelo do VHE em paralelo.

Tabela 4.6 – Parâmetros do sistema de transmissão

<b>Parâmetro</b>	<b>Valor</b>
Relação máxima da CVT	4,1
Relação mínima da CVT	1,3
Eficiência da CVT	0,9
Redução do diferencial	3,73
Eficiência do diferencial	0,9

## 5 UNIDADE DE ARMAZENAMENTO DE ENERGIA

### 5.1 Considerações iniciais

De acordo com Ehsani, Gao e Emadi (2018), o dispositivo para armazenamento de energia é aquele que tem a capacidade de armazenar energia, de distribuir energia para outros componentes (descarga) e de receber energia gerada em outros dispositivos (carga). Os tipos mais comuns de unidades de armazenamento, também chamados de fontes de alimentação de pico (do inglês, *peaking power source* - PPS), utilizados em VHE's são os ultracapacitores, as células de combustíveis e as baterias químicas.

O diagrama de Ragone (Figura 5.1) consiste em um gráfico log-log, cujos eixos representam a densidade de potência (W/kg) e a densidade de energia (Wh/kg). Ele permite que as características das diversas unidades de armazenamento de energia, mesmo que completamente diferentes, sejam visualizadas em um mesmo gráfico (BRAVO, 2016).

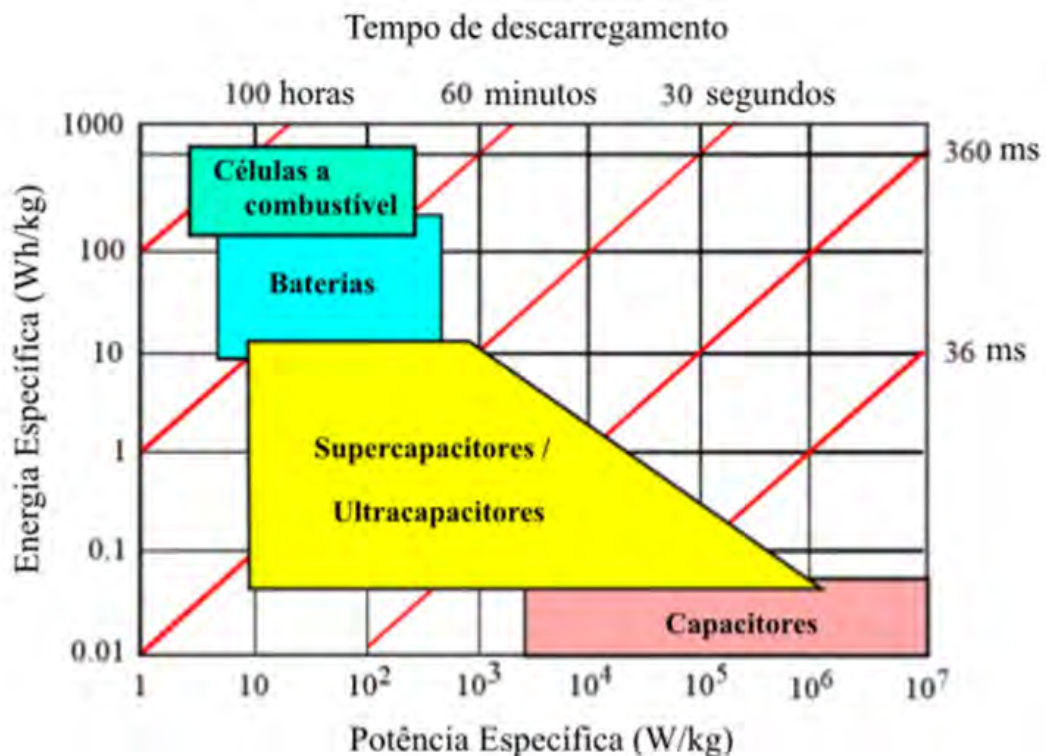


Figura 5.1 – Diagrama de Ragone para diversos tipos de unidades de armazenamento de energia (BOAS, 2019)

### 5.1.1 Ultracapacitores

Os ultracapacitores são dispositivos de armazenamento de energia elétrica com capacidade de armazenar uma grande quantidade de energia eletrostaticamente, polarizando uma solução eletrolítica. As cargas são separadas pelos eletrodos no eletrólito e são armazenadas de maneira similar aos capacitores, tendo como diferença somente o fato de as cargas não se acumulam nos condutores (DIAS, 2020). Os elementos constitutivos do ultracapacitor estão ilustrados na Figura 5.2.

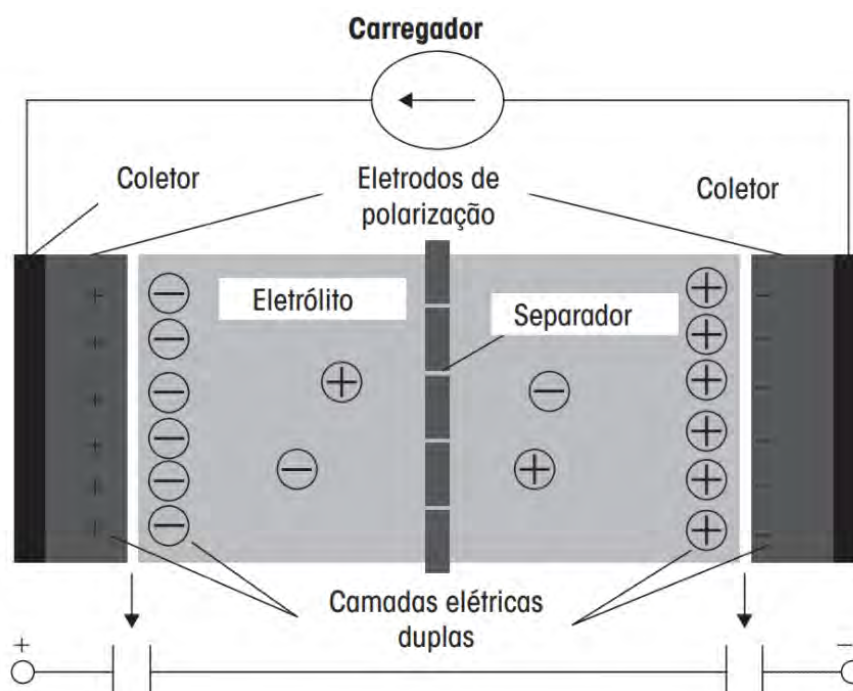


Figura 5.2 – Elementos constitutivos do ultracapacitor (DIAS, 2020)

Dias (2020) cita algumas vantagens e desvantagens desse tipo de unidade de armazenamento:

- Vantagens: longo tempo de vida, capacidade de ser carregada instantaneamente, baixo custo (quando comparada às baterias eletroquímicas), capacidade de armazenar grande quantidade de energia em um pequeno volume físico e liberação da energia armazenada de forma mais rápida que a bateria química.
- Desvantagens: célula individual mostra baixa voltagem, nem toda a energia pode ser utilizada durante a descarga, alta auto descarga (quando comparada com a bateria).

### 5.1.2 Célula de combustível

Outro tipo de unidade de armazenamento de energia é a célula de combustível. Ela consiste em conversores de energia eletroquímica que convertem diretamente a energia de

uma reação química em energia elétrica, sem um passo intermediário termoelétrico (DIAS, 2020). A Figura 5.3 ilustra o esquema de uma célula de combustível.

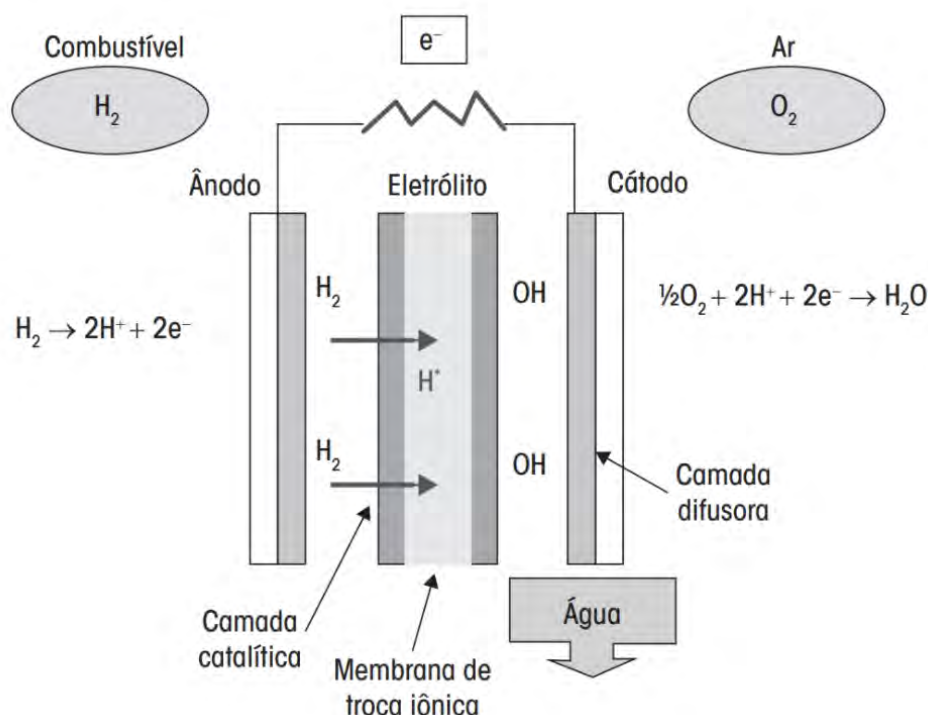


Figura 5.3 – Esquema de uma célula de combustível (DIAS, 2020)

De acordo com Marin (2018), em aplicações veiculares, um tanque especificado para o combustível a ser usado deve ser adicionado ao projeto e, devido ao fato da densidade de energia do combustível utilizado geralmente ser inferior a do petróleo, tanques maiores e mais robustos devem ser usados, o que traz dificuldade para o projeto do VHE.

As vantagens desse tipo de unidade de armazenamento de energia incluem operação silenciosa, alta eficiência de conversão de combustível para energia elétrica, baixa emissão, capacidade de recuperação de calor residual, flexibilidade de combustível, durabilidade e confiabilidade Dias (2020).

### 5.1.3 Bateria química

A última fonte de alimentação de pico a ser analisada será a bateria química. Uma bateria é um dispositivo que consiste em uma ou mais células eletroquímicas com conexões externas fornecidas para alimentar dispositivos elétricos, costumam ter altas densidades de energia e armazenam a maior parte da energia elétrica a bordo de um veículo. A Figura 5.4 traz o princípio de funcionamento da bateria química.

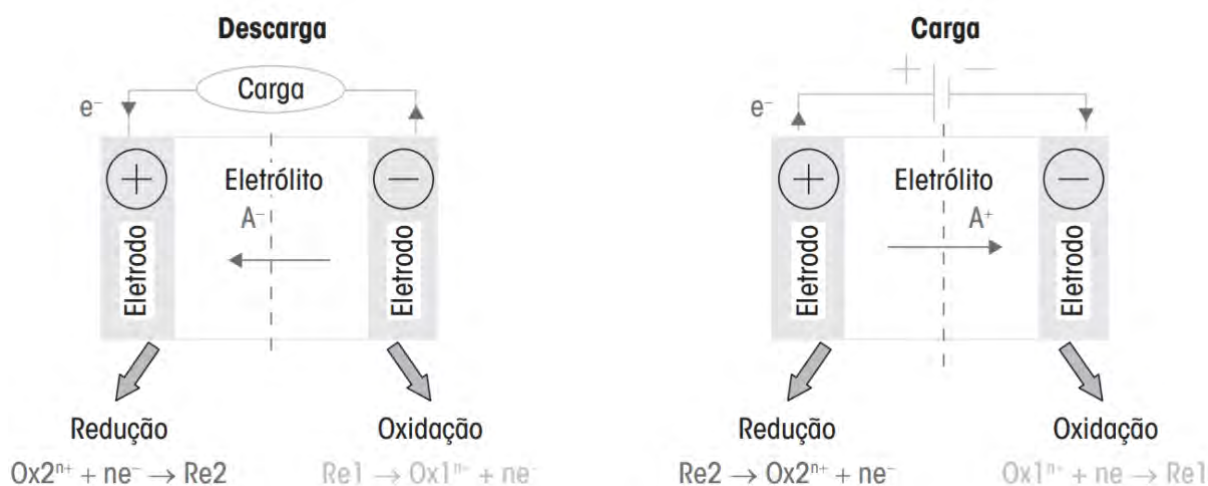


Figura 5.4 – Princípio de funcionamento da bateria química (DIAS, 2020)

Dos modelos existentes no mercado, as baterias viáveis para uso em VHE são as de chumbo-estanho, chumbo-ácido, à base de níquel (como níquel-ferro, níquel-cádmio e níquel-hidreto metálico, Ni-MH) e à base de lítio, como polímero de lítio (Li-P) e de íon-lítio (Li-I), sendo que as baterias à base de cádmio e de lítio são as mais utilizadas em veículos híbridos elétricos e veículos elétricos (EHSANI; GAO; EMADI, 2018).

As baterias química apresentam algumas desvantagens quando comparada às outras fontes de alimentação de pico, uma vez que as mesmas apresentam uma diminuição da capacidade de carga da bateria com o passar do tempo e possuem elevada taxa de auto-descarga (BRAVO, 2016).

Porém, dentre as possíveis fontes de alimentação de pico existentes, a bateria química é a mais utilizada, uma vez que apresenta características desejadas para a aplicação em veículos híbridos, tais como grande potência específica, grande energia específica, longo ciclo de vida e facilidade de reciclagem (HUSAIN, 2011).

## 5.2 Determinação da PPS para o VHE em paralelo

### 5.2.1 Potência terminal

O projeto da fonte de alimentação de pico, do inglês *peaking power source* (PPS) inclui, principalmente, o projeto para capacidade de potência e energia. A potência do terminal do PPS ( $P_s$ ) deve ser maior do que a potência elétrica de entrada do motor elétrico e é dada pela Equação 5.1, onde  $P_m$  é a potência nominal e  $\eta_m$  é a eficiência do motor elétrico (EHSANI; GAO; EMADI, 2018).

$$P_s \geq \frac{P_m}{\eta_m} \quad (5.1)$$

Para o motor em questão, considerando um rendimento de 90% e sabendo-se que a potência nominal do motor elétrico ( $P_m$ ) é de 55 kW, temos que a potência do terminal do PPS ( $P_s$ ) deve ser maior ou igual a 61kW. O projeto de capacidade de energia do PPS está intimamente associado ao sistema elétrico e ao consumo de energia em vários padrões de direção, estando vinculado, principalmente, a plena aceleração e aos ciclos de condução urbanos típicos (EHSANI; GAO; EMADI, 2018).

Conhecendo os tipos de bateria disponíveis no mercado e de posse da potência nominal calculada anteriormente, para a determinação do tipo de bateria a ser utilizado no VHE em paralelo se faz necessário, ainda, determinar a variação de energia nas condições de aceleração plena e de utilização no ciclo urbano para a determinação da capacidade de energia. O cálculo do referido parâmetro e a escolha da PPS será realizado posteriormente, através dos resultados obtidos nos modelos confeccionados.

## 6 ESTRATÉGIA DE CONTROLE

### 6.1 Considerações iniciais

As estratégias de controle de potência para VHEs visam atender objetivos simultâneos, tais como a minimização do consumo de combustível e as emissões de poluentes, sem comprometer o desempenho veicular e estão diretamente ligadas à configuração do trem de força do veículo (LOPES, 2008).

Nos veículos híbridos elétricos a estratégia de controle é executada por uma unidade de controle central, do inglês *electronic control unit* (ECU), onde os sinais advindos dos sensores dos veículos são adquiridos e processados para determinar a resposta a ser dada e enviar os sinais para os atuadores, a fim de que determinada tarefa seja executada (CORREA, 2013).

A unidade de controle central do veículo desempenha um papel central na operação do trem de força e a programação da estratégia de controle nessa unidade permitirá que o veículo tenha diversos modos de operação, sendo sua definição primordial para o sucesso no controle do trem de força.

Assim sendo, se faz necessária a adoção de uma estratégia adequada para o modelo do VHE em pauta. Tendo em vista que o veículo desenvolvido conceitualmente nesse trabalho é um VHE em paralelo com acoplador de torque, para a determinação da estratégia de controle a ser empregada será utilizada a metodologia que opera com o princípio de pico elétrico. De acordo com Ehsani, Gao e Emadi (2018), na referida metodologia, o motor de combustão interna fornece sua potência para atender a carga de base (operando em uma determinada velocidade constante em estradas de nível plano e suave) e o motor elétrico fornece a energia para atender ao requisito de carga de pico.

Uma vez que o acoplador de torque não permite ser controlado, o fluxo de potência no trem de força deve ser definido pelo controle das fontes de energia, ou seja, do MCI, do motor elétrico, da embreagem e do freio mecânico (EHSANI; GAO; EMADI, 2018). A estrutura do trem de força em paralelo com suas respectivas unidades de controle estão ilustradas na Figura 6.1.



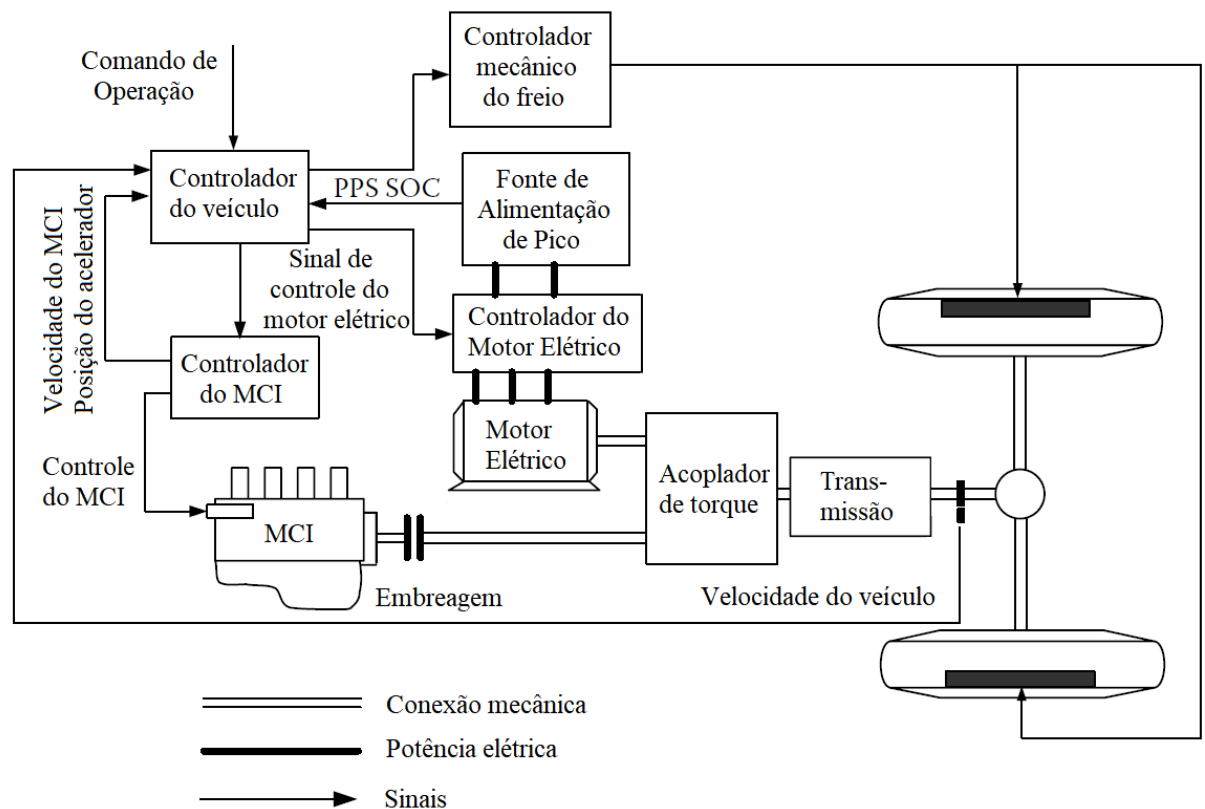


Figura 6.1 – Configuração do trem de força do VHE em paralelo com acoplador de torque (Adaptado de EHSANI; GAO; EMADI, 2018)

## 6.2 Estratégia de controle baseada no máximo estado de carga da fonte de alimentação de pico

De acordo com Ehsani, Gao e Emadi (2018), as regras básicas nesta estratégia de controle são: usar o MCI como fonte de energia primária o máximo possível e carregar a fonte de alimentação de pico sempre que a potência do motor exceder a necessária para a propulsão do veículo, sem que o SOC do PPS exceda seu limite de carga total.

A estratégia de controle baseada no máximo estado de carga da fonte de alimentação de pico (*Max. SOC-of-PPS Control Strategy*) pode ser explicada pela Figura 6.2, onde as curvas de potência máxima para tração híbrida (MCI operando em conjunto com o motor elétrico), potência trativa utilizando somente o MCI, potência trativa utilizando somente o motor elétrico e potência da frenagem regenerativa foram plotadas em relação à velocidade do veículo.

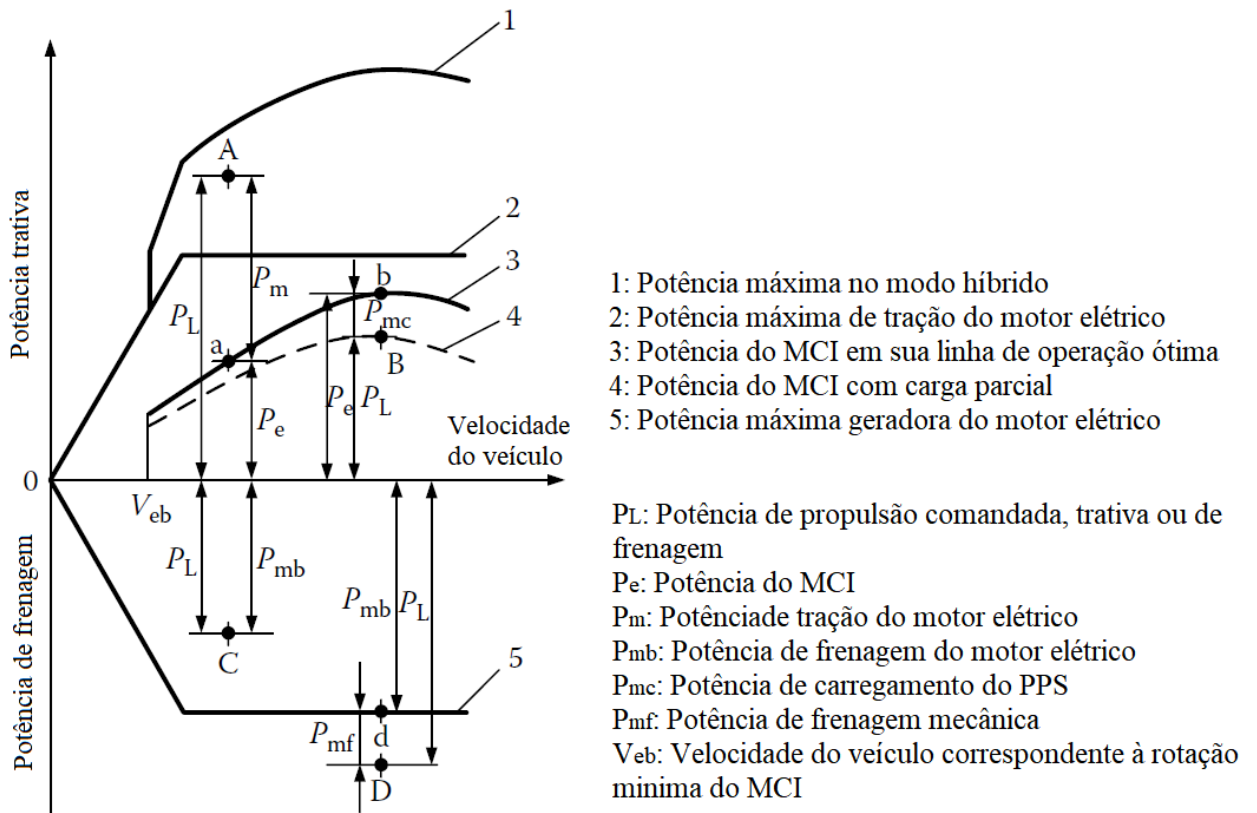


Figura 6.2 – Modos de operação baseados na potência demandada (EHSANI; GAO; EMADI, 2018)

Os modos de operação, ilustrados na Figura 6.2 de Ehsani, Gao e Emadi (2018), são: modo de propulsão utilizando somente o motor elétrico, modo de propulsão híbrido, modo de carga do PPS, modo de propulsão apenas com o MCI, modo de operação com atuação somente do freio regenerativo e modo de frenagem híbrida. Ehsani, Gao e Emadi (2018) define os referidos modos de operação da seguinte forma:

- *Modo de propulsão utilizando somente motor elétrico:* quando a velocidade do veículo é menor do que um valor pré-definido ( $V_{eb}$ ) abaixo da qual o motor não pode operar de forma estável ou opera com alto nível de consumo de combustível e emissão de poluentes. Nesse modo de operação somente o motor elétrico impulsionará o veículo e o MCI é desligado ou fica em marcha lenta com a embreagem aberta.

A potência do MCI ( $P_e$ ), a potência do motor elétrico ( $P_m$ ) e a potência de descarga do PPS ( $P_{pps-a}$ ) são dados, respectivamente, pelas Equações 6.1, 6.2 e 6.3, onde  $P_L$  é a potência de propulsão comandada pelo motorista a partir do pedal do acelerador e  $\eta_m$  é a eficiência do motor elétrico.

$$P_e = 0 \quad (6.1)$$

$$P_m = P_L \quad (6.2)$$

$$P_{pps-d} = \frac{P_m}{\eta_m} \quad (6.3)$$

- *Modo de propulsão híbrido:* quando a potência de propulsão comandada pelo motorista ( $P_L$ ), representada pelo ponto A na Figura 6.2, é maior do que a potência que o motor de combustão interna pode produzir. Nesse modo, tanto o MCI quanto o motor elétrico devem fornecer potência simultaneamente para as rodas. A operação do MCI é definido em sua linha de operação ideal (ponto a), controlando a aceleração para a produção de energia ( $P_e$ ). A demanda de energia restante é fornecida pelo motor elétrico. A potência de saída do motor e a potência de descarga PPS são dados pelas Equações 6.4 e 6.5.

$$P_m = P_L - P_e \quad (6.4)$$

$$P_{pps-d} = \frac{P_m}{\eta_m} \quad (6.5)$$

- *Modo de carga do PPS:* Quando a potência de propulsão comandada ( $P_L$ ), representada pelo ponto B na Figura 6.2, é menor do que a potência que o MCI pode produzir durante a operação em sua linha de operação ideal e o SOC do PPS é abaixo de sua linha superior, o MCI é operado em sua linha operacional ideal (ponto b), produzindo sua potência ( $P_e$ ). Neste caso, o motor elétrico é controlado por seu controlador para funcionar como um gerador, alimentado pela energia restante do MCI. A energia de entrada para o motor elétrico e a energia de carga do PPS são dadas pelas Equações 6.6 e 6.7, onde  $\eta_{t,e,m}$  é a eficiência da transmissão do MCI para o motor elétrico.

$$P_m = (P_e - P_L) \cdot \eta_{t,e,m} \quad (6.6)$$

$$P_{pps-c} = P_m \cdot \eta_m \quad (6.7)$$

- *Modo de propulsão apenas com o MCI:* quando o poder de propulsão comandado, representado pelo ponto B na Figura 6.2, é menor do que a potência que o MCI pode produzir durante a operação em sua linha de operação ótima, e o SOC do PPS

atingiu sua linha superior, o modo de propulsão apenas com MCI é usado. Neste caso, o sistema elétrico é desligado e o MCI é operado para atender a demanda de potência da carga. A potência de saída curva do MCI com carga parcial é representada pela linha tracejada na Figura 6.2. A potência do motor, a energia elétrica e a energia da bateria são expressas, respectivamente, pelas Equações 6.8, 6.9 e 6.10.

$$P_e = P_L \quad (6.8)$$

$$P_m = 0 \quad (6.9)$$

$$P_{pps} = 0 \quad (6.10)$$

- *Modo de operação com a atuação somente do freio regenerativo:* Quando o veículo experimenta frenagem e a potência de frenagem exigida é menor do que a potência de frenagem regenerativa máxima que o sistema elétrico pode fornecer (ponto C da Figura 6.2), o motor elétrico é controlado para funcionar como um gerador para produzir uma potência de frenagem igual à potência de frenagem comandada. Neste caso, o MCI está desligado ou em marcha lenta. A potência de frenagem regenerativa ( $P_{mb}$ ) e a potência de carregamento do PPS ( $P_{pps-c}$ ) são dadas pelas Equações 6.11 e 6.12.

$$P_{mb} = P_L \cdot \eta_m \quad (6.11)$$

$$P_{pps-c} = P_{mb} \quad (6.12)$$

- *Modo de frenagem híbrida:* Quando a potência de frenagem exigida é maior que a potência máxima de frenagem regenerativa que o sistema elétrico pode fornecer (ponto D da Figura 6.2), o freio mecânico deve ser aplicado. Neste caso, o motor elétrico deve ser controlado para produzir sua máxima potência de frenagem regenerativa e o sistema de freio mecânico fornece a frenagem restante. A potência de frenagem regenerativa, potência de carregamento do PPS e potência de frenagem mecânica ( $P_{mf}$ ) nesse modo são dados, respectivamente, pelas Equações 6.13, 6.14 e 6.15.

$$P_{mb} = P_{mb,max} \cdot \eta_m \quad (6.13)$$

$$P_{pps-c} = P_{mb} \quad (6.14)$$

$$P_{mf} = P_L - P_{mb} \quad (6.15)$$

### 6.3 Estratégia de controle centrada no conceito de nivelamento de carga

Ulsoy, Peng e Çakmakci (2012) definem a estratégia de controle centrada no nivelamento de carga como sendo centrada no MCI, se concentrando apenas em operá-lo de forma eficiente, dentro de uma faixa de potência predefinida. A Figura 6.3 traz os limites de operação do MCI e do motor elétrico nessa estratégia.

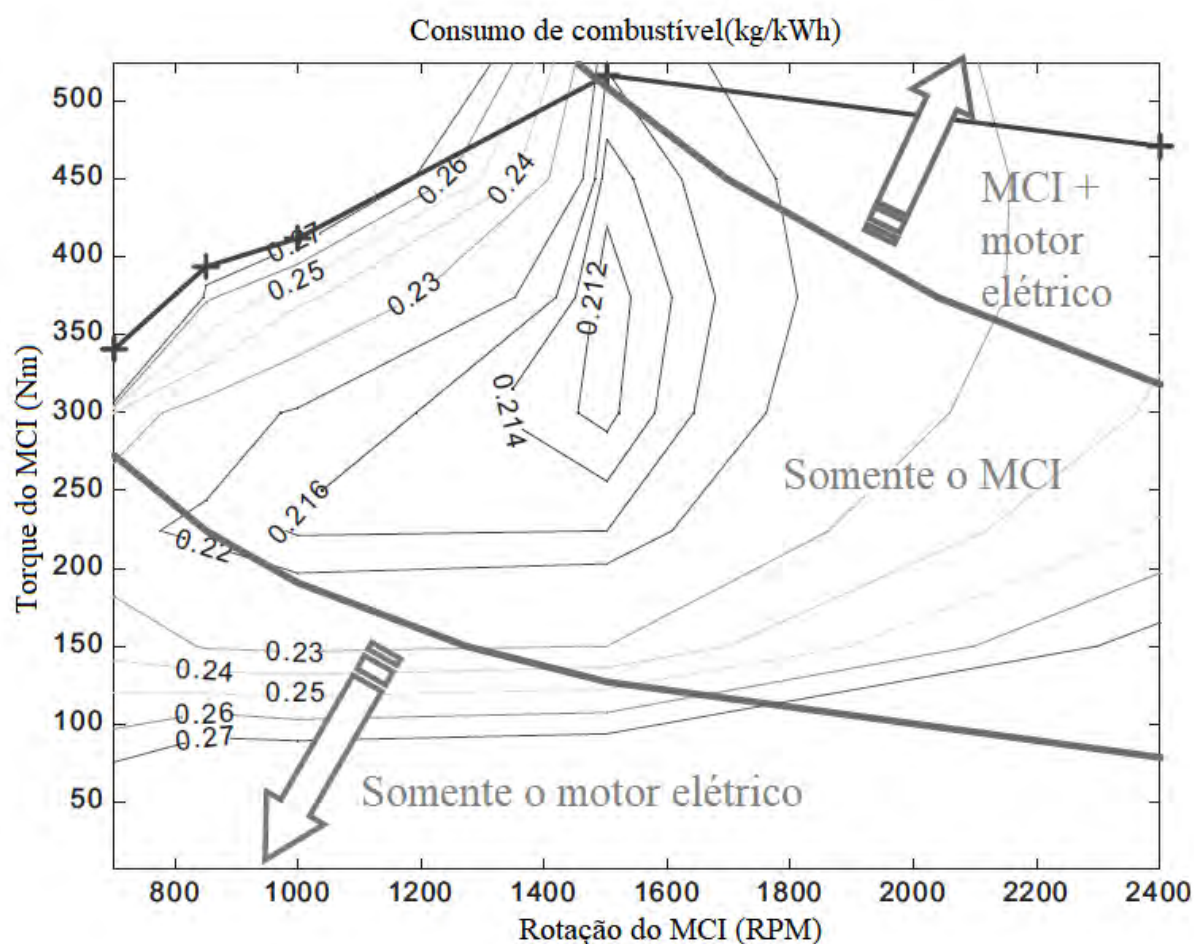


Figura 6.3 – Limites de operação do MCI na estratégia de controle por nivelamento de carga (Adaptado de ULISOY; PENG; ÇAKMAKCI, 2012)

Este conceito é uma ideia centrada no MCI e se concentra apenas em operá-lo de forma eficiente, dentro de uma determinada faixa de potência. Ulsoy, Peng e Çakmakci (2012) definem que uma estratégia simples para evitar operações ineficientes do MCI é selecionar dois níveis de potência (indicados na Figura 6.3) e operar dentro deles, de forma que:

- Quando a energia requisitada pelo motorista é maior do que a linha superior destacada

na Figura 6.3, o MCI irá operar apenas no nível de potência da linha superior e o deficit será fornecido pela unidade de armazenamento e pelo motor elétrico. Deve-se levar em consideração ainda que, quando o SOC da bateria estiver baixo, o motor elétrico pode não ser capaz de fornecer potência necessária para a tração e a potência do MCI será aumentada em conformidade.

- Quando a energia requisitada pelo motorista estiver entre as linhas destacadas na Figura 6.3, somente o MCI fornecerá a energia para suprir a demandada.
- Quando a energia demandada pelo motorista estiver abaixo da linha inferior destacada na Figura 6.3, somente o motor elétrico fornecerá a energia para suprir a solicitada pelo operador. A mesma consideração acerca do SOC deve ser levada em conta nesse modo de operação.

A Tabela 6.1 resume os critérios da estratégia de controle em questão.

Tabela 6.1 – Estratégia de controle centrada no conceito de nivelamento de carga (Adaptado de ULISOY;PENG; ÇAKMAKCI, 2012)

Potência do MCI	SOC $\geq$ SOC <sub>t</sub>	SOC < SOC <sub>t</sub>
$P_L \leq P_{E,min}$	0 ( $V < V_{low}$ )	$P_L + P_{PPS,c}$
$P_{E,min} < P_L \leq P_{E,max}$	$P_L$	$P_L + P_{PPS,c}$
$P_L > P_{E,max}$	$P_{E,max}$	$P_{E,max}$

## 6.4 Estratégia de controle para o VHE em paralelo

De posse dos equacionamentos da estratégia de controle baseada no máximo estado de carga da fonte de alimentação de pico é possível construir a estratégia de controle para o veículo híbrido em pauta. A fonte de alimentação de pico será determinada em um momento posterior, a fim de que o estado de carga da mesma seja adequada ao modelo proposto, tornando positivo criar a estratégia de controle para definir a potência demandada do MCI e do motor elétrico.

No modo de propulsão utilizando somente motor elétrico: é necessário definir uma velocidade mínima do veículo ( $V_{eb}$ ) na qual o MCI não pode operar de forma estável ou opera com alto nível de consumo de combustível e emissão de poluentes. Para a determinação dessa velocidade, foi observada a estratégia de controle centrada no conceito de nivelamento de carga, observando o mapa de consumo de combustível a fim de determinar uma velocidade na qual a operação do veículo se dá de forma eficiente, com um menor consumo de combustível e de emissão de  $CO_2$ . A velocidade mínima para o funcionamento do MCI será de 30 km/h e a função da estratégia de controle para o VHE em paralelo está ilustrada na Figura 6.4.

```

1  function [Pe,Pm, Ppps, Pmf]=estrategia(a,v,Pr)
2  %-----
3  % Parametros
4  eta_m=0.90;      %Rendimento do ME
5  v_limite=30;    %Velocidade base para o MCI funcionar [km/h]
6  P_EleMax=55*eta_m; %Potência de máxima frenagem regenerativa
7  %-----
8  if (a>=0) && (v>=0) && (v<v_limite)
9      Pmci=0;
10     Peletrico=Pr;
11     Pbat=-Peletrico/eta_m;
12     Pfreio=0;
13 elseif (a>=0) && (v>=v_limite)
14     Pe_final=34.85;
15     N_mci=1600;
16     while Pe_final < Pr
17         N_mci=N_mci+0.1;
18         Pmci = curva_mci(N_mci);
19         Pe_final = Pmci;
20     end
21     Pmci=curva_mci(N_mci);
22     Peletrico=Pr-Pmci;
23     Pbat=-Peletrico*eta_m;
24     Pfreio=0;
25 else
26     Pmci = 0;
27     modulo=Pr*(-1);
28     if modulo>P_EleMax
29         Peletrico = (-1)*P_EleMax;
30         Pfreio = Pr+P_EleMax;
31         Pbat= P_EleMax/eta_m;
32     else
33         Peletrico = Pr;
34         Pfreio = 0;
35         Pbat= (-1)*Peletrico/eta_m;
36     end
37 end
38 Pm=Peletrico;
39 Pe=Pmci;
40 Ppps=Pbat;
41 Pmf=Pfreio;
42 end

```

Figura 6.4 – Estratégia de controle para o VHE em paralelo

De posse da estratégia de controle definida (Figura 6.4), é possível fazer a modelagem para a determinação de potência demandada do MCI, do motor elétrico e da PPS, de tal forma que seja possível obter o consumo médio de combustível para o ciclo FTP-75, a emissão de  $CO_2$  e a variação de energia na fonte de alimentação de pico, valores esses determinados nos Capítulos seguintes.

## 7 MODELO COMPUTACIONAL

### 7.1 Considerações iniciais

Após determinar a dinâmica veicular, os parâmetros físicos do VHE, os componentes do trem de força e a unidade de armazenamento de energia é possível a confecção de um modelo computacional tornando viável simular o referido modelo de veículo híbrido. Para esse fim, será utilizado o software *Matlab* que, de acordo com MathWorks (2021b), é uma plataforma de programação e computação numérica utilizada para analisar dados, desenvolver algoritmos e criar modelos.

Além disso, a empresa *MathWorks* disponibiliza a ferramenta *Simulink*, que trabalha com simulação baseada em modelos, que permite a realização da modelagem computacional pelo método de diagramas de bloco, sendo possível integrar esse modelo com o uso da plataforma *Matlab*, combinando a programação textual e gráfica para projetar o sistema desejado em um ambiente de simulação (MATHWORKS, 2021b).

Assim sendo, a modelagem computacional do veículo híbrido elétrico em pauta se baseará no fluxo de potência através dos diversos componentes do trem de força, sendo necessário a modelagem de cada um desses e das forças (resistivas e de inércia) que compõe a dinâmica veicular.

### 7.2 Ciclos de direção

De acordo com Correa (2013), o motorista é o fator governante na condução do veículo, uma vez que ele determina o percurso a ser seguido, que conta com uma série de diferentes parâmetros que envolvem pavimentação, topologia e carregamento. Por sua vez, cada motorista possui um modo diferente de dirigir o automóvel, fator esse motivador para a criação dos ciclos de condução.

O ciclo de condução traz uma representação do modo de condução veicular e as características da estrada, sendo, em seu caso mais simples, definido como uma sequência de velocidades que o veículo está desempenhando em uma pista (com graus de inclinação pré-definidas) ao longo do tempo (CORRÊA; SILVA; DEDINI, 2011). Eles são definidos através da instrumentação de veículos e da gravação e processamento dos dados obtidos em situações reais de uso a fim de possibilitar a realização de análises para avaliação dos níveis de solicitação (CORREA, 2013).

Os ciclos de direção são elaborados por diversas organizações e países, dos quais pode-se citar o *EPA Federal Test Procedure* (conhecido como FTP-75), produzido pela *US*



*Environmental Protection Agency* (EPA), a Agência de Proteção Ambiental dos Estados Unidos, o *New European Driving Cycle* da *United Nations Economic Commission for Europe*, da União Européia e o ciclo JC08 do Japão.

No Brasil, a padronização dos testes de emissões de poluentes é descrita pela norma NBR 6601 ABNT (2021), que adota a rotina americana FTP-75 para os testes de emissões no Brasil (MURTA, 2008). Dessa feita, para fins de modelagem deste trabalho, será utilizado o ciclo de direção FTP-75 da EPA mostrado na Figura 7.1.

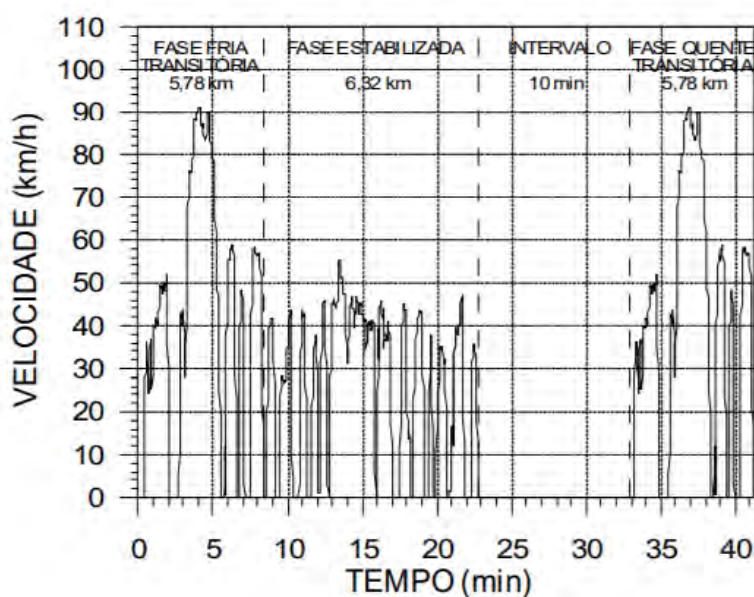


Figura 7.1 – Ciclo padrão de emissões NBR 6601 (ABNT, 2021)

De acordo com Correa (2013), o ciclo de condução é a entrada principal para um modelo de VHE Paralelo fornecendo em cada instante de tempo da simulação o valor de velocidade do veículo. Assim sendo, a partir do ciclo representado pela Figura 7.1, será realizada a modelagem no *Simulink*, para fins de determinação da potência requerida para que o VHE em pauta o execute, desconsiderando as irregularidades de pavimento e considerando a pista nivelada.

### 7.3 Potência requerida

Para determinar a potência requerida para o veículo atender a velocidade do ciclo FTP-75 em cada instante de tempo na simulação, se faz necessário determinar as forças resistivas atuantes no movimento. São elas: a força de resistência ao rolamento (Equação 3.1), a força de arrasto aerodinâmico (Equação 3.3) e a força de resistência à subida de rampa (Equação 3.4).

Ressalta-se que, como o ângulo de rampa é zero (pista nivelada), a força de resistência à subida de rampa será nula. Observa-se ainda que a força de resistência ao rolamento e a força de arrasto aerodinâmico são dadas em função da velocidade do veículo. Assim sendo, a curva de velocidade em função do tempo para o ciclo FTP-75, ilustrada pela Figura 7.2, será necessária para encontrar as forças resistivas citadas.

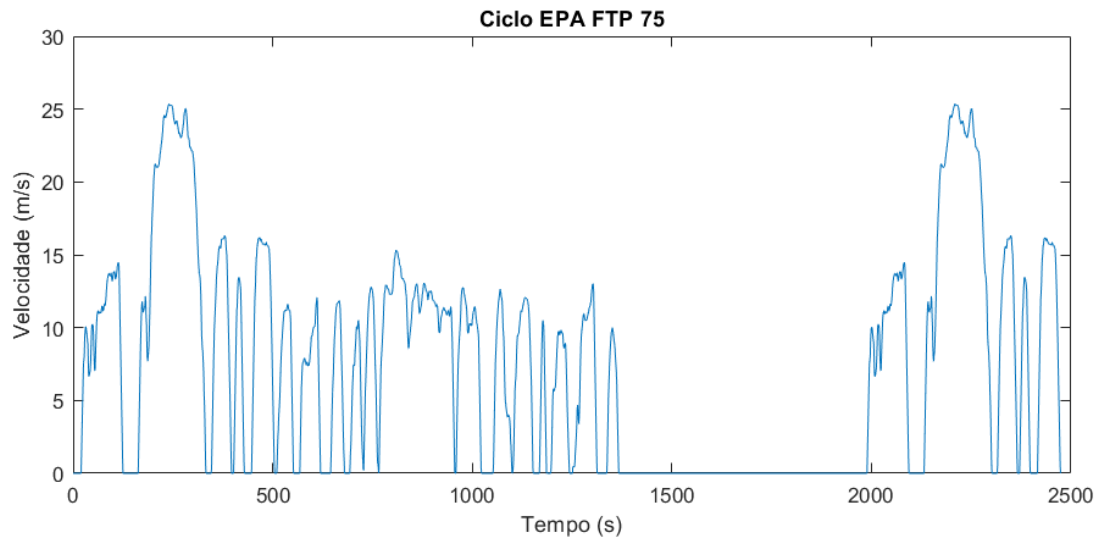


Figura 7.2 – Velocidade em função do tempo para o ciclo FTP-75

Deve-se, ainda, determinar a força de aceleração linear do veículo, dada pela Equação 3.5. Para que se obtenha a referida força, se faz necessário conhecer a aceleração em cada instante de tempo para o ciclo FTP-75, ilustrada pela Figura 7.3.

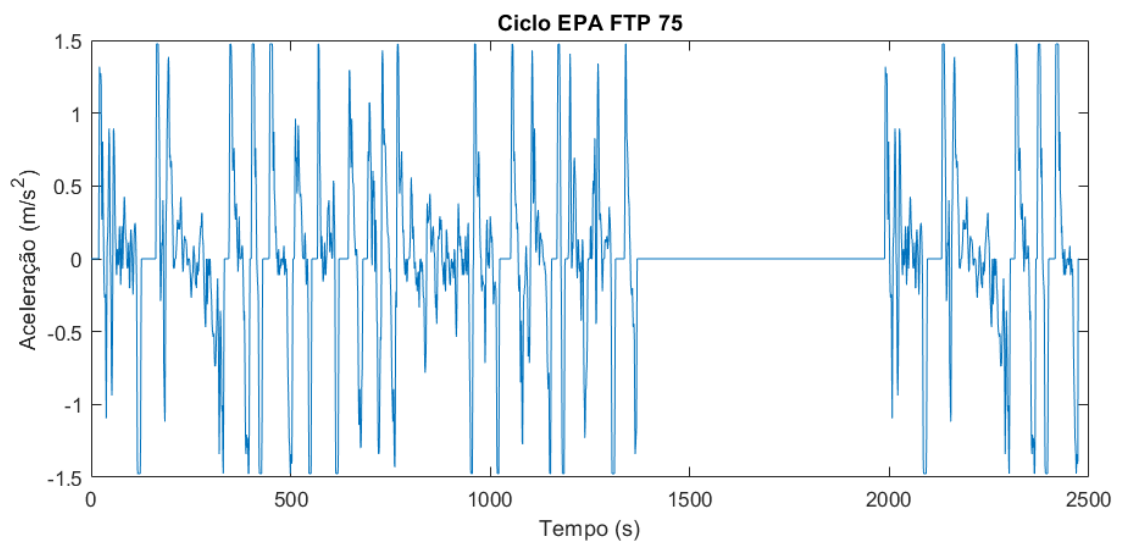


Figura 7.3 – Aceleração em função do tempo para o ciclo FTP-75

De posse dos dados expostos nas Figuras 7.2 e 7.3, é possível obter a força requerida em cada instante de tempo para o ciclo FTP-75. As forças serão calculadas através do diagrama de blocos ilustrado na Figura 7.4.

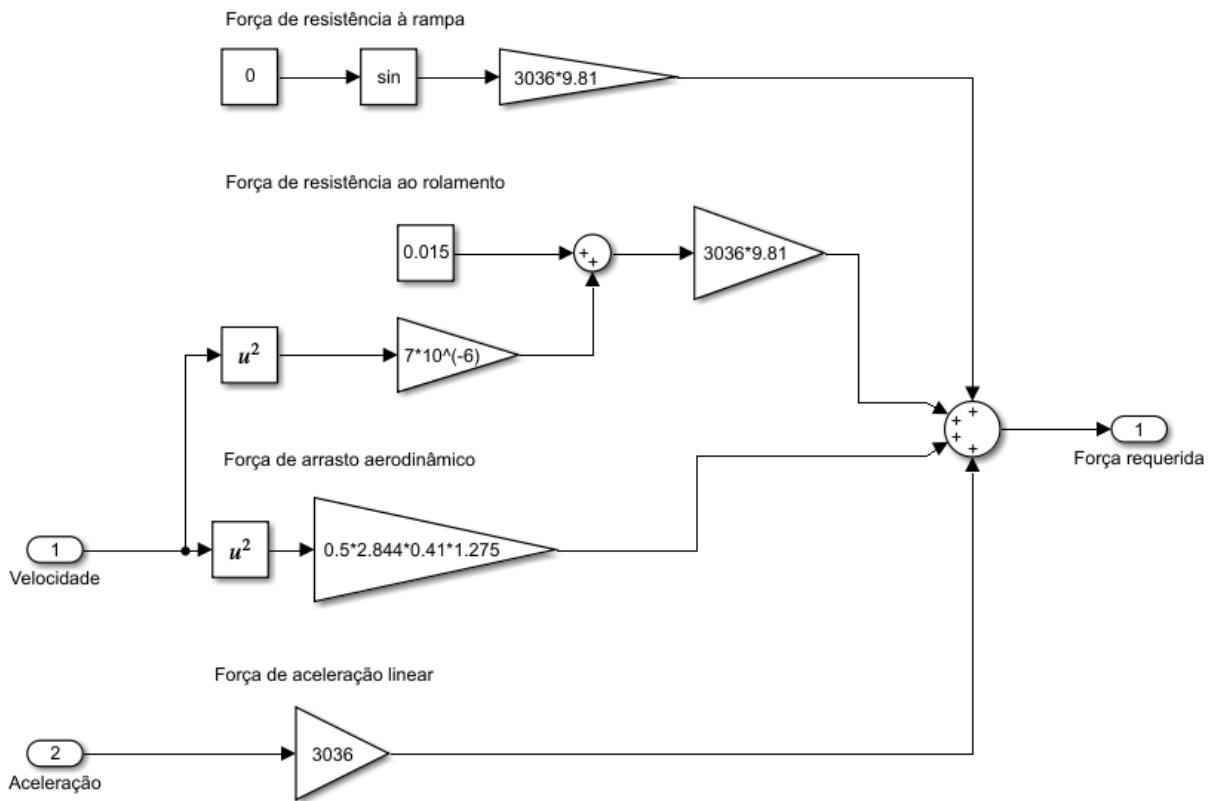


Figura 7.4 – Diagrama de blocos para o cálculo da força requerida em cada instante de tempo para o ciclo FTP-75

A potência requerida será dada através da multiplicação da velocidade do veículo com a força requerida em determinado instante de tempo, conforme ilustrado pela Figura 7.5.

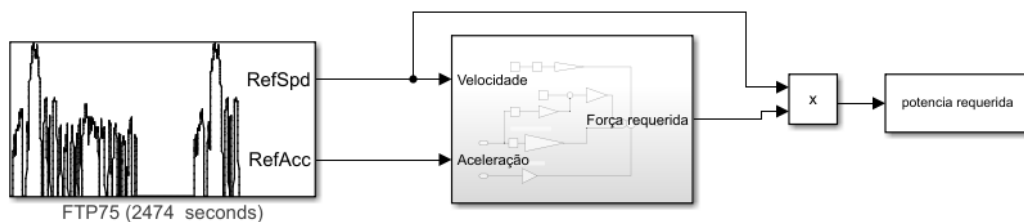


Figura 7.5 – Diagrama de blocos para o cálculo da potência requerida do VHE para o ciclo FTP-75

## 7.4 Modelagem da dinâmica longitudinal para aceleração

A fim de determinar o desempenho do veículo em máxima aceleração, considerando o rolamento com deslizamento do pneu, deve-se modelar a dinâmica veicular e os elementos do trem de força. Para essa modelagem foi utilizado o software *Simulink* que permitiu que fossem integrados os parâmetros veiculares determinados teoricamente e as equações de movimento do veículo a fim de gerar os dados do desempenho veicular.

Para a validação do modelo em pauta, os resultados obtidos através deste serão comparados com dados obtidos experimentalmente, disponibilizados nos trabalhos acadêmicos relacionados à competição *FutureTruck*. O diagrama de blocos utilizado para modelar o VHE em paralelo com acoplador de torque, tendo como hipótese o rolamento com deslizamento do pneu, está ilustrado na Figura 7.6.

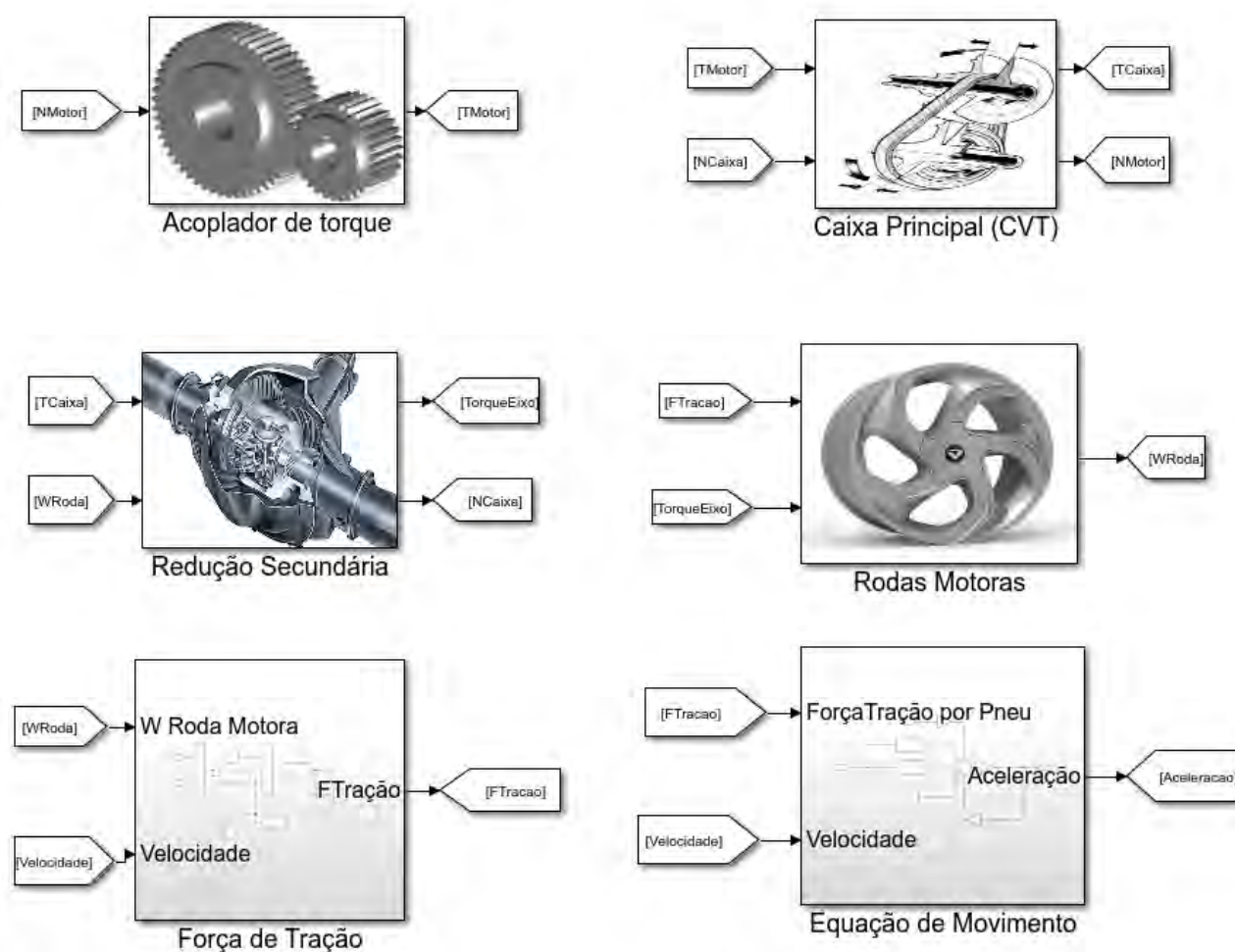


Figura 7.6 – Modelo do VHE em paralelo com acoplador de torque

O diagrama de blocos representado na Figura 7.6 traz a modelagem dos seguintes componentes do trem de força e da dinâmica veicular: acoplador de torque, transmissão

principal (CVT), redução secundária, rodas motoras, força de tração e equações de movimento. O modelo em questão será utilizado para determinar o desempenho do veículo e foi utilizado o Teorema de Julien para a determinação da força trativa.

#### 7.4.1 Acoplador de torque

Conforme ilustrado pela Figura 7.7 o componente representado pelo subsistema é o acoplador de torque, que têm como entrada a rotação do acoplador (em rpm) e como saída o torque gerado pelo acoplador para a referida rotação.

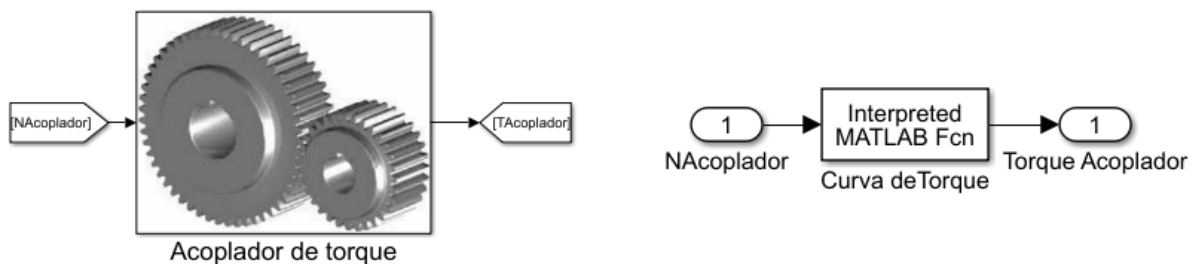


Figura 7.7 – Subsistema do acoplador de torque

Como visto anteriormente, o acoplador de torque faz a soma dos torques mecânicos do MCI e do motor elétrico, fornecendo o torque resultante para as rodas tratoras (EHSANI; GAO; EMADI, 2018). Para determinar a saída do acoplador de torque faz-se necessário a determinação do torque do MCI e do ME fornecidos para uma dada rotação. A Figura 7.8 traz a função utilizada para a determinação do torque do MCI para uma dada rotação, utilizando a função do *interp1* do *MATLAB* a fim de gerar a curva de torque a partir dos pontos descritos pela Tabela 4.1.

```

1  function y=data_mci(N)
2  -   Nmci = [1600 2000 2400 2800 3200 3600 4000 4400 4800 5200 5600 6000
3  -           6400 6600 6800];
4  -   Tmci = [208 219 230 231 232 239 246 248 250 248 239 230 221 217 198];
5  -   if N < 1600
6  -       Te=0;
7  -   elseif N > 6800
8  -       Te=0.01;
9  -   else
10 -       Te=interp1(Nmci,Tmci,N,'spline');
11 -   end
12 -   y=Te;

```

Figura 7.8 – Função torque do MCI

O procedimento para a determinação do torque gerado pelo motor elétrico ocorreu do mesmo modo do MCI. A Figura 7.9 traz a função para a determinação do torque do referido motor, utilizando como dados os pontos descritos na Tabela 4.3 para gerar a curva de torque .

```

1  function y=data_me(N)
2  Nme=[0 500 1000 1500 2000 2500 3000 3500 4000 4400 4744 5250 5840 6555
3      7495 8744 10007 10582 11452 12000];
4  Tme=[120 120 120 120 120 120 120 120 120 120 110 100 90 80 70 60 52.5
5      49.65 46 43.76];
6  if N < 0
7      N = 0;
8      Tm=interp1(Nme,Tme,N,'spline');
9  elseif N > 12000
10     Tm=0.01;
11  else
12     Tm=interp1(Nme,Tme,N,'spline');
13  end
14  y=Tm;

```

Figura 7.9 – Função torque do ME

De posse do torque de saída do MCI e do motor elétrico para uma dada rotação é possível que seja determinado, através da Equação 4.13 o torque de saída do acoplador. A Figura 7.10 traz a referida função de torque de saída do acoplador.

```

1  function y= data_acoplador(N)
2  Tmci=data_mci(N);
3  Neletrico=(12000/6800)*N;
4  Tme=data_me(Neletrico);
5  TAcoplador=Tmci+(12000/6800)*Tme;
6  y=TAcoplador;

```

Figura 7.10 – Função torque de saída do acoplador

## 7.4.2 Transmissão principal

O subsistema da transmissão principal traz a modelagem da transmissão continuamente variável (CVT) utilizada no veículo. O diagrama de blocos da CVT bem como suas entradas e saídas estão representados na Figura 7.11.

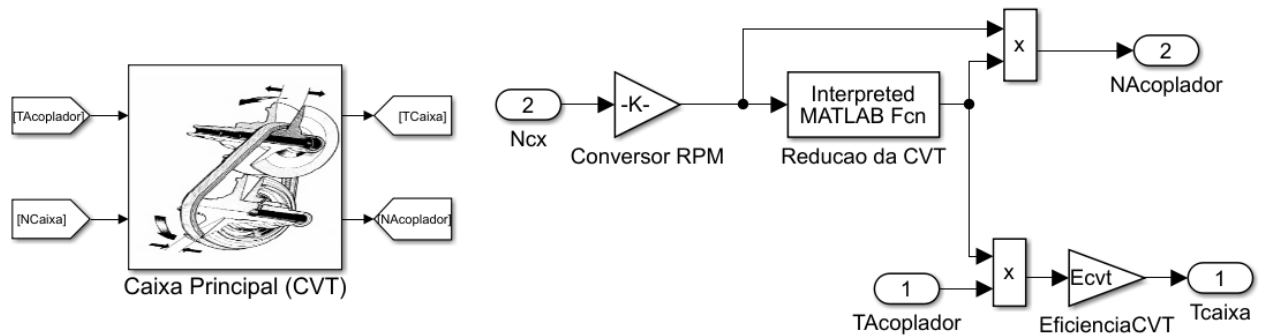


Figura 7.11 – Subsistema caixa principal(CVT)

A CVT têm como entrada a rotação da caixa de transmissão principal e, após realizar a conversão de unidades, esse valor é utilizado na função de redução da CVT, ilustrada pela Figura 7.12. A saída da função é o valor do  $i_{CVT}$ , obtido através da Equação 4.20, que será multiplicado pela rotação da caixa (gerando a rotação do acoplador de torque) e pelo torque do motor (que associado a eficiência da CVT resultará no torque da caixa principal).

```

1  function y = RedCVT(u)
2  -   global Wmax Rmin Rmax
3  -   ind = Wmax/(u);
4  -   if ind < Rmin
5  -       icvt = Rmin;
6  -   elseif ind > Rmax
7  -       icvt = Rmax;
8  -   else
9  -       icvt=ind;
10 -   end
11 -   y = icvt;

```

Figura 7.12 – Função redução da CVT

### 7.4.3 Redução secundária

A Figura 7.13 mostra que as entradas nesse subsistema são o torque gerado na caixa principal e a velocidade angular da roda motora, que são multiplicados pela relação de transmissão da redução secundária, gerando como saída o torque que chega à roda motora e a rotação da caixa principal em radianos por segundo (rad/s).

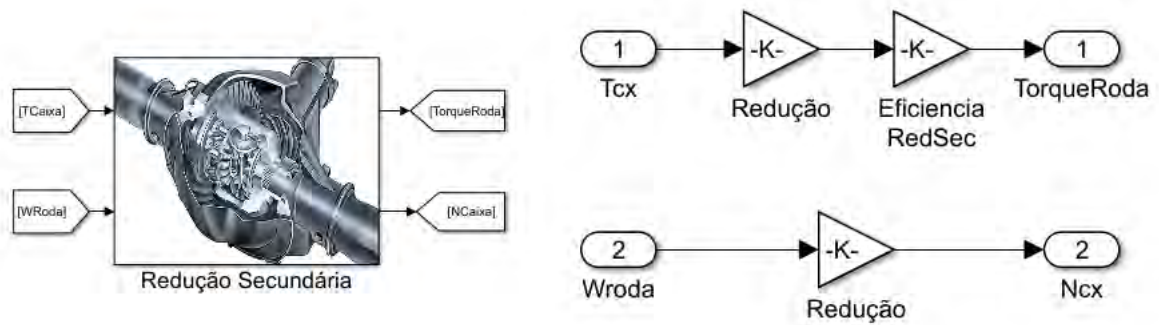


Figura 7.13 – Subsistema redução secundária

#### 7.4.4 Rodas motoras

As entradas do subsistema das rodas motoras são o torque que está sendo transmitido ao eixo motor e a força de tração já considerando o rolamento com deslizamento, utilizando o teorema de Julien, e a saída é a velocidade angular da roda motora. O diagrama de blocos do referido subsistema pode ser verificado pela Figura 7.14.

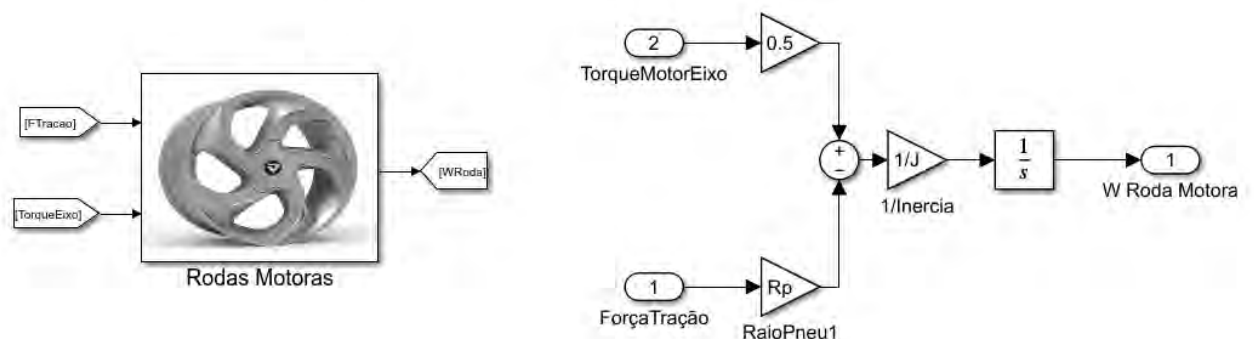


Figura 7.14 – Subsistema rodas motoras

#### 7.4.5 Força de tração

Para a determinação da força de tração será utilizada a hipótese de que há deslizamento entre o pneu e a pista, utilizando para a modelagem desse sistema o Teorema de Julien, demonstrado por Wong (2001). O diagrama de blocos que representa a força de tração (Figura 7.15) recebe como entrada a velocidade angular da roda motora e a velocidade do veículo, parâmetro utilizado para a determinação do deslizamento.



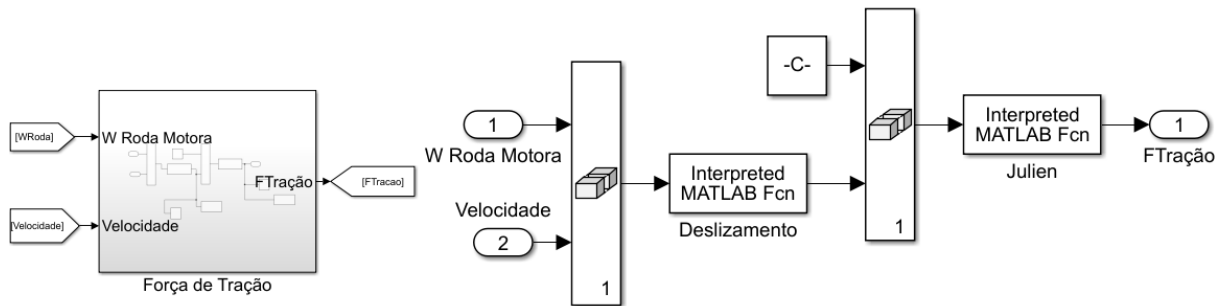


Figura 7.15 – Subsistema força de tração

A função deslizamento recebe a matriz  $u$ , que contém os vetores velocidade angular da roda e velocidade do veículo e calcula o valor percentual do deslizamento, através da Equação 3.6, conforme descrito na Figura 7.16.

```

1  function i = deslizamento(u)
2  -   global Rp
3  -   w=u(1);
4  -   velo=u(2);
5  -   desl = 1-velo/((w+eps)*Rp);
6  -   if desl>1
7  -       t=0;
8  -   elseif desl<0
9  -       t=0;
10 -   else
11 -       t=desl;
12 -   end
13 -   i=t;

```

Figura 7.16 – Função deslizamento

Na sequência, a função Julien (Figura 7.17) recebe a matriz contendo o resultado da função deslizamento e a carga total em uma roda tratora, gerando a força de tração instantânea fornecida, utilizando as Equações 3.8, 3.9, 3.11 e 3.14.

```

1  function Ftracao = Julien2(u)
2  -   global up l k param
3  -   Wt=u(1);
4  -   i=u(2);
5  -   lambda=(up*(Wt)+sqrt(2*(1-param)*up*(Wt)*(1^2)*k))/(1*k);
6  -   icritico=(up*(Wt))/(1*k*(1+lambda));
7  -   if icritico<i
8  -       Fx=up*(Wt)-lambda*((up*(Wt)-1*k*lambda*i)^2)/(2*(1^2)*k*lambda*i);
9  -   else
10 -       Fx=k*lambda*1*i*(1+(1/(2*lambda)));
11 -   end
12 -   Ftracao=Fx;

```

Figura 7.17 – Função Julien

#### 7.4.6 Equações de movimento

Conforme mostrado na Figura 7.18, as forças consideradas para equacionar o movimento do veículo foram as forças de resistência ao rolamento, de arrasto aerodinâmico, de resistência à subida de rampa, de inércia e de tração total, das quais a resultante multiplicada por  $1/M$  determinam a aceleração do veículo. A partir da aceleração do VHE é possível determinar os valores de velocidade e a posição deste.

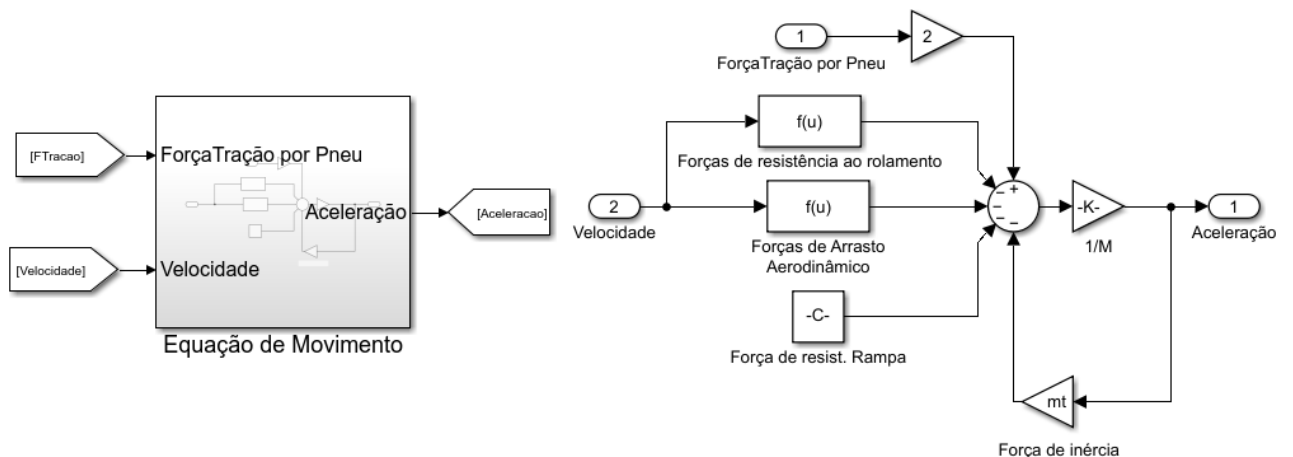


Figura 7.18 – Subsistema equações de movimento

De posse da modelagem do VHE é possível realizar a análise dos resultados obtidos, conforme será visto no próximo Capítulo.

## 8 RESULTADOS E DISCUSSÕES

### 8.1 Ciclo de direção

#### 8.1.1 Potência fornecida

O primeiro resultado a ser analisado é a distribuição de potência realizada pela estratégia de controle implementada na modelagem da resposta veicular ao ciclo de direção FTP-75. Como resultado do diagrama de blocos representado na Figura 7.5, têm-se a potência requerida para o conjunto (ME e MCI) em cada instante de tempo para o ciclo FTP-75, ilustrado pela Figura 8.1.

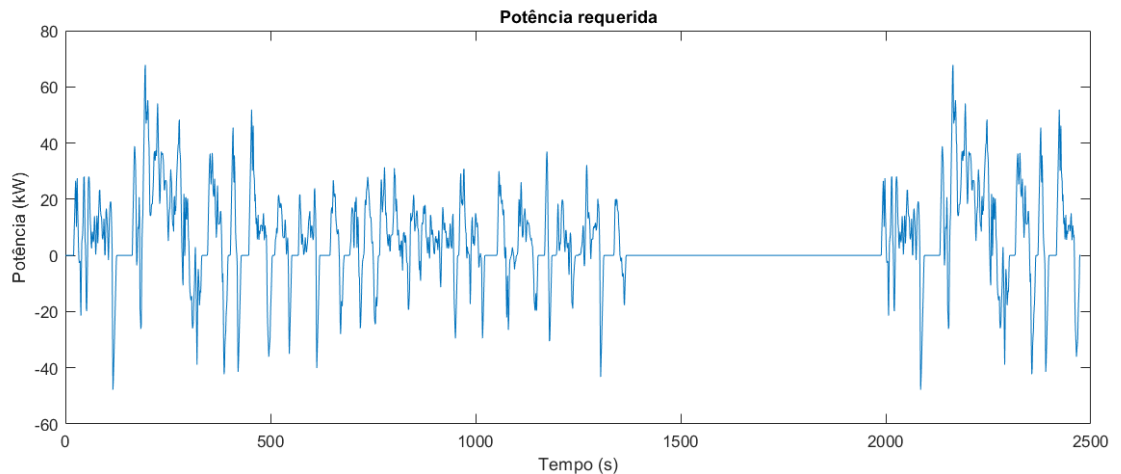


Figura 8.1 – Potência requerida em função do tempo para o ciclo FTP-75

Os valores de potência requerida serão utilizados para determinar a potência demandada para cada motor de tração do VHE em estudo no modelo realizado. O primeiro resultado advindo da modelagem para o ciclo FTP-75 é a potência demandada do motor elétrico, representada pela Figura 8.2.

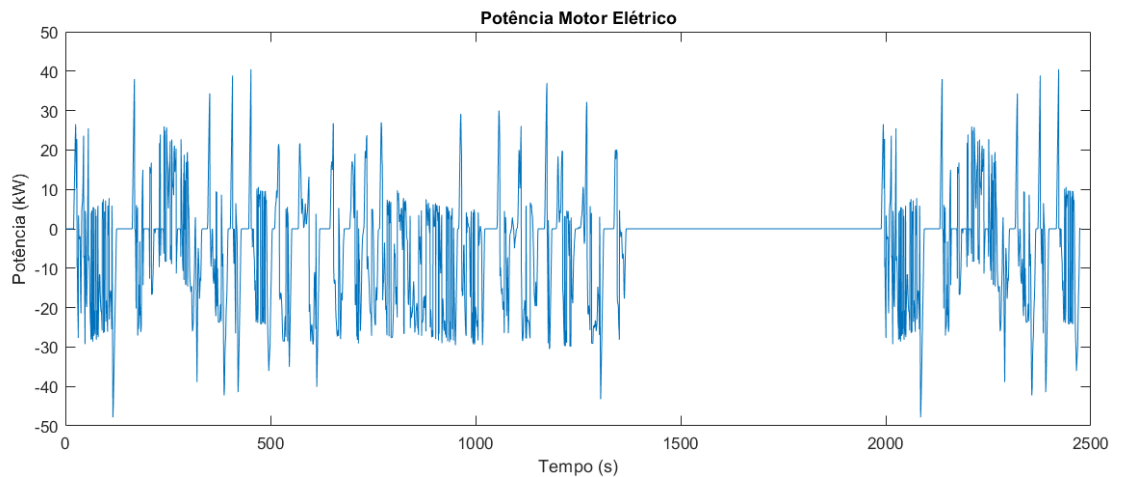


Figura 8.2 – Potência demandada do ME em função do tempo para o ciclo FTP-75

Analisando a Figura 8.2 nota-se que há instantes em que a potência do motor elétrico é negativa. Isso ocorre pois ele não está gerando tração para o veículo mas continua acoplado ao acoplador de torque, reaproveitando a energia advinda do trem de força veicular e convertendo em energia elétrica para o carregamento da fonte de alimentação de pico. A Figura 8.3 traz a potência demandada da PPS.

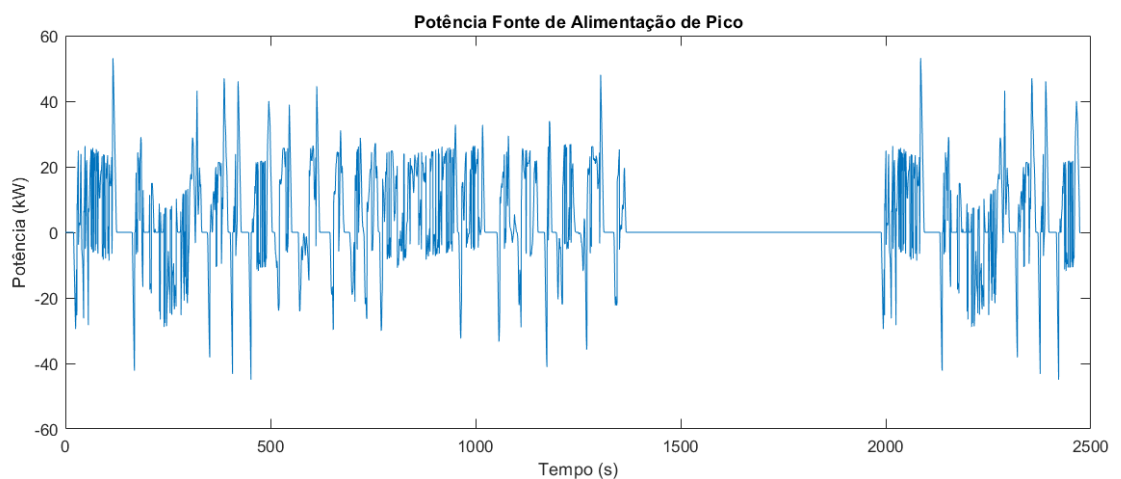


Figura 8.3 – Potência demandada do PPS em função do tempo para o ciclo FTP-75

Da Figura 8.3 nota-se, novamente, que a PPS apresenta potência negativa e positiva. A potência positiva é a que ele está recebendo da energia aproveitada pelo motor elétrico. Já a potência negativa representa a potência que está sendo consumida da PPS pelo motor elétrico para gerar tração para o veículo. Por fim, a Figura 8.4 traz a potência demandada do MCI.

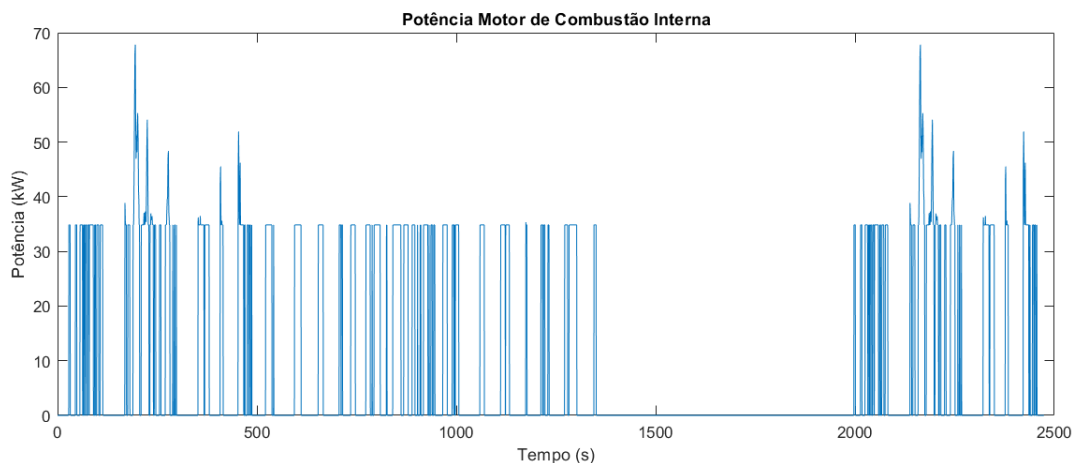


Figura 8.4 – Potência demandada do MCI em função do tempo para o ciclo FTP-75

Observando a Figura 8.4, nota-se que ela é complementar à potência do motor elétrico, ou seja, somando-se as duas potências tem-se a potência requerida (Figura 8.1) para que o veículo cumpra os requisitos do ciclo FTP-75. Através das potências demandadas do MCI, ME e da PPS é possível analisar o consumo de combustível, a emissão de  $CO_2$  e a variação de energia da PPS, resultados esses a serem analisados nos tópicos seguintes.

### 8.1.2 Consumo de combustível

O consumo de combustível não é apenas um fator importante para determinar a eficiência de um motor de combustão interna, mas também é um aspecto importante no que tange à utilização responsável de recursos e redução da poluição, fatores esses que têm se tornado cada vez mais significativos (NAUNHEIMER et al., 2011).

Para a determinação do consumo de combustível do VHE em paralelo, primeiramente é necessário que se defina a função de consumo de combustível. Para essa finalidade, é necessário que sejam levantados o consumo específico de combustível para diversos valores de torque e potência, através do mapa de consumo de combustível (Figura 4.5).

Com a ferramenta *WebPlotDigitizer*, de Rohatgi (2021), foi possível fazer o levantamento dos pontos do mapa de consumo específico, que estão ilustrados na Figura 8.5.

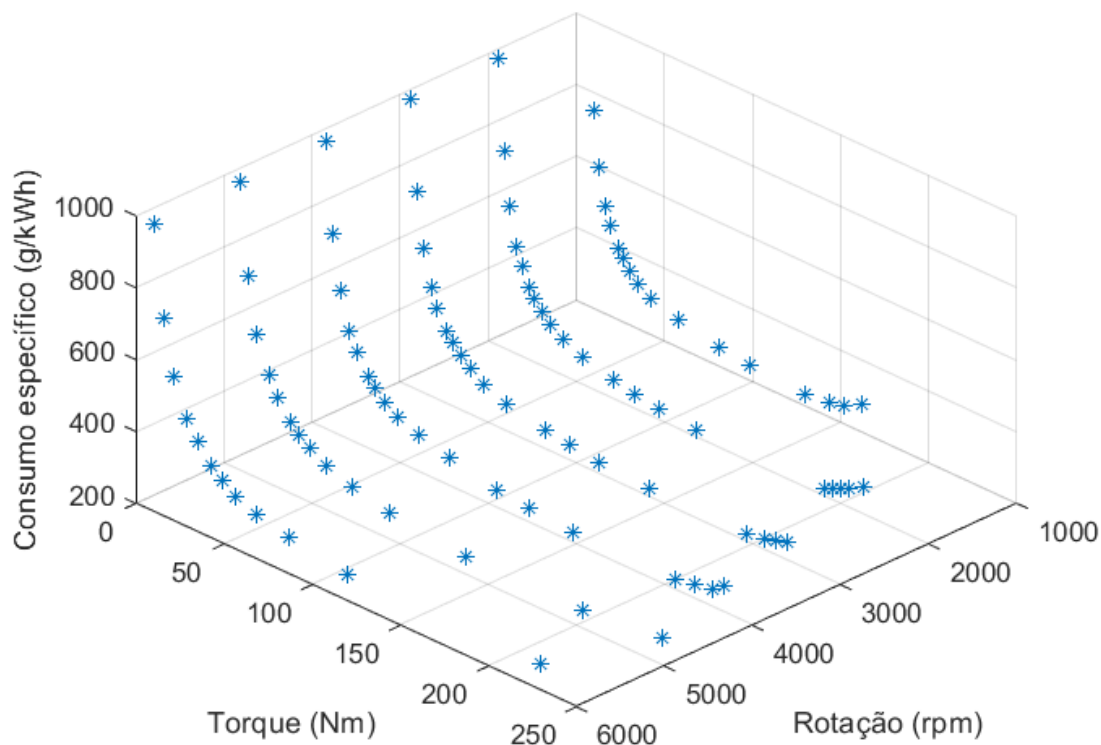


Figura 8.5 – Levantamento do consumo específico em função do torque e da rotação do MCI

Com os pontos de consumo específico em função do torque e da rotação do MCI definidos, necessita-se de uma ferramenta capaz de gerar uma curva a partir dos dados levantados, de tal forma que, para cada rotação e torque do motor de combustão interna, se tenha o valor do consumo específico.

Para essa finalidade, foi utilizado o *Curve Fitting Toolbox*, da empresa *MathWorks*. O *Curve Fitting Toolbox*, disponível para a utilização no software *MATLAB*, fornece um aplicativo e funções para ajustar curvas e superfícies aos dados, possuindo uma biblioteca que fornece parâmetros de solucionador otimizados e condições iniciais para melhorar a qualidade dos ajustes, fornecendo ainda, suporte às técnicas de modelagem não paramétrica, como *splines*, interpolação e suavização (MATHWORKS, 2021a).

De posse dos dados e com a supracitada *toolbox*, foi possível ajustar a curva aos pontos e, com isso, obter a função de consumo de combustível em função do torque e da rotação para o VHE em paralelo. A curva da referida função está ilustrada na Figura 8.6.

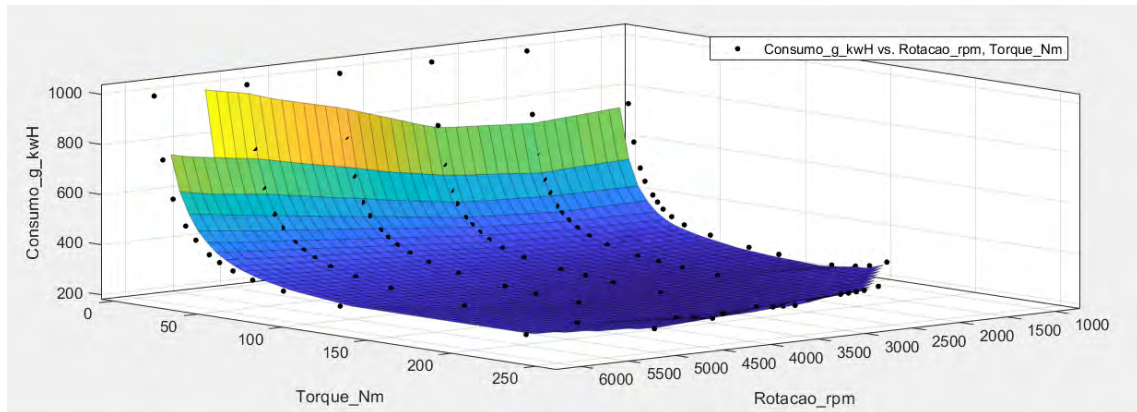


Figura 8.6 – Ajuste da curva de consumo específico de combustível do MCI

Para satisfazer à potência requerida do MCI, representada na Figura 8.4, é necessário um torque e uma rotação conhecidas e entrando com esses valores para cada instante de tempo na função do consumo de combustível são obtidos os valores de consumo específico instantâneo para cada instante de tempo da simulação. Através da Equação 8.1 é possível converter o consumo específico de combustível ( $b_e$ ) em consumo absoluto de combustível ( $b_{abs}$ ) (NAUNHEIMER et al., 2011).

$$b_{abs} = \frac{\pi \cdot b_e \cdot T_e \cdot n_e}{30 \cdot 1000^2} \quad (8.1)$$

Na Equação 8.1, o consumo específico de combustível ( $b_e$ ) é dado em g/kWh, o torque do MCI ( $T_e$ ) em Nm, a rotação do MCI ( $n_e$ ) em rpm e o consumo absoluto de combustível ( $b_{abs}$ ) em kg/h. Para o ciclo FTP-75 realizado com o veículo utilizando a configuração híbrida e aplicando a Equação 8.1 aos pontos de consumo específico, tem-se o consumo absoluto do veículo, representado na Figura 8.7.

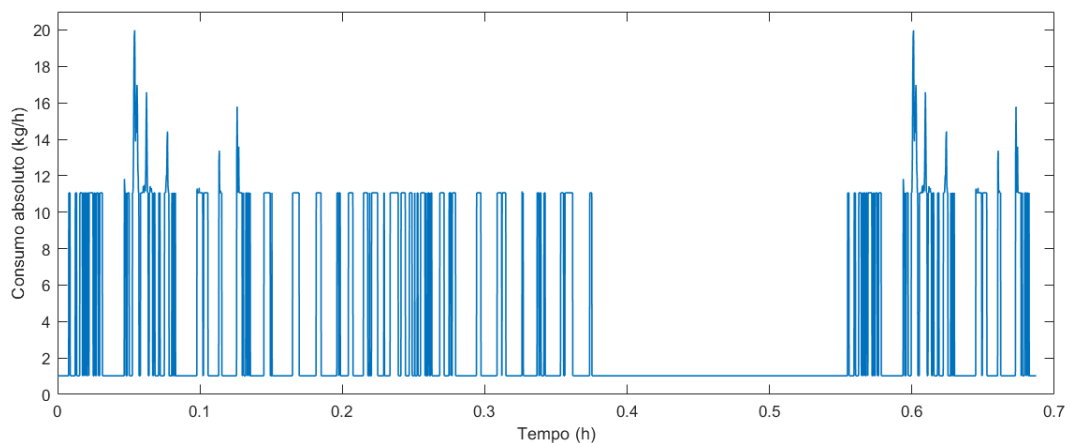


Figura 8.7 – Consumo absoluto de combustível do MCI da configuração híbrida para o ciclo FTP 75

Através da Figura 8.7 nota-se que o consumo absoluto de combustível quando o MCI não está sendo utilizado para a tração do veículo é de 1,02 kg/h, referente à rotação de 1600 rpm e torque de 6 Nm (ponto morto do MCI). Isso ocorre porque o veículo simulado não possui o sistema *start-stop*, que desligaria o MCI quando esse não estivesse sendo utilizado.

O MCI permanece em funcionamento durante todo o ciclo, porém, quando não está sendo utilizado para tracionar o veículo, a embreagem que o liga ao acoplador de torque fica desacoplada e o motor permanece em uma rotação de consumo mínimo. A média de consumo absoluto para o ciclo FTP-75 do VHE em paralelo foi de 3579 g/h. Calculado o valor de  $b_{abs}$  é possível determinar o consumo médio do veículo ( $b$ ) através da Equação 8.2

$$b = \frac{b_{abs} \cdot t_c}{\rho_{comb} \cdot d_c} \quad (8.2)$$

Na Equação 8.2, o consumo médio do veículo ( $b$ ) é dado em L/km, a densidade do combustível ( $\rho_{comb}$ ) é de 750 g/L para a gasolina, de acordo Naunheimer et al. (2011), o tempo para a realização do ciclo ( $t_c$ ) é de 0,688 horas e a distância percorrida no ciclo ( $d_c$ ) é de 17,88 km. Substituindo o valor do consumo absoluto médio do VHE em paralelo (de 3579 g/h) na Equação 8.2, encontra-se um consumo médio de 0,184 L/km.

Para fins de comparação, foi simulada a utilização do MCI para o suprimento integral da potência requerida para o ciclo FTP-75. A Figura 8.8 traz o consumo absoluto de combustível para a tração realizada integralmente pelo MCI.

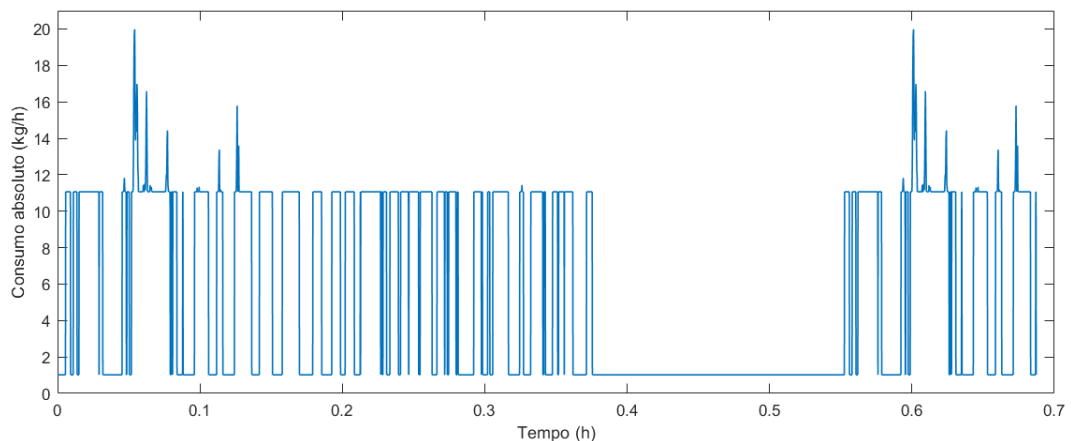


Figura 8.8 – Consumo absoluto de combustível para o ciclo FTP 75 utilizando somente o MCI para tração

Para efeitos de comparação, caso o veículo fosse tracionado somente pelo motor de combustão interna, o consumo absoluto médio seria de 5699 g/h e o consumo médio de 0,292 L/km, 59% a mais do que a configuração híbrida. Pelo resultado, verifica-se que o



VHE apresenta um desempenho satisfatório do ponto de vista econômico, uma vez que autonomia foi elevada consideravelmente.

A fim de validar esse resultado, fez-se a comparação com o consumo médio para uso urbano do veículo *Ford Explorer 4.0 V6 2002*, dados esses obtidos em UltimateSPECS (2021), e expostos na Tabela 8.1.

Tabela 8.1 – Comparação do consumo médio de combustível em ciclo urbano do VHE em paralelo com o Ford Explorer 4.0 V6 2002

<i>Parâmetros</i>	<b>VHE em paralelo</b>	<b>Ford Explorer 4.0 V6 2002</b>
Combustível	Gasolina	Gasolina
Motorização	Híbrida	Convencional
Peso ( <i>kg</i> )	3036	1971
Consumo médio ( <i>L/100km</i> )	18,4	18,2

Da Tabela 8.1 nota-se que o VHE possui um consumo médio superior em 1 % ao do veículo comercializado pela *Ford*. Porém, a configuração híbrida apresenta um peso superior em 54% ao veículo *Ford Explorer 4.0 V6 2002*, o que mostra que a configuração híbrida apresenta uma economia de combustível relevante.

### 8.1.3 Emissão de $CO_2$

De acordo com Naunheimer et al. (2011), a emissão de  $CO_2$  veicular atuante no efeito estufa é proporcional ao consumo de combustível. O método utilizado para calcular a emissão de  $CO_2$  do veículo híbrido tem como referência o trabalho de MMA (2012), que determina o fator de emissão ( $F_e$ ) desse poluente através de dos dados fornecidos pelo Inventário Nacional de Emissões Atmosféricas por veículos automotores rodoviários, publicado pelo Ministério do Meio Ambiente. A Equação 8.3 traz uma estimativa da produção de  $CO_2$  para um veículo com motorização à gasolina.

$$E_{CO_2} = F_e \cdot b_{abs} \quad (8.3)$$

Na Equação 8.3, o fator de emissão ( $F_e$ ) de  $CO_2$ , determinado por MMA (2012), é de 2269 g/L e o consumo absoluto de combustível ( $b_{abs}$ ) é dado em L/km. A Tabela 8.2 compara a emissão de poluentes do VHE em paralelo utilizando a configuração híbrida e a tração somente utilizando o MCI.

Tabela 8.2 – Comparação da emissão de  $CO_2$ , em ciclo urbano, do VHE em paralelo para a tração híbrida e somente com o MCI

<i>Parâmetros</i>	<b>Híbrida</b>	<b>Somente o MCI</b>
Emissão de $CO_2$ ( <i>g/km</i> )	417,5	662,54

Como a emissão de  $CO_2$  é proporcional ao consumo de combustível, a emissão somente com a tração pelo MCI é superior em 59% se comparada a da configuração híbrida, sendo um resultado positivo do viés ambiental, tendo em vista que há uma redução considerável desse poluente, grande responsável pelo efeito estufa.

## 8.2 Dinâmica longitudinal com deslizamento

### 8.2.1 Tempo para aceleração de 0 a 100 km/h

A partir do modelo da dinâmica veicular para a aceleração do VHE em paralelo foi possível verificar o desempenho em aceleração do veículo, utilizando a hipótese de rolamento com deslizamento que trouxe uma maior proximidade do modelo teórico às condições reais de utilização do mesmo.

Para o levantamento da aceleração do veículo de 0 a 100 km/h adotou-se como hipótese a utilização da máxima potência do veículo, de tal forma que o torque de saída do acoplador seja o representado pela Figura 4.10, onde está sendo utilizado a potência máxima do MCI e do ME. Além disso, foi considerado o peso bruto total do veículo ( $m_v$ ), onde se considera a massa do carro sem carga, passageiros e motorista. O resultado da referida simulação pode ser verificado através da Figura 8.9.

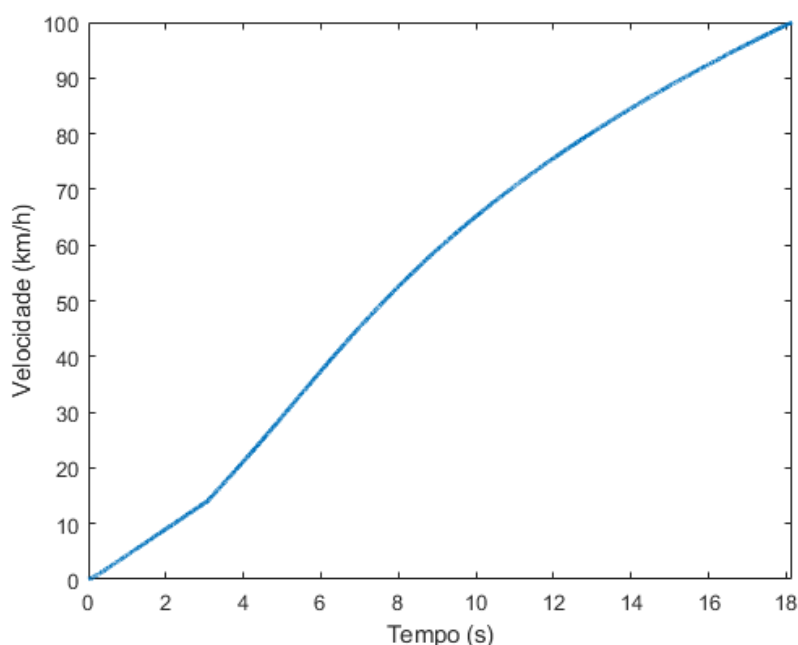


Figura 8.9 – Aceleração de 0 a 100 km/h para o VHE em paralelo

Da Figura 8.9, pode se observar que o tempo para que o veículo saia da condição inicial (parado) para a velocidade de 100 km/h foi de 18,14 segundos. A fim de validar

esse resultado, fez-se a comparação com o desempenho do veículo *Ford Explorer 4.0 V6 2002*, disponibilizado por UltimateSPECS (2021), e exposto na Tabela 8.3.

Tabela 8.3 – Comparação de desempenho em aceleração do VHE em paralelo com o Ford Explorer 4.0 V6 2002

<i>Parâmetros</i>	<b>VHE em paralelo</b>	<b>Ford Explorer 4.0 V6 2002</b>
Combustível	Gasolina	Gasolina
Motorização	Híbrida	Convencional
Peso	2536 kg	1971 kg
Aceleração de 0 a 100 km/h	18,1 s	10,9 s

O tempo para a aceleração de 0 a 100 do VHE em paralelo para o *Ford Explorer 4.0 V6 2002* foi superior em 7,2 segundos. Esse acréscimo de tempo era esperado, uma vez que há um acréscimo de massa de 33% da configuração híbrida quando comparada ao modelo comercializado pela montadora.

Além disso, na simulação foi considerada a hipótese de rolamento com deslizamento do pneu em conjunto com a ação das forças de arrasto aerodinâmico e de resistência ao rolamento, enquanto a avaliação desse parâmetro para o veículo *Ford Explorer 4.0 V6 2002* foi obtido em um dinamômetro de rolo, onde não são considerados as mesmas hipóteses do modelo, o que faz com que esse tenha um desempenho superior.

Assim sendo, o resultado do desempenho em aceleração para a configuração híbrida modelada está coerente com os resultados obtidos por ensaios no veículo de mesma estrutura.

### 8.2.2 Velocidade máxima do veículo

A norma DIN 70020 (2008) define a velocidade máxima do veículo como a que um veículo consegue manter em um percurso de um quilômetro de distância. Para a determinação da velocidade máxima do veículo pelo modelo será considerada o peso bruto total acrescido da carga máxima suportada do veículo, de modo que seja possível comparar a velocidade máxima do modelo com deslizamento com o do modelo sem deslizamento, cujos resultados estão expostos na Figura 4.13. A Figura 8.10 traz o resultado obtido através do modelo da dinâmica longitudinal do VHE em paralelo.

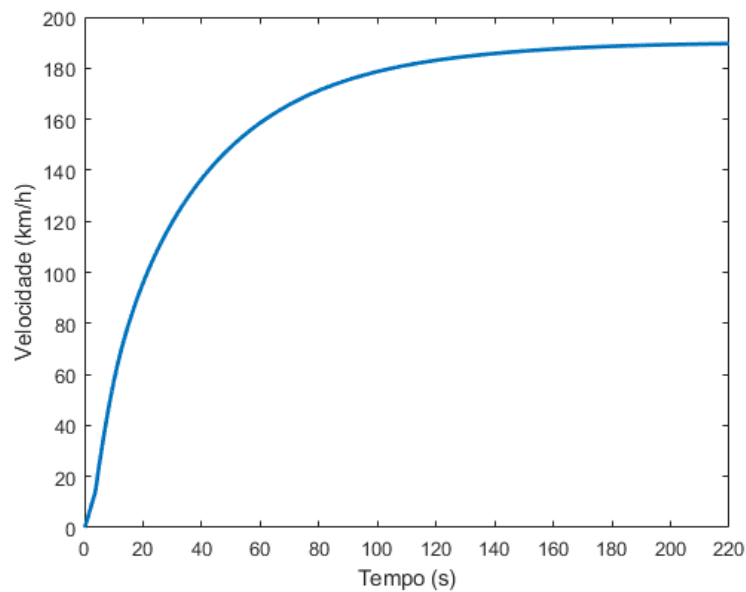


Figura 8.10 – Aceleração de 0 a 100 km/h para o VHE em paralelo

Do gráfico apresentado pela Figura 8.10, nota-se que a velocidade se estabiliza em 189 km/h, percorrendo mais que um quilômetro com a referida velocidade. Assim sendo, a velocidade máxima para o modelo com deslizamento é inferior a obtida com o modelo de rolamento puro (192 km/h), resultado que satisfaz o requisito de projeto de uma velocidade máxima superior a 180 km/h.

A diferença da velocidade máxima se dá devido ao deslizamento considerado no modelo da dinâmica longitudinal, conforme ilustra a Figura 8.11.

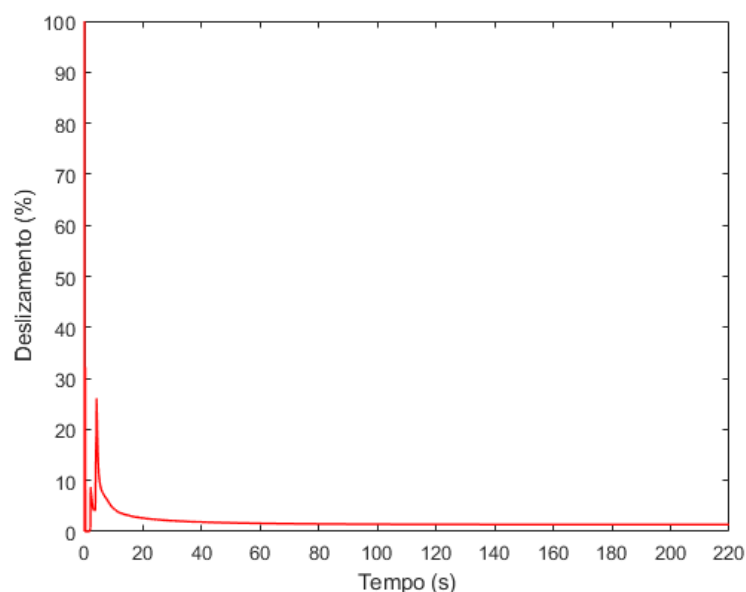


Figura 8.11 – Deslizamento do pneu do VHE em paralelo

Quando comparado ao desempenho em velocidade do *Ford Explorer 4.0 V6 2002*, obtêm-se os resultados expostos na Tabela 8.4.

Tabela 8.4 – Comparação de desempenho em velocidade máxima do VHE em paralelo com o Ford Explorer 4.0 V6 2002

<i>Parâmetros</i>	<b>VHE em paralelo</b>	<b>Ford Explorer 4.0 V6 2002</b>
Combustível	Gasolina	Gasolina
Motorização	Híbrida	Convencional
Torque máximo	443 Nm @ 2783 rpm	339 Nm @ 3000 rpm
Potência máxima	207 kW @ 6400 rpm	152 kW @ 5000 rpm
Peso	3036 kg	1971 kg
Velocidade máxima	189 km/h	171 km/h

O acréscimo na velocidade máxima do VHE em paralelo para o *Ford Explorer 4.0 V6 2002* foi de 10%. Esse resultado era esperado, mesmo havendo um acréscimo de massa de 55% da configuração híbrida em relação ao modelo comercial, pois a potência máxima do veículo comercializado é inferior em 36% a do VHE em paralelo, o que faz com que ele tenha uma velocidade máxima inferior.

Desse modo, o resultado do desempenho em velocidade máxima para a configuração híbrida em paralelo do modelo está coerente com os resultados obtidos por ensaios no veículo de mesma estrutura.

## 8.3 Determinação da fonte de alimentação de pico

### 8.3.1 Variação de energia da PPS para o ciclo FTP-75

O próximo resultado a ser analisado é a capacidade de energia da fonte de alimentação de pico. De acordo com Ehsani, Gao e Emadi (2018), a referida capacidade é calculada a partir da Equação 8.4.

$$E_{var} = \int_0^t (P_{pps-c} - P_{pps-d}) dt \quad (8.4)$$

Através da potência requerida da fonte de alimentação de pico determinada anteriormente (Figura 8.3) é possível determinar a variação de energia a ser utilizada posteriormente para a determinação da PPS. A Figura 8.12 traz a variação da energia na PPS e os respectivos pontos de máximo e de mínimo.

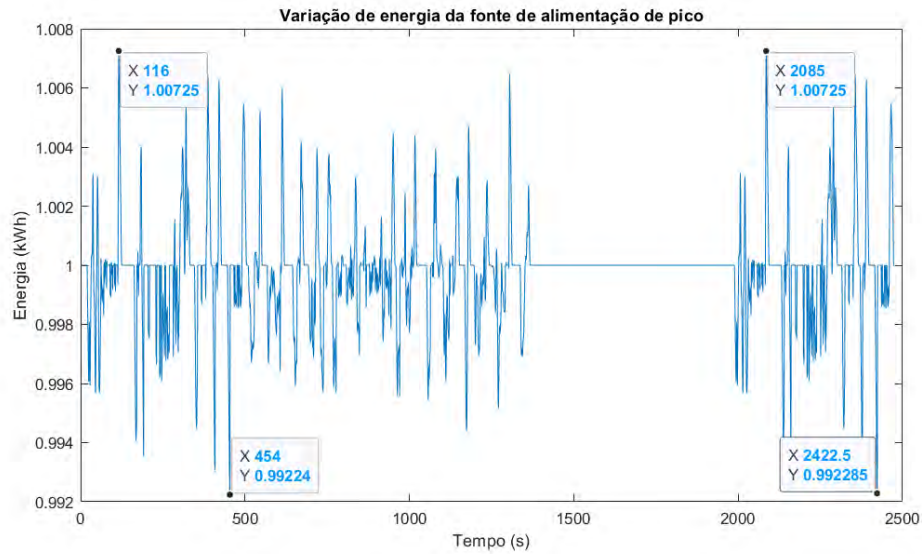


Figura 8.12 – Variação da energia da fonte de alimentação de pico para o ciclo de direção FTP-75

Através da Equação 8.4 e da Figura 8.12, pode se verificar que a variação máxima de energia da fonte de alimentação de pico ( $E_{dis-max}$ ) é de aproximadamente 15 Wh para o ciclo FTP-75.

### 8.3.2 Variação de energia da PPS para aceleração plena

De acordo com Ehsani, Gao e Emadi (2018), durante o período de aceleração, as energias requeridas da PPS ( $E_{pps}$ ) e do MCI ( $E_e$ ) podem ser calculadas a partir das Equações 8.5 e 8.5, respectivamente.

$$E_{pps} = \int_0^t \frac{P_m}{\eta_m} dt \quad (8.5)$$

$$E_e = \int_0^t P_e dt \quad (8.6)$$

Para a determinação da variação de energia da PPS para a aceleração plena, foi criado um subsistema no diagrama de blocos do modelo longitudinal aplicando as Equações 8.5 e 8.6, conforme ilustrado na Figura 8.13. A velocidade de 120 km/h foi escolhida baseada no trabalho de Ehsani, Gao e Emadi (2018), sendo definida como a velocidade limite para a determinação da variação de energia da PPS.

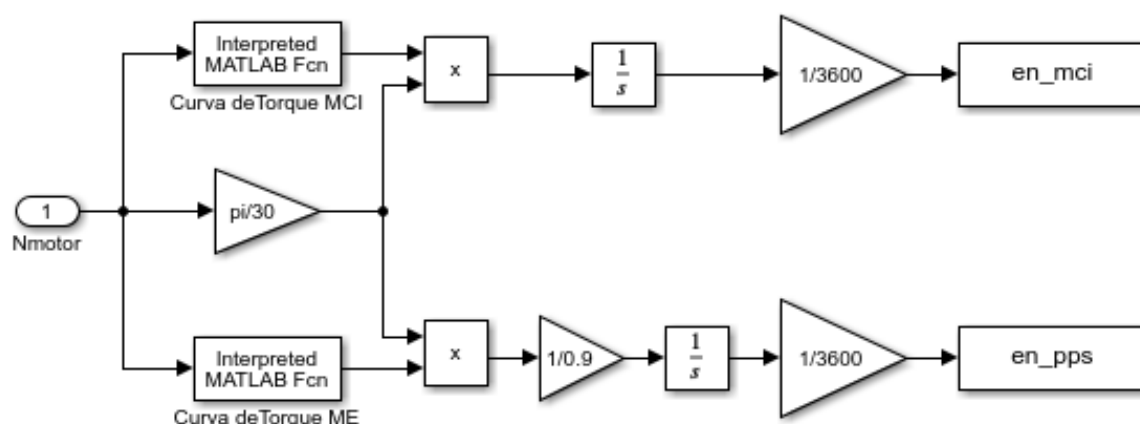


Figura 8.13 – Diagrama de blocos para a determinação da variação de energia para aceleração plena

Através do diagrama de blocos representado na Figura 8.13, foi determinada a variação de energia do MCI e da PPS, tendo como entrada das funções das curvas do MCI e do motor elétrico a rotação do acoplador de torque. O resultado do referido modelo para uma velocidade de 120 km/h pode ser verificado através da Figura 8.14.

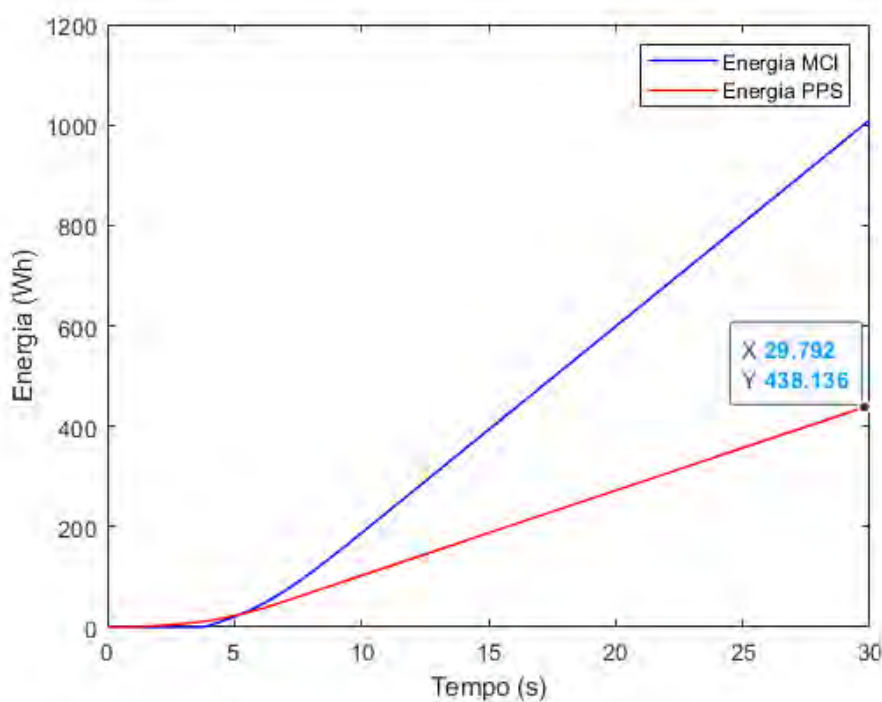


Figura 8.14 – Variação da energia da fonte de alimentação de pico para aceleração máxima

Pela Figura 8.14, verifica-se que a variação máxima de energia da fonte de alimentação de pico ( $E_{dis-max}$ ) é de aproximadamente 440 Wh para a aceleração plena do veículo

de 0 100 km/h.

### 8.3.3 Dimensionamento da PPS

A capacidade de energia a ser utilizada para a determinação da unidade de armazenamento de energia ( $E_{c-pps}$ ) será dada pela Equação 8.7, onde  $SOC_t$  e  $SOC_b$  representam, respectivamente, o estado de carga máximo e mínimo do PPS, no qual se adotará a hipótese que  $SOC_t - SOC_b = 0,3$  (EHSANI; GAO; EMADI, 2018).

$$E_{c-pps} = \frac{E_{dis-max}}{SOC_t - SOC_b} = \frac{440}{0,3} = 1,466 Wh = 1,5 kWh \quad (8.7)$$

Como a capacidade de energia para a aceleração plena foi maior do que a do ciclo FTP-75, esta será utilizada para a escolha da bateria a ser utilizada. De posse da capacidade de energia (1,5 kWh) e da potência nominal do PPS (61000 W) é possível determinar, a partir do diagrama de Ragone (Figura 5.1) a que atenderá ao veículo em função do peso da mesma.

Kleback, Inman e Noss (2003) faz em seu trabalho um levantamento das baterias disponíveis no mercado, com uma potência nominal mínima de 75 kW, que estão ilustrados na Tabela 8.5.

Tabela 8.5 – Baterias de 75 kW (Adaptado de KLEBACK; INMAN; NOSS, 2003)

Bateria	Hawker Genesis	Hawker Odyssey	Saft NiMH Módulos	Ovonic NiMH
<i>Quantidade</i>	15	15	7	13
<i>Capacidade (Ah)</i>	16	16	109	50
<i>Tensão (V)</i>	180	180	168	180
<i>Peso (kg)</i>	91,5	100,5	276,5	183
<i>Energia específica (Wh/kg)</i>	31,5	28,7	66,2	50
<i>Volume (m<sub>3</sub>)</i>	0,037	0,037	0,125	0,069

Dentre as fontes de alimentação de pico elencadas na Tabela 8.5, a bateria de chumbo-estanho da *Hawker Genesis* seria a melhor opção para o projeto em pauta, levando em consideração que o peso é o menor dentre as opções elencadas, em adição a sua capacidade de energia (2,88 Wh/kg) e potência nominal (75 kW) satisfazerem as condições mínimas do projeto.



## 9 CONCLUSÃO

O presente trabalho buscou desenvolver um modelo conceitual de um veículo leve *off-road* híbrido, através de uma modelagem computacional em diagrama de blocos, utilizando os softwares *Simulink* e *Matlab*, ambos da *MathWorks*. Para isso, o trabalho apresentou as seguintes fases:

- Dimensionamento dos componentes principais do trem de força veicular (MCI, ME e sistema de transmissão);
- Construção de um modelo para avaliar o desempenho do veículo híbrido em paralelo *off-road* para o ciclo FTP-75 através da elaboração de uma estratégia de controle de potência;
- Modelo em diagrama de blocos para verificar o rendimento em aceleração plena, considerando deslizamento entre o pneu e a pista; e
- Dimensionamento da fonte de alimentação de pico.

Na fase inicial, foram determinadas os requisitos de desempenho para o VHE em paralelo, sendo eles a capacidade de subir uma rampa de 60% com uma velocidade de 25 km/h e velocidade máxima superior a 180 km/h. Definidos os requisitos, dimensionou-se os motores de combustão interna e o elétrico e, através do dimensionamento, buscou-se no mercado motores que satisfizessem a potência calculada e dos quais fossem disponibilizadas as curvas de torque, potência e o mapa de consumo (para o MCI). Da referida seleção foram escolhidos o motor à gasolina de 2,5 litros, de 4 cilindros em linha e com injeção direta da Toyota e o motor elétrico da fabricante *Zytec*, modelo *IDT 120-55*.

Para o dimensionamento do sistema de transmissão, inicialmente foi determinado que esse seria manual com cinco relações de transmissão, considerando-se o *matching* entre o sistema de transmissão e os motores de combustão e elétrico. Para isso, foi estabelecida uma metodologia de projeto baseada na utilizada para veículos com motorização de combustão com a finalidade de determinar a relação mínima, máxima e intermediárias.

As relações da transmissão manual foram determinadas, porém, para a construção de um modelo que trouxesse um resultado mais próximo à utilização real do veículo, optou-se pela utilização e modelagem de uma transmissão continuamente variável (CVT) com as mesmas relações mínima e máxima determinada para a configuração manual. Essa decisão foi tomada baseando-se na verificação da dificuldade de simular com precisão a forma que o usuário realizaria a troca de marchas na configuração manual e a complexidade

da estratégia de controle para a transmissão automatizada, o que fez com que a transmissão CVT fosse a de mais simples modelagem.

Tendo realizado o dimensionamento dos componentes principais do trem de força do VHE *off-road*, a próxima fase consistiu em construir um modelo para avaliar o desempenho do veículo no ciclo FTP-75. Para isso, foi elaborada uma estratégia de controle de potência baseada nas teorias centradas no máximo estado de carga da fonte de alimentação de pico e no nivelamento de carga.

Para o desempenho no ciclo FTP-75 foi desenvolvido uma estratégia de controle de potência dos motores elétrico e de combustão interna, a fim de que o veículo atendesse às exigências de velocidade e aceleração veiculares no percurso do referido ciclo, buscando-se nessa estratégia que o MCI operasse com baixo consumo de combustível.

Como a fonte de alimentação de pico seria determinada na fase final do trabalho, o dimensionamento dessa deixou de ser causa para a estratégia de controle e passou a ser consequência desse. Assim sendo, o estado de carga da mesma não foi considerado para a confecção da estratégia de controle, uma vez que ele se adequaria ao modelo proposto quando a PPS fosse dimensionada, o que possibilitou a criação da referida estratégia para a definição da potência demandada do MCI e do motor elétrico para o ciclo.

De posse do modelo em diagrama de blocos para a determinação da potência requerida e a estratégia de controle foram determinadas as potências demandadas do MCI, do motor elétrico e da PPS, além do consumo médio de combustível e da emissão do gás  $CO_2$  advindo da queima do combustível. Com a potência demandada do MCI foi possível determinar o consumo médio de combustível do veículo, através da definição da função de consumo específico de combustível gerada pela ferramenta *Curve Fitting* a partir dos dados obtidos no mapa de consumo de combustível do MCI escolhido.

Dos resultados advindos desse primeiro modelo, constatou-se que o desempenho do híbrido em paralelo foi satisfatório, tendo em vista que o consumo médio para o ciclo urbano foi muito próximo ao veículo comercial *Ford Explorer 4.0 V6 2002*. Quando simulado seu consumo com tracionamento integralmente realizado pelo MCI, este teve um consumo médio 59 % maior do que com a utilização dos motores elétrico e de combustão e uma emissão de  $CO_2$  reduzida na mesma ordem de grandeza do consumo médio, resultados favoráveis dos pontos de vista econômico e ambiental, atendendo à tendência mundial da busca pela redução da emissão de poluentes, de conservação do meio ambiente e de utilização de energia limpa.

A próxima fase consistiu na confecção do modelo de avaliação do desempenho em aceleração plena. Para sua construção, admitiu-se que o acelerador está em carga plena e que há deslizamento entre o pneu e a pista. A utilização da teoria de Julien para o cálculo da força de tração mostrou-se adequada uma vez que contribuiu para a obtenção de

um resultado condizente com a dinâmica veicular, levando em consideração que ocorre um deslizamento dos pneus, o que gera uma perda na força de tração veicular.

O desempenho em aceleração de 0 a 100 km/h foi o primeiro resultado advindo desse modelo onde o VHE em paralelo apresentou um rendimento inferior à versão comercial do *Ford Explorer*, devido às hipóteses consideradas (deslizamento entre o pneu e a pista e forças resistivas). O próximo resultado analisado foi a velocidade máxima do veículo, onde verificou-se que a velocidade se estabiliza em 189 km/h, velocidade essa inferior a obtida com o modelo de rolamento puro (devido ao deslizamento considerado no modelo), satisfazendo o requisito de projeto de uma velocidade máxima superior a 180 km/h.

Finalmente, foi realizado o dimensionamento da fonte de alimentação de pico através dos resultados obtidos tanto do modelo para avaliação do desempenho para o ciclo FTP-75 quando para o da aceleração plena. Determinada a variação da energia da PPS em ambos os modelos, verificou-se que a aceleração plena exigiria uma maior variação de energia da PPS e, a partir dessa, foi constatado que seria necessária uma bateria com potência nominal superior à 61 kW e capacidade de energia superior à 1,5 kWh, sendo selecionada a associação de baterias de chumbo-estanho *Hawker Genesis* para o referido projeto.

Ao longo desse trabalho foram explorados aspectos relacionados ao dimensionamento, controle e modelagem do trem de força e fonte de alimentação de pico para um veículo híbrido em paralelo *off-road*. Como sugestão de trabalhos futuros, podem ser elaborados modelos computacionais para a determinação de uma estratégia de controle de potência mais eficiente, baseados em métodos estatísticos, a fim de definir uma solução ótima para o veículo aqui considerado.

Outro viés desse tema que carece de um aprofundamento é relativo à determinação da emissão de outros gases poluentes, como o monóxido de carbono (CO), óxidos de nitrogênio (NOx) e hidrocarbonetos (HC), assunto altamente relevante do ponto de vista ambiental.

O estudo dos diversos tipos de veículos híbridos e suas características mostrou-se um campo interessante a ser explorado no contexto acadêmico, uma vez que permite uma conexão interdisciplinar entre as diversas áreas da engenharias, tais como a engenharia elétrica, eletrônica e mecânica, incentivando o trabalho em equipe e contribuindo para a formação de engenheiros cada vez mais capazes e qualificados.

## REFERÊNCIAS

- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. *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*. Rio de Janeiro, 2021. 49 p.
- BARAN, R.; LEGEY, L. F. L. Veículos elétricos: história e perspectivas no brasil. *BNDES Setorial*, Rio de Janeiro, n. 33, p. 207–224, mar 2011.
- BEZERRA, L. T. S.; FREITAS, D. Automação aplicada no sistema de transmissão mecânica automotiva. *Revista de Engenharia e Pesquisa Aplicada*, v. 4, n. 3, p. 77–86, 2019.
- BOAS, O. C. V. *Desenvolvimento de Eletrodos de Carvão Ativado para Aplicação em Capacitores Eletroquímicos de Eletrólitos Aquosos*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2019.
- BRASIL, M. 2º inventário nacional de emissões atmosféricas por veículos automotores rodoviários 2013–ano-base 2012: Relatório final. *MMA, Brasília, DF, Brasil*, 2014.
- BRAVO, D. M. *Estudo sobre a utilização de um sistema auxiliar elétrico para a propulsão de veículos leves de baixa cilindrada*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2016.
- CORREA, F. C. *Desenvolvimento e análise de estratégias de gerenciamento de potência em veículo elétrico híbrido de configuração paralela*. Tese (Doutorado) — Universidade de Campinas, Campinas, 2013.
- CORRÊA, F. C.; SILVA, L.; DEDINI, F. G. Fuzzy control for hybrid vehicle. In: *21st Brazilian Congress of Mechanical Engineering*. [S.l.: s.n.], 2011. v. 1, p. 9.
- DENTON, T. *Veículos elétricos e híbridos*. São Paulo: Blucher, 2018.
- DIAS, M. M. *Veículos elétricos e híbridos: fundamentos, características e aplicações*. São Paulo: Érica, 2020. 288 p.
- EHSANI, M.; GAO, Y.; EMADI, A. *Modern electric, hybrid electric and fuel cell vehicles*. Nova Iorque: CRC Press, 2018.
- EMIRLER, M. T.; UYGAN, İ. M. C.; GÜVENÇ, B. A.; GÜVENÇ, L. Robust pid steering control in parameter space for highly automated driving. *International Journal of Vehicular Technology*, Hindawi, v. 2014, 2014.
- GERMAN INSTITUTE FOR STANDARDIZATION. *DIN 70020: Road vehicles - automotive engineering - part 3: Testing conditions, maximum speed, acceleration and elasticity, mass, terms, miscellaneous*. [S.l.], 2008. 7 p.
- GILLESPIE, T. D. *Fundamentals of vehicle dynamics*. [S.l.]: SAE, 1992.
- GILSTRAP, M. E. *Vehicle dynamics of a hybrid electric Ford Explorer: a case study of the Ohio State University Futuretruck*. Tese (Doutorado) — The Ohio State University, 2004.

- GUIMARÃES, M. J. O.; LOPES, E. D. R. Análise da dinâmica longitudinal de um veículo off road para a competição sae baja. *SAE*, 2016.
- HUSAIN, I. *Electric and Hybrid Vehicles: Design fundamentals*. 2. ed. Nova Iorque: CRC Press, 2011.
- ISO 8855:2011. Road vehicles – vehicle dynamics and road-holding ability – vocabulary. Genebra, 2011.
- JAZAR, R. N. *Vehicle dynamics: Theory and application*. [S.l.]: Springer, 2008.
- KLEBACK, B.; INMAN, S.; NOSS, R. *Design and development of the 2002 penn state university parallel hybrid electric explorer, the wattmuncher*. [S.l.], 2003.
- LOPES, E. D. R. *Análise do comportamento dinâmico de um veículo leve 4x4 com sistema de controle de tração*. Dissertação (Mestrado) — Instituto Militar de Engenharia, Rio de Janeiro., 2015.
- LOPES, E. D. R.; SILVA, G. P. da; RODRIGUES, G. S.; REINALDO, I. L. Otimização de parâmetros do sistema de transmissão de um veículo fora-de-estrada para competições baja. *SAE*, 2019.
- LOPES, J. *Estratégias de gerenciamento de potência em ônibus de transporte urbano elétrico híbrido série*. Dissertação (Mestrado) — Universidade de São Paulo, São Paulo, 2008.
- MARIN, R. A. *Análise comparativa da hibridização de um veículo convencional para a arquitetura Híbrida de Eixos Paralelos*. 73 p. — Universidade Federal de Ouro Preto, João Monlevade, 2018.
- MATHWORKS. *Curve Fitting Toolbox*. 2021. Disponível em: <<https://www.mathworks.com/>>. Acesso em: 16 set. 2021.
- MATHWORKS. *Matlab*. 2021. Disponível em: <<https://www.mathworks.com/>>. Acesso em: 27 mar. 2021.
- MMA. *Breve - Calculo de Emissoes para a Frota de Veiculos Brasileira - Lemma UFPR*. 2012. Disponível em: <<https://antigo.mma.gov.br/cidades-sustentaveis/qualidade-do-ar/controle-de-emissoes-veiculares/grupo-de-trabalho-invent%C3%A1rio-nacional.html>>. Acesso em: 25 ago. 2021.
- MMA. *Acordo de Paris*. 2020. Disponível em: <<https://www.mma.gov.br/clima/convencao-das-nacoes-unidas/acordo-de-paris.html>>. Acesso em: 18 nov. 2020.
- MURTA, M. H. N. *Simulação do ciclo padrão de emissões US FTP-75 (NBR6601) em dinamômetro de bancada*. Dissertação (Mestrado) — Pontífica Universidade Católica de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2008.
- NAUNHEIMER, H.; B.BERTSCHE; RYBORZ, J.; NOVAK, W. *Automotive transmission: Fundamentals, selection, design and application*. 2. ed. New York: Springer, 2011.
- OGATA, K. *Engenharia de Controle Moderno*. 4. ed. São Paulo: Prentice Hall, 2006.

- PNME. *1º anuário brasileiro da mobilidade elétrica*. 2021. Disponível em: <<https://www.pnme.org.br/biblioteca/1o-anuario-brasileiro-da-mobilidade-eletrica/>>. Acesso em: 27 mar. 2021.
- POZZEBON, B. *Proposta de modelo de simulação na indústria automotiva como ferramenta da indústria 4.0*. Dissertação (Pós graduação) — Universidade Federal do Paraná., 2020.
- ROHATGI, A. *Webplotdigitizer: Version 4.5*. 2021. Disponível em: <<https://automeris.io/WebPlotDigitizer>>.
- SANTANA, C.; MARQUES, D.; SILVA, R. Análise de desempenho e emissões de poluentes em misturas de diesel/óleo de girassol em um grupo motogerador diesel. In: . VIII Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, Uberlândia: [s.n.], 2014. (CONEM).
- SANTOS, M. C. dos. *Projeto de caixa de marcha para veículos leves*. 140 p. Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) — Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2018.
- SPICER. *Catálogo de reposição - Eixos e componentes*. [S.l.], 2017. Disponível em: <[https://spicer.com.br/downloads/spicer\\_diferenciais.pdf](https://spicer.com.br/downloads/spicer_diferenciais.pdf)>. Acesso em: 27 abr. 2021.
- TOYOTA. *New 2.5-liter Direct-injection, Inline 4-cylinder Gasoline Engine*. 2021. Disponível em: <<https://global.toyota/en/powertrain/engine>>. Acesso em: 25 mar. 2021.
- TRINDADE, I. M. *Modelagem, controle e otimização de consumo de combustível para um veículo híbrido elétrico série-paralelo*. Tese de Doutorado — Universidade de São Paulo, 2016.
- ULSOY, A. G.; PENG, H.; ÇAKMAKCI, M. *Automotive control systems*. Nova Iorque: Cambridge University Press, 2012.
- ULTIMATESPECS. *Ford Explorer II 4.0 V6 Ficha Técnica*. 2021. Disponível em: <<https://www.ultimatespecs.com/br/carros-ficha-tecnica/Ford/4469/Ford-Explorer-II-40-V6.html>>. Acesso em: 21 set. 2021.
- UNITED STATE ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY. *Combining Data into Complete Engine ALPHA Maps: 2018 toyota 2.5l a25a-fks engine tier 2 fuel - alpha map package*. 2020. Disponível em: <<https://www.epa.gov/vehicle-and-fuel-emissions-testing/combining-data-complete-engine-alpha-maps>>. Acesso em: 05 jul. 2021.
- VAZ, L. F. H.; BARROS, D. C.; CASTRO, B. Veículos híbridos e elétricos: sugestões de políticas públicas para o segmento. *BNDES Setorial*, Rio de Janeiro, n. 41, p. 295–344, mar 2015.
- VOLKSWAGEN. *Câmbio manual automatizado de 5 marchas OCT: Desenho e funcionamento*. São Paulo, 2015. 40 p.
- WONG, J. Y. *Theory of ground vehicles*. 3. ed. Ottawa: John Wiley & Sons, 2001.
- ZYTEK. *Zytek IDT 120-55*. 2021. Disponível em: <<http://www.zytekautomotive.co.uk/products/electric-engines/55kw/>>. Acesso em: 07 ago. 2021.