



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ARTUR TOZZI DE CANTUARIA GAMA

**DESENVOLVIMENTO DE UM CONTROLADOR SUPERVISÓRIO COM
MÁQUINAS DE ESTADO APLICADO A VEÍCULOS COMERCIAIS COM
SISTEMA DE HIBRIDIZAÇÃO HIDRÁULICO-PNEUMÁTICO**

FLORIANÓPOLIS - SC

2020

Artur Tozzi de Cantuaria Gama

Desenvolvimento de um controlador supervisorio com máquinas de estado aplicado a veículos comerciais com sistema de hibridização hidráulico-pneumático

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Victor Juliano De Negri, Dr.

Coorientador: Prof. Rafael Rivelino da Silva Bravo, Dr.

Florianópolis - SC

2020

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Gama, Artur Tozzi de Cantuaria
Desenvolvimento de um controlador supervisorio com
máquinas de estado aplicado a veículos comerciais com
sistema de hibridização hidráulico-pneumático / Artur Tozzi
de Cantuaria Gama ; orientador, Victor Juliano De Negri,
coorientador, Rafael Rivelino da Silva Bravo, 2020.
143 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa
Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2020.

Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Híbrido hidráulico-pneumático.
3. Veículos comerciais híbridos. 4. Controle supervisorio. 5.
Statecharts. I. De Negri, Victor Juliano. II. Bravo,
Rafael Rivelino da Silva. III. Universidade Federal de
Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia
Mecânica. IV. Título.

Artur Tozzi de Cantuaria Gama

Desenvolvimento de um controlador supervisorio com máquinas de estado aplicado a veículos comerciais com sistema de hibridização hidráulico-pneumático

O presente trabalho em nível de mestrado foi avaliado e aprovado por banca examinadora composta pelos seguintes membros:

Prof. Marcelo Ricardo Stemmer, Dr.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Antonio Carlos Valdiero, Dr.
Universidade Federal de Santa Catarina

Certificamos que esta é a **versão original e final** do trabalho de conclusão que foi julgado adequado para obtenção do título de mestre em Engenharia Mecânica.

Coordenação do Programa de Pós-Graduação

Prof. Victor Juliano De Negri, Dr.
Orientador(a)

Florianópolis, 2020

AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer à minha família, principalmente aos meus pais, Marcos e Laura, mas também aos meus avós e tios pelo constante suporte durante toda minha vida nas minhas escolhas e as inúmeras oportunidades fornecidas que me trouxeram até este momento. Sem eles acredito que nem uma pequena parte do que conquistei hoje teria sido atingido, mais uma vez muito obrigado.

Em seguida agradeço ao professor Victor Juliano De Negri pelos últimos anos de orientação desde o início das minhas atividades no LASHIP/UFSC até a conclusão desta dissertação. Também agradeço ao professor Rafael Rivelino da Silva Bravo, que me ofereceu a oportunidade de atuação no laboratório ao final da graduação e me apresentou ao campo de pesquisa deste trabalho.

Também agradeço a todos os colegas que se encontram ou já passaram pelo LASHIP e com os quais tive a oportunidade de trabalhar e aprender. O ambiente amigável de trabalho, mas sempre focado no aprendizado e na pesquisa com certeza ajudou nos diversos momentos de dificuldade e complicações. Muito obrigado Marcos Paulo, Ivan, Andrei, Nicodemos, Thales, Vinícius, João Pedro, Gabriel, Talles, Gregori, Nelson, Henri, Heitor, Henrique, Ruham, Túlio, Luana, Mateus, Pedro Henrique, Thomas e todos os outros que em algum momento estiveram presentes nesta jornada.

Aos meus amigos Edilberto, Vinícius Machado, Rodrigo Varella e aos outros colegas pela amizade durante todos estes meses de produção deste trabalho.

À Capes pelo apoio financeiro.

Ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, ao Departamento de Engenharia Mecânica e à Universidade Federal de Santa Catarina por esta oportunidade.

Muito Obrigado!

RESUMO

Na busca por reduzir o consumo de combustíveis fósseis, um dos focos atuais na engenharia é o estudo de soluções alternativas ou híbridas para veículos automotores. Este trabalho se baseia em uma proposta de hibridização hidráulico-pneumática em paralelo para caminhões e ônibus para recuperação de energia durante períodos de frenagem e reutilização posterior na geração de ar comprimido e aceleração do automóvel. Nas soluções híbridas hidráulicas mais comuns, uma bomba/motor hidráulica é utilizada para aplicar um torque de frenagem e carregar os acumuladores hidráulicos, que possuem alta densidade de potência e são capazes de absorver parte da energia cinética disponível. Esta ideia é expandida no caso em estudo com a inclusão de um compressor de ar acoplado à um motor hidráulico presente no circuito proposto para carregamento dos reservatórios de ar comprimido, para que também se possa recuperar energia potencial quando o veículo trafega por longos períodos em declive. O uso deste circuito hidráulico exige que o sistema seja capaz de tomar decisões sobre quando e como aplicá-lo para atender aos pedidos de aceleração e frenagem do motorista, deste modo um modelo matemático do sistema disponível em MATLAB/Simulink® é usado para a implementação de um controlador supervisor heurístico responsável por identificar o estado de operação do veículo e ativar os modos de operação adequados. Com o intuito de desenvolver uma estratégia para ser utilizada em diferentes ciclos de condução, será apresentado um método de avaliação do sistema fundamentado em máquinas de estado, mais especificamente na teoria do *statechart* e implementada no modelo com auxílio da biblioteca Stateflow®, que por ser uma ferramenta visual, auxilia no processo de detalhamento do controlador e facilita a modificação de parâmetros e implementação dos modos de operação e a sua integração com os componentes do sistema. Por fim, serão apresentados resultados de simulações e análises sobre o comportamento do veículo e desempenho do sistema hidráulico-pneumático em diferentes ciclos de trabalho para confirmar a aplicabilidade da proposta.

Palavras-chave: Híbrido hidráulico-pneumático. Veículos comerciais híbridos. Híbrido hidráulico. Controle supervisor. Statecharts. Máquinas de estado.

ABSTRACT

Aiming to reduce the consumption of fossil fuels, one focus in engineering is the study of alternative or hybrid solutions for motor vehicles. This study is based on a parallel hydraulic-pneumatic hybrid proposal for trucks and buses for energy recovery during periods of braking for later reuse in the generation of compressed air and acceleration. In most hybrid hydraulic solutions, a pump/motor is used to apply a decelerating torque and charge the hydraulic accumulators, that have high power density and are capable of absorbing part of the available kinetic energy. This idea is expanded in the case under study through the inclusion of an air compressor coupled to a hydraulic motor present in the proposed circuit to charge the air reservoirs, so that the potential energy available when the vehicle travels on a slope for long periods can also be recovered. The usage of this hydraulic circuit depends on the system capability to decide when and how to apply it to meet the driver's acceleration and braking demands, therefore a mathematical model of the system available on MATLAB/Simulink® is used for the implementation of a heuristic supervisory control that shall identify the vehicle's operating states and activate the appropriate operating modes. In order to develop a strategy to be used on different drive cycles, a method to evaluate the system will be presented based on state machines, more specifically on the *statechart* theory and implemented in the model with aid of the Stateflow® library, that, since it is a graphical tool, assists the process of detailing the controller and facilitates parameters modifications, operating modes implementation and system integration. Finally, the results obtained through simulations will be shown, as well as an analysis of the vehicle behavior and the hydraulic-pneumatic system performance under different work cycles to confirm the applicability of the proposal.

Keywords: Hydraulic-pneumatic hybrid. Hydraulic hybrid. Parallel hybrid. Heavy-duty vehicles. Supervisory control. Statecharts. State Machines.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Comparação entre sistemas de armazenamento de energia.....	28
Figura 2.2 – Diagrama simplificado de um veículo híbrido hidráulico em série	30
Figura 2.3 – Diagrama simplificado de um veículo híbrido hidráulico em paralelo	30
Figura 2.4 – Diagrama simplificado de um veículo híbrido hidráulico em série-paralelo	31
Figura 2.5 – Diagrama simplificado de um veículo híbrido hidráulico com configuração <i>Power split</i>	32
Figura 2.6 – Diagrama simplificado do veículo híbrido hidráulico-pneumático em paralelo .	34
Figura 2.7 – Sequência de cálculos na modelagem quase-estática.....	36
Figura 2.8 – Sequência de cálculos na modelagem dinâmica	37
Figura 3.1 – Autômato finito determinístico: AFD	46
Figura 3.2 – Máquina de estados finita determinística para liga/desligar um equipamento	48
Figura 3.3 – Máquina de Moore com dois estados e duas saídas	49
Figura 3.4 – Máquina de Mealy com dois estados e duas saídas	50
Figura 3.5 – Diferença na representação gráfica de <i>statecharts</i> . (a) Convencional. (b) Com hierarquia.....	53
Figura 3.6 – Exemplo de paralelismo (decomposição AND) em um <i>statechart</i>	54
Figura 3.7 – Propriedades do Stateflow® para declaração de condições e ações	55
Figura 3.8 – Exemplo de função gráfica com lógica <i>if-elseif-else</i>	56
Figura 4.1 – Diagrama do sistema hidráulico-pneumático	59
Figura 4.2 – Diagrama de corpo livre de um veículo	61
Figura 4.3 – Mapa comercial BSFC do motor Volvo D13C.....	64
Figura 4.4 – Diagrama simplificado do modelo matemático, variáveis de referência e variáveis controladas.....	72
Figura 4.5 – Controle aplicado à válvula proporcional 1V1	73
Figura 4.6 – Controle do deslocamento volumétrico do motor hidráulico 1A.....	74
Figura 4.7 – Controle do deslocamento volumétrico da bomba/motor 1P	75
Figura 5.1 – Esquema de controlador PID em paralelo	78
Figura 5.2 – Esquema de troca entre dois controladores PID com <i>back-calculation</i> adaptado	80
Figura 5.3 – Fluxograma para seleção do torque de frenagem dos freios convencionais.....	82
Figura 5.4 – Controlador para cálculo da intensidade de frenagem <i>abrake_cb4</i> para τ_{cb4} ..	84
Figura 5.5 – Modelagem dinâmica do sistema no modo CH_{M1a}	86
Figura 5.6 – Controlador PID para o modo CH_{M1a}	86

Figura 5.7 – Diagrama simplificado do sistema com o controle supervisorio e indicaçao dos sinais de <i>feedback</i> , variaveis de causalidade fisica, sinais de controle e modos de operaçao..	88
Figura 5.8 – Modelo preliminar do veiculo por maquinas de estados. (a) Estados de operaçao do veiculo. (b) Modos de operaçao do veiculo hibrido.....	89
Figura 5.9 – Primeiro nivel da modelagem dos estados do veiculo	91
Figura 5.10 – Refinamento do subestado <i>VehicleStates.Accelerating</i>	92
Figura 5.11 – Refinamento do subestado <i>VehicleStates.Cruising</i>	94
Figura 5.12 – Refinamento do subestado <i>Vehicle.Braking</i>	95
Figura 5.13 – Estado e funçao de ativaçao do modo RG_{M1}/RG_{M1p}	97
Figura 5.14 – Funçao grafica de analise dos estados do veiculo para RG_{M1}	98
Figura 5.15 – Estado e funçao de ativaçao do modo RG_{M2}/RG_{M2p}	99
Figura 5.16 – Funçao grafica de analise dos estados do veiculo para RG_{M2}	100
Figura 5.17 – Estado e funçao de ativaçao do modo CH_{M2}	100
Figura 5.18 – Funçao grafica de analise de modos para CH_{M2}	101
Figura 5.19 – Estado e funçao de ativaçao do modo CH_{M1}/CH_{M1a}	102
Figura 5.20 – Funçao grafica de analise de modos e estados do veiculo para CH_{M1}/CH_{M1a} .	103
Figura 5.21 – Estado e funçao de ativaçao do modo PA_M	104
Figura 5.22 – Funçao grafica de analise de modos e estados do veiculo para PA_M	104
Figura 6.1 – Perfil de velocidade desejada e simulacao – ciclo CBD	112
Figura 6.2 – Ativaçao dos modos de operaçao – ciclo CBD.....	112
Figura 6.3 – Pressao nos acumuladores hidraulicos 1Z1 – ciclo CBD.....	113
Figura 6.4 – Torque de frenagem da bomba/motor 1P e dos freios convencionais – ciclo CDB. a) Com $iH = 1,76$. b) Com $iH = 5$	114
Figura 6.5 – Acionamento dos modos e pressao hidraulica com $iH = 5$ – ciclo CDB. a) Modos de operaçao. b) Pressao nos acumuladores hidraulicos 1Z1.	115
Figura 6.6 – Energia absorvida pela bomba/motor 1P e total reutilizado – ciclo CBD. a) Com $iH = 1,76$. b) Com $iH = 5$	115
Figura 6.7 – Perfil de velocidade e ativaçao dos modos com $iH = 3,2$ – ciclo <i>Braunschweig</i> . a) Velocidade desejada e simulacao. b) Ativaçao dos modos de operaçao	116
Figura 6.8 – Energia absorvida pela bomba/motor 1P e total reutilizado – ciclo <i>Braunschweig</i> . a) Com $iH = 1,76$. b) Com $iH = 3,2$	117
Figura 6.9 – Comportamento do sistema com inclusao do consumo de ar – ciclo CBD. a) Ativaçao dos modos. b) Pressao nos acumuladores e pressao no reservatorio de ar.....	118

Figura 6.10 – Representação gráfica das energias do sistema híbrido e valor normalizado – ciclo CBD com produção de ar comprimido. a) Energias. b) Energias totais normalizadas.....	119
Figura 6.11 – Comportamento do sistema com inclusão do consumo de ar – ciclo <i>Braunschweig</i> . a) Ativação dos modos. b) Pressão nos acumuladores e pressão no reservatório de ar.....	120
Figura 6.12 – Intervalo com acionamento dos modos CH_{M1} , CH_{M1a} , RG_{M2} e PA_M – ciclo <i>Braunschweig</i> . a) Velocidade do veículo. b) Ativação dos modos principais. c) Pressão nos acumuladores e nos reservatórios de ar. d) Ativação do modo CH_{M1a}	121
Figura 6.13 – Representação gráfica das energias do sistema híbrido e valor normalizado – ciclo <i>Braunschweig</i> com produção de ar comprimido. a) Energias. b) Energias totais normalizadas	122
Figura 6.14 – Perfil de velocidade e inclinação da pista – ciclo UDDS HD caso 1	123
Figura 6.15 – Ativação dos modos de operação – ciclo UDDS HD caso 1	124
Figura 6.16 – Pressão nos acumuladores e reservatório de ar – ciclo UDDS HD caso 1	124
Figura 6.17 – Intervalo de acionamento de CH_{M1} , RG_{M2} e RG_{M2p} – ciclo UDDS HD. a) Velocidade do veículo. b) Acionamento dos modos. c) Pressão nos acumuladores e reservatório de ar. d) Torque de frenagem bomba/motor e convencional.....	125
Figura 6.18 – Efeito do <i>back-calculation</i> no controle do deslocamento volumétrico do motor hidráulico 1A – ciclo UDDS HD.....	126
Figura 6.19 – Representação gráfica das energias do sistema híbrido e valor normalizado – ciclo UDDS HD – caso 1. a) Energias. b) Energias totais normalizadas	127
Figura 6.20 – Perfil de velocidade e inclinação da pista – ciclo UDDS HD caso 2. a) Perfil de velocidade e inclinação da pista. b) Acionamento dos modos de operação.....	128
Figura 6.21 – Pressão nos acumuladores e reservatório de ar – ciclo UDDS HD caso 2.....	129
Figura 6.22 – Representação gráfica das energias do sistema híbrido e valor normalizado – ciclo UDDS HD – caso 2. a) Energias. b) Energias totais normalizadas	130

LISTA DE QUADROS

Quadro 4.1 – Modos de operação, objetivos principais e componentes controlados	71
Quadro 5.1 – Modos de operação, objetivos principais e componentes controlados	87
Quadro 5.2 – Modos de operação e estados do veículo utilizados	106

LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1 – Principais parâmetros da modelagem do veículo	63
Tabela 4.2 – Principais parâmetros da modelagem do sistema hidráulico	67
Tabela 4.3 – Principais parâmetros da modelagem do sistema pneumático	68
Tabela 4.4 – Referências fixas utilizadas pelos controladores do sistema.....	75
Tabela 5.1 – Enumeração de dados das variáveis de entrada $a_{throttle}$, a_{brake} , a_{road} e τ_e	90
Tabela 5.2 – Condições de p_{acc} e p_{air} para ativação dos modos.....	107
Tabela 6.1 – Valores de energia da parte híbrida – ciclo CBD com produção de ar comprimido	119
Tabela 6.2 – Valores de energia da parte híbrida – ciclo <i>Braunschweig</i> com produção de ar comprimido.....	121
Tabela 6.3 – Variação no consumo específico nos ciclos CBD e <i>Braunschweig</i>	123
Tabela 6.4 – Valores de energia da parte híbrida – ciclo UDDS HD – caso 1	128
Tabela 6.5 – Valores de energia da parte híbrida – ciclo UDDS HD – caso 2	129
Tabela 6.6 – Variação no consumo específico no ciclo UDDS HD – casos 1 e 2	130

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AFD	Autômato Finito Determinístico
BSFC	<i>Brake Specific Fuel Consumption</i>
CBD	<i>Central Business District</i>
CH _{M1}	Modo de carregamento 1
CH _{M1a}	Modo de carregamento 1 auxiliar
CH _{M2}	Modo de carregamento 2
DFA	<i>Deterministic Finite Automaton</i>
DP	<i>Dynamic Programming</i>
ECMS	<i>Equivalent Consumption Minimization Strategy</i>
EUA	Estados Unidos da América
LASHIP	Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos
MAAB	<i>MathWorks Automotive Advisory Board</i>
MPC	<i>Model Predictive Control</i>
PAM	Modo auxiliar de potência
RG _{M1}	Modo regenerativo 1
RG _{M1p}	Modo regenerativo 1 parcial
RG _{M2}	Modo regenerativo 2
RG _{M2p}	Modo regenerativo 2 parcial
UDDS HD	<i>Urban Dynamometer Driving Schedule for Heavy-Duty Vehicles</i>
UFSC	Universidade Federal de Santa Catarina
UML	<i>Unified Modeling Language</i>
XOR	Porta lógica ou exclusivo

LISTA DE SÍMBOLOS

ALFABETO GREGO

α_{road}	Inclinação da pista	[°]
β_e	Módulo de compressibilidade efetivo do fluido hidráulico	[Pa]
Δ	Alfabeto de saída de um autômato	
Δ_p	Diferencial de pressão entre a entrada e saída de um componente hidráulico	[Pa]
Δp_H	Diferencial de pressão na válvula de alívio	[Pa]
δ	Função de transição de estados para autômatos	
δ_0	Função que traduz o estado e símbolo de entrada em um símbolo de saída	
ε_m	Relação adimensional entre o deslocamento volumétrico parcial e o deslocamento volumétrico nominal do motor hidráulico	
ε_{m_c}	Deslocamento volumétrico calculado pelos controladores para o motor hidráulico	
ε_p	Relação adimensional entre o deslocamento volumétrico parcial e o deslocamento volumétrico nominal da bomba/motor	
ε_{p_c}	Deslocamento volumétrico calculado pelos controladores para a bomba/motor	
$\varepsilon_{p_{cb3}}$	Deslocamento volumétrico da bomba/motor durante os modos RG_{M1p} e RG_{M2p}	
η_{mD}	Eficiência mecânica do diferencial do veículo	
η_{mP}	Eficiência mecânica da bomba/motor	
η_{mT}	Eficiência mecânica da transmissão do veículo	
η_{vc}	Eficiência volumétrica do compressor de ar	
μ	Viscosidade dinâmica do fluido hidráulico	[N.s/m ²]
ρ_{air}	Massa específica do ar	[kg/m ³]
ρ_{c_in}	Massa específica do ar na sucção do compressor de ar	[kg/m ³]
Σ	Alfabeto finito e não-vazio de entrada de um autômato	
τ	Torque	[N.m]
τ_{1A}	Constante de tempo de ajuste do prato do motor hidráulico	[s]

τ_{1P}	Constante de tempo de ajuste do prato da bomba/motor	[s]
τ_{1V1}	Constante de tempo da válvula proporcional	[s]
τ_{1V2}	Constante de tempo da válvula de alívio	[s]
τ_{1V3}	Constante de tempo da válvula direcional dos acumuladores	[s]
τ_{cb}	Torque aplicado nas rodas pelo sistema de frenagem convencional	[N.m]
τ_{cb1}	Torque de frenagem convencional – caso 1	[N.m]
τ_{cb2}	Torque de frenagem convencional – caso 2	[N.m]
τ_{cb3}	Torque de frenagem convencional – caso 3	[N.m]
τ_{cb4}	Torque de frenagem convencional – caso 4	[N.m]
τ_{cb4_ON}	Sinal lógico para utilização de τ_{cb4} – caso 4	
τ_d	Demanda de torque definida pelo motorista	
τ_e	Torque fornecido pelo motor à combustão do veículo	[N.m]
τ_m	Torque do motor hidráulico	[N.m]
τ_p	Torque da bomba/motor	[N.m]
τ_w	Torque aplicado nas rodas do veículo	[N.m]
v_g	Volume específico do gás dos acumuladores	[m ³ /kg]
ϕ_e	Consumo específico de combustível do veículo	[kg/J]
ϕ_{e-cv}	Consumo específico de combustível do veículo convencional	[kg/J]
ϕ_{e-hyb}	Consumo específico de combustível do veículo híbrido	[kg/J]
ω	Velocidade angular	[rad/s]
ω_c	Velocidade angular do compressor de ar	[rad/s]
ω_{cardan}	Velocidade angular do eixo <i>cardan</i> do veículo	[rad/s]
ω_e	Velocidade angular do motor à combustão	[rad/s]
ω_m	Velocidade angular do motor hidráulico	[rad/s]
ω_{m_crit}	Referência de velocidade angular crítica do motor hidráulico	[rad/s]
ω_{m_max}	Referência de velocidade angular máxima do motor hidráulico	[rad/s]
ω_{m_min}	Referência de velocidade angular mínima do motor hidráulico	[rad/s]
ω_{m_opt}	Referência de velocidade angular ótima do motor hidráulico	[rad/s]
ω_p	Velocidade angular da bomba/motor	[rad/s]
ω_{p_ref}	Referência de velocidade angular da bomba/motor para o modo CH _{M1a}	[rad/s]

ALFABETO LATINO

$Active$	Sinal que ativa os controladores	
$Active_p$	Sinal que ativa os controladores da bomba/motor	
$Active_m$	Sinal que ativa os controladores do motor hidráulico	
A_{1V2}	Área do orifício da válvula de alívio	[m ²]
a_{brake}	Posição do pedal de frenagem	
$a_{brake_{cb4}}$	Sinal de controle calculado para aplicação de τ_{cb4} – caso 4	
a_{CHM1a}	Sinal de controle equivalente a $a_{throttle}$ para o requisito de torque do motor à combustão durante o modo CH _{M1a}	
A_f	Área frontal do veículo	[m ²]
$a_{throttle}$	Posição do pedal de aceleração	
BRAKE	Variável de avaliação da posição do pedal de frenagem no supervisor – valor enumerado	
C1	Condição 1 de um <i>statechart</i> genérico	
C2	Condição 2 de um <i>statechart</i> genérico	
C_{cb2}	Constante para cálculo da porcentagem de τ_{cb2} a ser aplicado – caso 2	
C_{cb3}	Constante para cálculo da porcentagem de τ_{cb3} a ser aplicado – caso 3	
$C_{D,a}$	Coefficiente de arrasto aerodinâmico do veículo	
C_{f_m}	Coefficiente de atrito de Coulomb para o motor hidráulico	
C_{f_p}	Coefficiente de atrito de Coulomb para a bomba/motor	
C_r	Coefficiente de atrito de rolamentos do veículo	
C_{s_m}	Coefficiente de vazamento do motor hidráulico	
C_{s_p}	Coefficiente de vazamento da bomba/motor	
c_v	Calor específico do ar a volume constante	[J/kg.K]
C_{v_m}	Coefficiente de atrito viscoso para o motor hidráulico	
C_{v_p}	Coefficiente de atrito viscoso para a bomba/motor	
D_c	Deslocamento volumétrico do compressor de ar	[m ³ /rad]
D_m	Deslocamento volumétrico nominal do motor hidráulico	[m ³ /rad]
D_p	Deslocamento volumétrico nominal da bomba/motor	[m ³ /rad]

e	Erro calculado no PID pela comparação do sinal de referência com o sinal de saída da planta	
E1	Evento 1 de um <i>statechart</i> genérico	
E2	Evento 2 de um <i>statechart</i> genérico	
E3	Evento 3 de um <i>statechart</i> genérico	
E4	Evento 4 de um <i>statechart</i> genérico	
$E_{1V1-out}$	Energia dissipada na válvula proporcional hidráulica	[J]
$E_{1V2-out}$	Energia dissipada na válvula de alívio hidráulica	[J]
E_{acc}	Energia armazenada nos acumuladores hidráulicos ao final de um ciclo de trabalho	[J]
E_{air}	Energia recuperada como ar comprimido nos modos RG_{M1} , RG_{M2} e CH_{M2}	[J]
$E_{air-CHM1}$	Energia armazenada como ar comprimido no modo CH_{M1}	[J]
E_{air-r}	Energia armazenada ou consumida como ar comprimido	[J]
E_{diss}	Energia dissipada total no circuito hidráulico ao final de um ciclo de trabalho	[J]
E_{diss-n}	Valor normalizado de E_{diss} em relação à Ep_{in}	
E_{hyb}	Energia produzida pelo veículo por meio do sistema hidráulico	[J]
E_{pam}	Energia de saída da bomba/motor durante a operação no modo PA_M	[J]
Ep_{in}	Energia de entrada na bomba/motor nos modos RG_{M1} , RG_{M2} , CH_{M1} e CH_{M2}	[J]
Ep_{in-n}	Valor normalizado de Ep_{in}	
E_{pneu}	Energia produzida pelo veículo por meio de ar comprimido	[J]
E_{regen}	Energia útil total regenerada ao final de um ciclo de trabalho	[J]
$E_{regen-n}$	Valor normalizado de E_{regen} em relação à Ep_{in}	
F	Conjunto de estados finais de um autômato	
F	Força	[N]
F_a	Força de arrasto aerodinâmico em um veículo	[N]
F_{cb}	Força aplicada pelo sistema de frenagem convencional de um veículo	[N]

F_{gx}	Componente tangencial da força da gravidade sobre um veículo	[N]
F_r	Força de resistência de rolamento em um veículo	[N]
F_{rb}	Força aplicada pelo sistema de frenagem híbrido de um veículo	[N]
F_t	Força de tração fornecida pelo motor à combustão em um veículo	[N]
g	Aceleração da gravidade	[m/s ²]
H_{clutch}	Sinal lógica para acoplamento do redutor mecânico	
i_D	Relação de transmissão do diferencial do veículo	
i_H	Relação de transmissão do redutor mecânico do veículo	
i_T	Relação de transmissão da caixa de marchas do veículo	
j	Porcentagem de torque convencional aplicado τ_{cb2} – caso 2	
$J_{v(eq)}$	Inércia equivalente dos componentes rotativos do veículo	[kg.m ²]
K_{cb}	Ganho de torque do sistema de frenagem convencional	[N.m]
k_d	Ganho derivativo de um controlador PID	
k_i	Ganho integrativo de um controlador PID	
k_p	Ganho proporcional de um controlador PID	
k_t	Ganho de correção do erro de entrada do integrador de um controlador PID com <i>back calculation</i> adaptado	
Kv_{1V1}	Ganho de vazão da válvula proporcional	[m ³ /s.Pa ^{1/2}]
Kv_{1V2}	Ganho de vazão da válvula de alívio	[m ³ /s.Pa ^{1/2}]
Kv_{acc}	Ganhos de vazão da válvula proporcional dos acumuladores	[m ³ /s.Pa ^{1/2}]
M	Autômato genérico	
m_{air}	Massa de ar armazenada nos reservatórios	[kg]
\dot{m}_f	Vazão mássica de combustível consumida no veículo	[kg/s]
m_v	Massa total do veículo	[kg]
out	Variável de saída em uma função gráfica genérica	
p_{acc}	Pressão nos acumuladores	[Pa]
p_{acc_low}	Valor mínimo de pressão nos acumuladores para permitir o seu carregamento	[Pa]
p_{acc_high}	Valor máximo de pressão nos acumuladores	[Pa]
p_{air}	Pressão no reservatório de ar	[Pa]

p_{air_1}	Pressão de ar no momento 1	[Pa]
p_{air_2}	Pressão de ar no momento 2	[Pa]
P_e	Potência fornecida pelo motor à combustão	[W]
p_g	Pressão do gás nos acumuladores	[Pa]
p_H	Pressão na linha hidráulica	[Pa]
p_{H_ref}	Referência de pressão mínima para a linha hidráulica	[Pa]
p_T	Pressão do reservatório hidráulico	[Pa]
Q	Conjunto finito de estados de um autômato	
q_0	Estado inicial de um autômato	
qm_c	Vazão mássica do compressor de ar	[kg/s]
qm_{r_in}	Vazão mássica na entrada do reservatório de ar	[kg/s]
qm_{r_out}	Vazão mássica na saída do reservatório de ar	[kg/s]
qv_{1V1}	Vazão da válvula proporcional	[m ³ /s]
qv_{1V2}	Vazão da válvula de alívio	[m ³ /s]
qv_{acc}	Vazão na válvula direcional dos acumuladores	[m ³ /s]
qv_m	Vazão do motor hidráulico	[m ³ /s]
qv_p	Vazão da bomba/motor	[m ³ /s]
R	Constante do gás ideal para o ar	[J/kg.K]
r	Sinal de referência de um controlador PID	
Reset	Sinal de <i>reset</i> do integrador de um controlador PID	
R_g	Constante do gás dos acumuladores	[m ³ .Pa/kg.K]
r_w	Raio das rodas do veículo	[m]
s_0	Estado 0 de um autômato finito determinístico	
s_1	Estado 1 de um autômato finito determinístico	
SLOPE	Variável de avaliação da inclinação da pista no supervisório – valor enumerado	
SPEED	Variável de avaliação da velocidade do veículo no supervisório	
T_{air}	Temperatura no reservatório de ar comprimido	[K]
T_g	Temperatura do gás nos acumuladores	[K]
THROTTLE	Variável de avaliação da posição do pedal de aceleração no supervisório – valor enumerado	

TORQUE	Variável de avaliação do torque do motor à combustão no supervisório – valor enumerado	
u	Sinal de controle calculado por um controlador PID	
U_{1V1}	Sinal elétrico de controle da válvula proporcional	[V]
U_{N_1V1}	Sinal elétrico nominal da válvula proporcional	[V]
v	Velocidade	[m/s]
V_H	Volume total de fluido hidráulico na linha de pressão	[m ³]
V_r	Volume do reservatório de ar	[m ³]
v_{ref}	Velocidade de referência do veículo	[m/s]
V_{r_m}	Relação adimensional entre o volume morto e o volume nominal de cada pistão do motor hidráulico	
V_{r_p}	Relação adimensional entre o volume morto e o volume nominal de cada pistão da bomba/motor	
v_{veh}	Velocidade do veículo	[m/s]
x	Variável de saída x nas máquinas de Mealy e Moore	
y	Variável de saída y nas máquinas de Mealy e Moore	
y	Sinal de saída da planta em um sistema com controlador PID	

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	23
1.1 OBJETIVOS	24
1.2 JUSTIFICATIVA.....	24
1.3 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO	25
2 HIBRIDIZAÇÃO DE VEÍCULOS AUTOMOTORES	27
2.1 SISTEMAS DE ARMAZENAMENTO DE ENERGIA.....	28
2.2 ARQUITETURAS DE VEÍCULOS HÍBRIDOS	29
2.3 HIBRIDIZAÇÃO DE VEÍCULOS PESADOS: SISTEMA PARALELO HIDRÁULICO- PNEUMÁTICO	32
2.4 ETAPAS DO DESENVOLVIMENTO DE UM VEÍCULO HÍBRIDO	34
2.4.1 Dimensionamento do sistema	35
2.4.1.1 Modelagem quase-estática	36
2.4.1.2 Modelagem dinâmica	37
2.4.2 Desenvolvimento do sistema de controle	38
2.5 COMENTÁRIOS FINAIS	38
3 CONTROLE SUPERVISÓRIO APLICADO A VEÍCULOS HÍBRIDOS	40
3.1 CLASSIFICAÇÃO DE ESTRATÉGIAS DE CONTROLE SUPERVISÓRIO	40
3.1.1 Controles causais e não-causais	41
3.1.2 Controles heurísticos, ótimos e subótimos	42
3.1.3 Controle supervisorio aplicado ao híbrido hidráulico-pneumático	44
3.2 CONTROLE HEURÍSTICO CAUSAL: APLICAÇÃO DE MÁQUINA DE ESTADOS	44
3.2.1 Autômatos finitos determinísticos e máquinas de estado finitas	45
3.2.2 Máquinas de Mealy e Moore	48
3.2.2.1 Máquinas de Moore.....	48
3.2.2.2 Máquina de Mealy.....	49
3.3 HAREL STATECHARTS E MATLAB/STATEFLOW®	51

3.3.1 Hierarquia: profundidade, superestados e refinamento	52
3.3.2 Ortogonalidade	53
3.3.3 Ações, condições e ordem de execução no Stateflow®	54
3.4 CONSIDERAÇÕES FINAIS	57
4 VEÍCULO HÍBRIDO HIDRÁULICO-PNEUMÁTICO	58
4.1 DESCRIÇÃO DA PROPOSTA DE HIBRIDIZAÇÃO	58
4.2 MODELAGEM DO SISTEMA	61
4.2.1 Modelo matemático do veículo	61
4.2.2 Modelo matemático do sistema hidráulico	64
4.2.3 Modelo matemático do sistema pneumático	67
4.3 FUNCIONAMENTO DO SISTEMA DE HIBRIDIZAÇÃO	69
4.3.1 Modos gerais de operação do veículo e componentes acionados	69
4.3.2 Função dos componentes de acordo com os modos de operação	71
4.4 CONSIDERAÇÕES FINAIS	75
5 CONTROLE SUPERVISÓRIO E ADAPTAÇÕES AO CONTROLE HIDRÁULICO-PNEUMÁTICO	77
5.1 MODIFICAÇÕES NAS ESTRATÉGIAS DE CONTROLE E MODOS DE OPERAÇÃO SECUNDÁRIOS	77
5.1.1 Troca de modos nos controladores PID	77
<i>5.1.1.1 Windup, back-calculation e integração condicional</i>	<i>78</i>
<i>5.1.1.2 Implementação no modelo do híbrido hidráulico-pneumático</i>	<i>79</i>
5.1.2 Integração do sistema de frenagem convencional ao modelo	81
5.1.3 Modo auxiliar de carregamento de ar	84
5.2 MODELAGEM DO SISTEMA POR MÁQUINAS DE ESTADOS FINITA	87
5.2.1 Detalhamento dos estados de um veículo	88
5.2.2 Modos de operação	96
<i>5.2.2.1 Modo regenerativo RG_{M1}/RG_{M1p}</i>	<i>96</i>
<i>5.2.2.2 Modo regenerativo RG_{M2}/RG_{M2p}</i>	<i>99</i>

5.2.2.3 Modo de carregamento CH_{M2}	100
5.2.2.4 Modo de carregamento CH_{M1}/CH_{M1a}	102
5.2.2.5 Modo auxiliar de potência PA_M	103
5.2.2.6 Síntese dos estados do veículo e condições para ativação dos modos	105
5.3 CONSIDERAÇÕES FINAIS	107
6 RESULTADOS E ANÁLISES DE SIMULAÇÕES DO VEÍCULO HÍBRIDO	109
6.1 MÉTODO PARA AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO DO SISTEMA	109
6.2 CICLOS DE TRABALHO URBANOS.....	111
6.2.1 Avaliação do veículo como híbrido hidráulico puro – ciclo CBD	111
6.2.2 Avaliação do veículo como híbrido hidráulico puro – ciclo <i>Braunschweig</i>	116
6.2.3 Avaliação do veículo como híbrido hidráulico-pneumático.....	117
6.2.4 Consumo específico nos ciclos urbanos	122
6.3 CICLO DE TRABALHO MISTO	123
6.3.1 Perfil de inclinação de pista arbitrário – caso 1	123
6.3.2 Perfil de inclinação de pista arbitrário – caso 2	128
6.3.3 Consumo específico no ciclo misto com diferentes perfis de inclinação de pista ..	130
6.4 CONSIDERAÇÕES FINAIS	131
7 CONCLUSÕES.....	133
REFERÊNCIAS.....	136

1 INTRODUÇÃO

O desenvolvimento de novas tecnologias capazes de aprimorar o desempenho e a eficiência de máquinas traz aos projetos e pesquisas de engenharia o desafio de identificar características subótimas de sistemas e propor modificações que atendam requisitos mais rígidos.

No atual momento nota-se um grande interesse em centros de pesquisa, universidades e na indústria de não somente desenvolver novos produtos, mas também aprimorar os sistemas atuais para se tornarem mais eficientes e compatíveis com os requisitos de consumidores e restrições governamentais.

Esta tendência pode ser identificada tanto em empresas fabricantes de veículos novas como nas já estabelecidas no mercado, que passaram a desenvolver e estudar sistemas alternativos e/ou auxiliares de potência que envolvam uso de outras fontes de energia como sistemas elétricos e hidráulicos.

Em veículos leves, como carros e caminhões de pequeno porte, a tendência para a redução do consumo de combustível e da emissão de poluentes é o uso de baterias e motores/geradores elétricos para auxiliar o motor à combustão ou substituindo-o completamente, pois são adaptáveis para os requisitos de potência destes veículos e podem ser usados para recuperar parte da energia cinética e potencial disponível em períodos de frenagem de modo a aumentar a sua autonomia.

Para os veículos pesados, como caminhões de grande porte e ônibus, uma outra dificuldade está presente, que é a grande quantidade de energia presente nestes veículos quando em movimento, o que pode tornar a recuperação na forma de energia elétrica complexa ou de custo proibitivo. Neste caso, os sistemas hidráulicos surgem como uma alternativa por terem a característica de possuírem elevada densidade de potência, ou seja, podem absorver e fornecer uma quantidade de energia compatível com veículos pesados em um curto intervalo de tempo, ao contrário de sistemas elétricos que possuem baixa densidade de potência.

Por outro lado, os sistemas hidráulicos possuem baixa densidade energética, diferentemente dos sistemas elétricos que podem armazenar uma quantidade de energia consideravelmente maior por peso. Estas características opostas dificultam a definição de quais sistemas são mais adequados e exigem estudos detalhados do tipo de veículo e sua aplicação para a definição da melhor solução.

1.1 OBJETIVOS

Baseado nos resultados obtidos anteriormente em Bravo (2017), o objetivo principal desta dissertação pode ser definido como o desenvolvimento de uma estratégia de controle supervisorio baseado em máquinas de estados finitas capaz de identificar as condições do veículo e do sistema híbrido e tomar decisões de como operar os componentes para garantir o correto funcionamento do veículo com utilização de frenagem regenerativa.

Tal propósito é atingido ao se considerar os seguintes objetivos específicos detalhados neste trabalho:

- Estudo das arquiteturas de hibridização existentes e os meios de armazenamento de energia propostos, com considerações sobre os benefícios e desvantagens de cada solução e métodos de modelagem matemática para análise de desempenho;
- Identificação de formas de controle supervisorio aplicado em veículos híbridos, com foco nas soluções que exigem tomada de decisões com base em informações de sensores e que podem atuar de maneira independente do tempo;
- Analisar propostas já aplicadas e ferramentas que podem ser utilizados para o desenvolvimento do controle supervisorio a ser aplicado no sistema híbrido em estudo;
- Estudo da arquitetura do sistema híbrido para compreensão e detalhamento do seu funcionamento e identificação dos parâmetros a serem usados pelo controle supervisorio;
- Projeto e implementação em software do controle supervisorio a partir de um método heurístico de fácil modificação e interpretação;
- Análise de desempenho do sistema por meio de simulações e interpretação dos resultados para melhoria do sistema de controle supervisorio.

1.2 JUSTIFICATIVA

Para atender à redução de consumo de combustível desejada em um veículo híbrido, deve-se escolher um sistema de armazenamento energético capaz de atender às demandas de frenagem e aceleração, o que também requer uma escolha de arquitetura adequada à aplicação esperada do veículo para o dimensionamento correto dos componentes.

Haja vista que o sistema em análise foi projetado para atender aos requisitos de operação de um veículo comercial pesado, caminhões e ônibus, a partir de uma proposta combinada com o uso de hidráulica e pneumática para armazenamento de energia, identificou-se a

necessidade de desenvolver um controle supervísório heurístico de simples compreensão, com o intuito de permitir a fácil implementação de modificações através de análise de simulações.

Devido ao modelo matemático considerar o comportamento dinâmico dos componentes e simular as limitações físicas dos mesmos, também é interessante aplicar um supervísório que possa ser adaptado com facilidade para uso em um sistema experimental ou real, para validação posterior da estratégia desenvolvida e do sistema.

Busca-se também propor modificações ao sistema para melhor atender aos objetivos da hibridização e que seja capaz de atuar sob diferentes situações de operação com base em ciclos de condução padrões e idealizados para estes veículos. Também deseja-se aprimorar os resultados iniciais de economia de combustível obtidos em análises anteriores, através da identificação de situações que exigem diferentes modos de operação.

Por fim, objetiva-se ampliar o conhecimento existente sobre sistemas de controle supervísório frequentemente aplicados em sistemas complexos que dependem de uma quantidade significativa de tomada de decisões.

1.3 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

Para atender aos objetivos definidos e obter os resultados planejados, este trabalho é dividido em sete capítulos, iniciando com uma análise dos sistemas existentes e soluções propostas, introdução da ferramenta escolhida para o desenvolvimento do controle supervísório, implementação e resultados.

O capítulo 2 apresenta uma pesquisa bibliográfica sobre os meios de armazenamento energético usados em veículos híbridos, arquiteturas de implementação das soluções híbridas e do sistema em estudo e etapas realizadas para a modelagem matemática das propostas.

O capítulo 3 trata especificamente das estratégias de controle supervísório existentes e quais são os requisitos de aplicação de cada uma em relação ao modelo matemático. Também são introduzidos alguns conceitos matemáticos necessários para a implementação da proposta de supervísório heurístico e suas principais propriedades.

No capítulo 4 apresenta-se uma modelagem matemática simplificada do sistema em análise baseada no trabalho anterior, com destaque as pontos mais relevantes para a análise de desempenho do sistema. Também são detalhados os principais modos de operação do sistema.

O capítulo 5 apresenta as modificações realizadas no sistema para que este possa operar em ciclos de trabalho quaisquer, seguido de modificações no sistema de controle dinâmico e a introdução de modos de operação parciais. A segunda parte deste capítulo

apresenta a modelagem do sistema com base em máquinas de estados e a interação com o sistema de controle.

No capítulo 6 são apresentados resultados de simulações do sistema modificado em diferentes situações, com foco no funcionamento dos componentes e ativação dos modos de operação e melhorias alcançadas em relação ao aproveitamento do consumo de combustível.

O último capítulo apresenta as principais conclusões alcançadas ao final deste trabalho, com um resumo sobre as etapas detalhadas em cada capítulo e recomendações para trabalhos futuros sobre o tema em estudo.

2 HIBRIDIZAÇÃO DE VEÍCULOS AUTOMOTORES

A indústria automobilística encontra-se inserida na busca de soluções de engenharia para a redução na emissão de poluentes e no consumo de combustíveis fósseis, tanto no uso urbano e rural como para veículos de passeio e transporte de carga. É possível encontrar, por exemplo, modelos de carros híbridos ou puramente elétricos de diversos fabricantes.

Tradicionalmente, o equipamento fundamental aplicado para fornecer a força motriz necessária é o motor à combustão interna movido a diesel, gasolina ou gás. Melhorar a eficiência máxima destes equipamentos é uma tarefa complexa por estes operarem com base em ciclos térmicos, o que limita o pico de eficiência em torno de 40% e 37% para diesel e gasolina, respectivamente, mas que em condições normais tendem a operar em valores próximos de 20% e 17% (GUZZELLA; SCIARRETTA, 2013).

A procura por fontes alternativas de energia capazes de substituir o combustível fóssil, comumente baterias elétricas e células de combustível (ONORI; SERRAO; RIZZONI, 2016), avançou consideravelmente nos últimos anos, principalmente para veículos leves, mas estes possuem autonomia inferior aos veículos convencionais, podem requerer pontos de recarga para trajetos de longa distância e possuem custo consideravelmente maior (LACROIX; LABOURE; HILAIRET, 2010), o que incentiva a busca de tecnologias intermediárias, neste caso os sistemas híbridos.

Tais construções não buscam substituir o motor à combustão, mas sim modificar a construção do veículo para incluir um sistema de potência secundário capaz de acelerar o veículo independentemente ou como auxiliar ao motor à combustão ou fornecer potência à componentes secundários do automóvel, de modo a reduzir o consumo final de combustível (SOMÀ, 2017). Para isso, o sistema híbrido é normalmente projetado com algumas melhorias em mente:

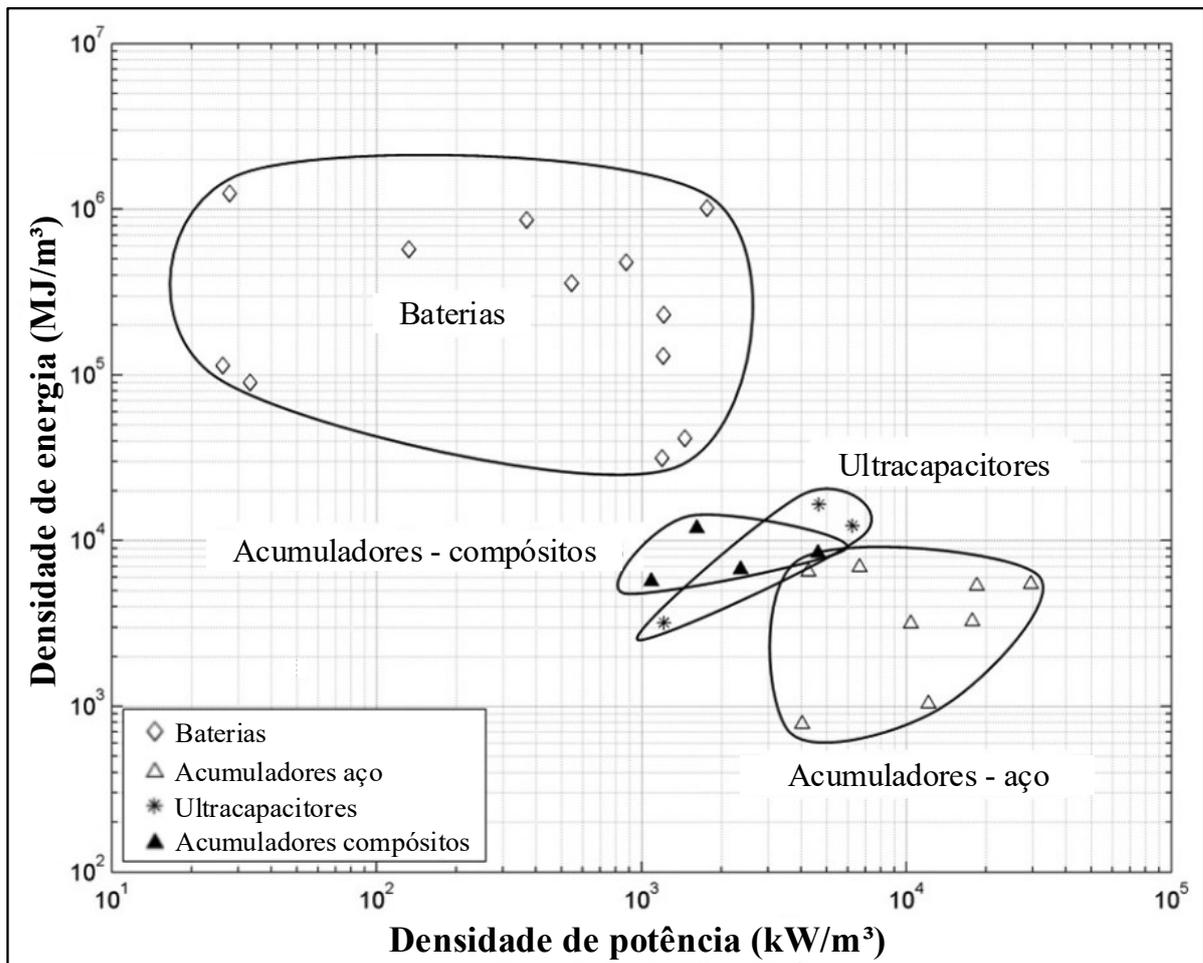
- Permitir ao motor à combustão operar em condições de maior eficiência;
- Permitir um redimensionamento do motor à combustão para que este tenha menor potência nominal sem prejudicar o desempenho do veículo;
- Incluir um sistema de regeneração de energia que possa recuperar e armazenar parte da energia cinética e potencial durante a frenagem para que possa ser posteriormente reutilizada.

2.1 SISTEMAS DE ARMAZENAMENTO DE ENERGIA

Dentre os componentes disponíveis para armazenamento de energia e que são utilizados em veículos híbridos encontram-se baterias elétricas, ultracapacitores, acumuladores hidráulicos, rodas de inércia e reservatórios de ar comprimido (CHEN, 2015; FILIPI, 2014; MIDGLEY; CEBON, 2012; RAMLI; HIENDRO; TWAHA, 2015; STECKI; MATHESON, 2005). Cada um destes sistemas possui suas vantagens e desvantagens, mas observa-se uma tendência na utilização de sistemas hidráulicos ou elétricos.

Quanto à escolha entre eles é importante observar as características opostas dos componentes de armazenamento de energia. Enquanto baterias possuem maior densidade de energia, isto é, armazenam uma quantidade maior por volume, os acumuladores hidráulicos perdem neste quesito, mas possuem elevada densidade de potência, ou seja, absorvem uma maior quantidade de energia em um curto espaço de tempo. A Figura 2.1 mostra uma comparação entre sistemas de armazenamento de energia elétricos e hidráulicos.

Figura 2.1 – Comparação entre sistemas de armazenamento de energia



Fonte: Adaptado de Midgley 2012

A combinação de baterias elétricas com ultracapacitores é uma opção também avaliada para melhorar o desempenho do sistema elétrico na absorção de energia, porém traz custos maiores e aumenta a complexidade de desenvolvimento e controle do sistema (CAMARA *et al.*, 2010), enquanto que para a hidráulica o desenvolvimento de novos acumuladores de fibra de carbono pode tornar esta solução mais interessante ao reduzir o peso e aumentar a densidade de energia (STEELHEAD COMPOSITES, 2018). Os sistemas de armazenamento por ar comprimido não estão presentes nesta figura, mas possuem valores de densidade de potência em torno de 5×10^2 kW/m³ e densidade de energia de 2×10^3 MJ/m³.

Com base apenas nestes sistemas de armazenamento, sistemas elétricos são normalmente avaliados para uso em veículos leves, pois baterias possuem baixa densidade de potência mas podem recuperar energia por um intervalo maior de tempo devido à alta densidade energética e o uso de ultracapacitores para melhorar a densidade de potência eleva consideravelmente o custo da hibridização, enquanto a avaliação de híbridos hidráulicos é normalmente focada em veículos pesados e/ou com tráfego urbano, onde os períodos de aceleração e frenagem são frequentes e pode-se aproveitar a alta densidade de potência dos acumuladores (CHEN, 2015; HUI *et al.*, 2011; WU *et al.*, 2016).

2.2 ARQUITETURAS DE VEÍCULOS HÍBRIDOS

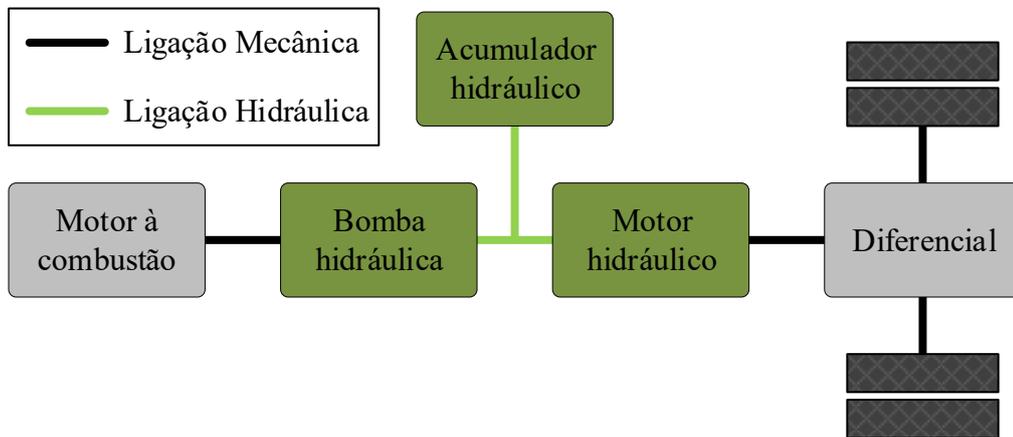
Além da etapa de escolha do sistema de armazenamento energético, o desenvolvimento de veículos híbridos exige um estudo de como este será instalado e quais os componentes necessários. Onori; Serrao e Rizzoni (2016) definem quatro classificações de arquiteturas com base no processo de conversão energética e utilização posterior.

A arquitetura em série é caracterizada pela conversão da energia mecânica fornecida pelo eixo do motor à combustão para energia hidráulica ou elétrica (a transmissão é removida), e depois transformada novamente em energia mecânica antes do diferencial. A Figura 2.2 exemplifica este caso para a solução hidráulica através da utilização de uma bomba e um motor de deslocamentos variáveis para as conversões de energia (VU; CHEN; HUNG, 2014).

Além da frenagem regenerativa, com o controle do deslocamento volumétrico das máquinas hidráulicas e a energia armazenada no acumulador, é possível variar o ponto de operação do motor à combustão para que opere em regiões de maior eficiência (JOHRI; SALVI; FILIPI, 2011). Algumas desvantagens são as perdas devido às conversões de energia e a necessidade e complexidade de dimensionar ou desenvolver componentes capazes de operar na potência

adequada para o veículo, já que a ligação mecânica com o diferencial é removida (ÇAĞATAY BAYINDIR; GÖZÜKÜÇÜK; TEKE, 2011).

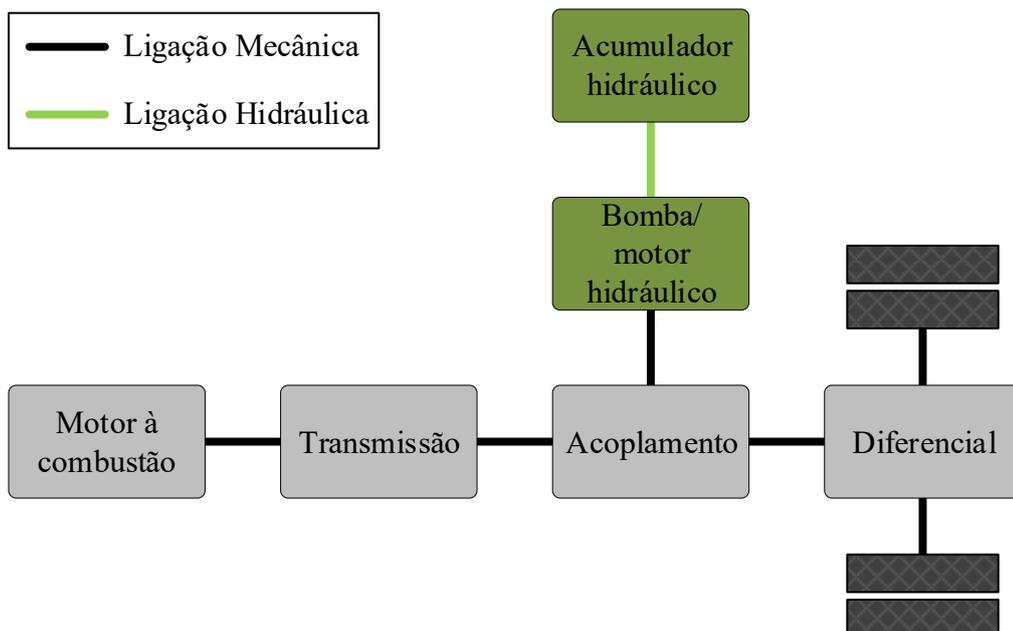
Figura 2.2 – Diagrama simplificado de um veículo híbrido hidráulico em série



Fonte: Elaborado pelo autor

Uma segunda possibilidade de hibridização é a arquitetura em paralelo, conforme Figura 2.3, cuja ligação mecânica permanece presente, mas um acoplamento é adicionado para conectar o sistema híbrido (DEPPEN *et al.*, 2010). A fonte de potência secundária, neste caso hidráulica, pode ser acoplada quando necessário para operar sozinha ou como auxiliar ao motor à combustão na aceleração ou na frenagem, independentemente ou em conjunto com os freios convencionais.

Figura 2.3 – Diagrama simplificado de um veículo híbrido hidráulico em paralelo



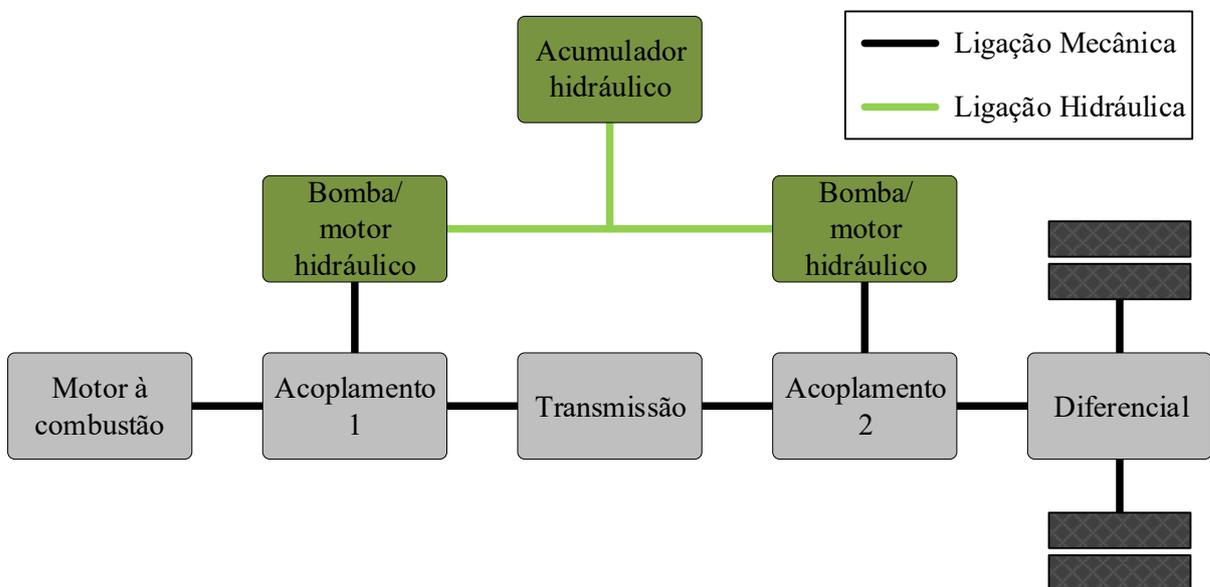
Fonte: Elaborado pelo autor

A implementação é facilitada pois não requer grandes modificações ao sistema convencional e reduz-se o problema de dimensionamento de componentes pois estes não precisam ser capazes de fornecer toda a potência necessária como na solução em série, porém o controle do ponto de operação do motor à combustão é prejudicado e pode reduzir a economia de combustível de acordo com o ciclo de trabalho (SPRENGEL, 2015).

Com o intuito de obter ambos os benefícios, uma proposta chamada série-paralelo foi desenvolvida (MA *et al.*, 2019; ONORI; SERRAO; RIZZONI, 2016) e busca permitir ao sistema operar como um veículo em série ou em paralelo conforme desejado, como pode ser visto pela Figura 2.4.

A proposta consiste em adicionar dois acoplamentos ao sistema, um anterior à transmissão e outro antes do diferencial para conectar cada um a uma bomba/motor. Deste modo, quando ambos estão desconectados o veículo opera como o convencional, se apenas um acoplamento for conectado carrega-se o acumulador com o motor à combustão ou pela frenagem regenerativa – a existência de dois acoplamentos permite considerar ou não a transmissão para a escolha de qual bomba/motor utilizar – e se ambos estiverem acoplados o veículo pode operar como a arquitetura em série.

Figura 2.4 – Diagrama simplificado de um veículo híbrido hidráulico em série-paralelo



Fonte: Elaborado pelo autor

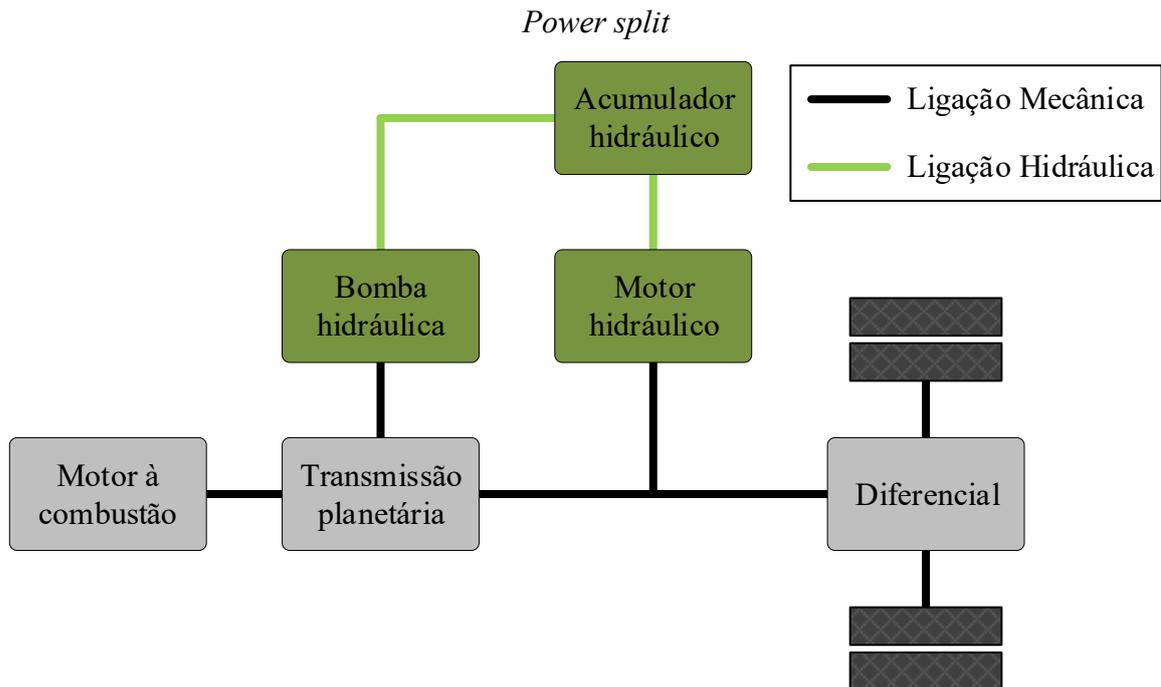
Enquanto tal sistema pode se mostrar mais eficiente que os dois casos anteriores, seu custo é maior por exigir mais modificações ao veículo e devido à presença de um número maior de componentes. Além disso, o controle supervisor se torna consideravelmente mais

complexo por adicionar mais graus de liberdade para a decisão de como operar o sistema anteriores (LIU, 2017; ONORI; SERRAO; RIZZONI, 2016).

Um caso específico da arquitetura série-paralelo utiliza um conjunto de engrenagens planetárias, divisor de potências, para realizar a distribuição de torque entre a parte híbrida e o convencional, o que remove a necessidade dos dois acoplamentos anteriores e substitui também a transmissão convencional (VINOT *et al.*, 2008).

Esta solução, chamada de *Power split*, pode ser visualizada na Figura 2.5 e busca alcançar os mesmos objetivos do caso anterior, mas permite que as máquinas sejam uma bomba e um motor, ao invés de serem bomba/motor (LIU; PENG, 2008). Ainda assim, a adição da transmissão planetária capaz de integrar os sistemas aumenta consideravelmente a complexidade da solução e as dificuldades de desenvolver o controle supervisor e de dimensionar o sistema permanecem presentes.

Figura 2.5 – Diagrama simplificado de um veículo híbrido hidráulico com configuração



2.3 HIBRIDIZAÇÃO DE VEÍCULOS PESADOS: SISTEMA PARALELO HIDRÁULICO-PNEUMÁTICO

A combinação destas quatro arquiteturas com as duas principais opções de fontes de energia mencionadas (hidráulica e elétrica) fornece uma gama de soluções a serem estudadas e que dependem, entre outros fatores, do tipo do veículo, especialmente a massa e carga a ser

transportada, e do ciclo de trabalho esperado, trânsito urbano, em rodovia ou rural. Para veículos leves, observa-se uma tendência na hibridização elétrica (HEYWOOD *et al.*, 2015; MARTINEZ *et al.*, 2017; ZHANG; PENG; SUN, 2015), apesar da existência de trabalhos que avaliam a hibridização hidráulica (BAER; ERICSON; KRUS, 2016; BLEAZARD *et al.*, 2015; CHEONG, 2015).

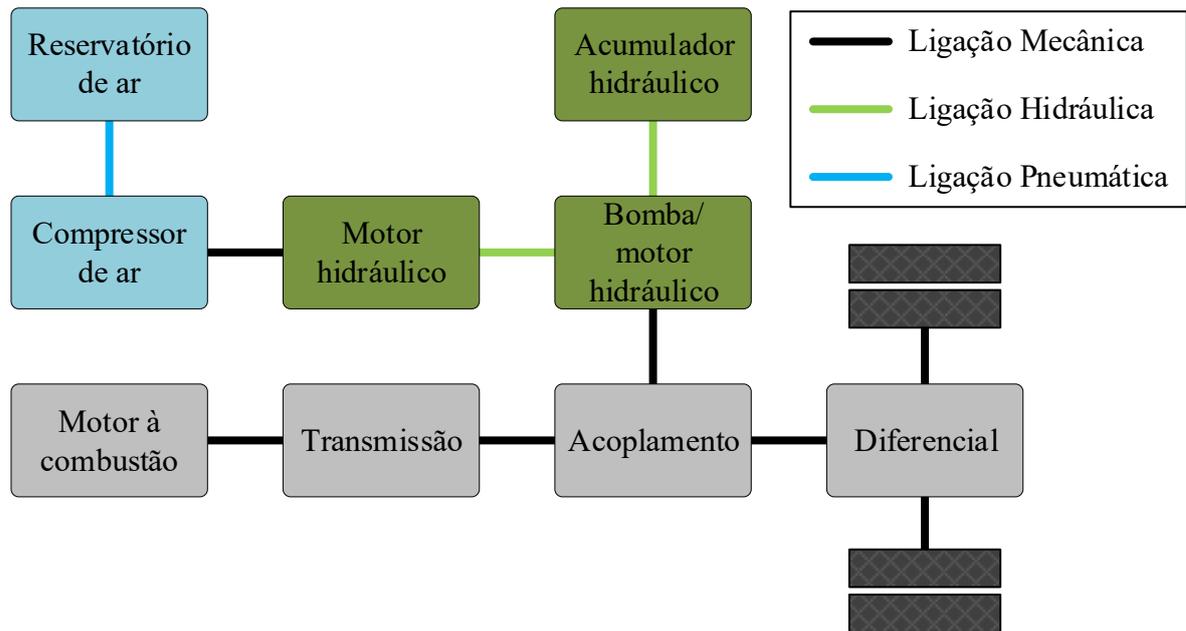
Já para veículos médios o sistema hidráulico se torna mais competitivo pois a boa relação peso potência (LINSINGEN, 2013) dos componentes permite desenvolver sistemas capazes de absorver uma maior quantidade da energia disponível no veículo durante a frenagem. Combinado com ciclos de trabalho com acelerações e frenagens constantes, estes sistemas apresentam resultados melhores que híbridos elétricos, como exemplo, em veículos de coleta de lixo e ônibus urbanos (ALTAIR ENGINEERING, 2013; EATON CORPORATION, 2009; PARKER HANNIFIN CORPORATION, 2013; RYDBERG, 2009).

Um relatório divulgado pelo *National Petroleum Council* dos Estados Unidos da América (EUA) (CHU, 2012) apresentou várias possíveis linhas de pesquisa para veículos, que consideram combustíveis alternativos, sistemas híbridos, redução de peso, entre outros. Porém, para veículos pesados, a sugestão se limita em melhorias na eficiência de motores a combustão interna, além de considerar que esta fonte de potência deve se manter dominante no mercado mesmo com alternativas elétricas ou que utilizam combustíveis alternativos.

Como este tipo de veículo é normalmente utilizado para o transporte de cargas e, por consequência, possuem massa elevada, os componentes elétricos capazes de atender a potência necessária do sistema podem aumentar consideravelmente o peso e se tornarem proibitivos em relação ao custo. Os sistemas hidráulicos possuem uma maior relação peso/potência e, portanto, são consideravelmente melhores para absorver e fornecer potência (CHEN, 2015). Em rodovias, os sistemas híbridos também perdem relevância por possuírem poucos períodos de frenagem, o que reduz a capacidade do sistema de recuperar energia e por conseguinte diminui a economia de combustível.

Com base nas informações apresentadas anteriormente, Bravo, De Negri e Oliveira (2016) propuseram uma alternativa de hibridização hidráulica em paralelo para ser utilizada nestes tipos de veículos e, para aumentar a possibilidade de recuperação de energia, incluiu ao sistema um motor hidráulico acoplado à um compressor de ar, que deve fornecer ar comprimido para atender aos sistemas auxiliares, principalmente suspensão e freios (BRAVO, 2017). A proposta do sistema de hibridização, desenvolvida em parceria com a empresa Volvo do Brasil, foi denominada de híbrido hidráulico-pneumático e um esquema simplificado da proposta pode ser visualizado na Figura 2.6.

Figura 2.6 – Diagrama simplificado do veículo híbrido hidráulico-pneumático em paralelo



Fonte: Elaborado pelo autor

As justificativas para o uso deste sistema podem ser resumidas em três pontos (BRAVO, 2017):

- Sistema em paralelo: implementação mais simples ao sistema convencional do veículo, sem grandes modificações mecânicas, e de custo inferior em relação às outras soluções.
- Híbrido hidráulico: boa relação peso/potência dos componentes reduz o peso total do sistema e a alta densidade de potência permite absorver uma maior quantidade de energia em frenagens.
- Implementação do sistema de geração de ar comprimido: permite recuperar mais energia durante períodos de frenagem ou de tráfego em velocidade constante, pois mantém o sistema regenerativo em funcionamento mesmo após a carga total dos acumuladores.

2.4 ETAPAS DO DESENVOLVIMENTO DE UM VEÍCULO HÍBRIDO

Com base na bibliografia disponível sobre a hibridização de veículos como Guzzella e Sciarretta (2013); Liu (2017) e Onori, Serrao e Rizzoni (2016), pode-se dividir o estudo destas máquinas em dois grandes subgrupos: a parte de projeto do sistema, seleção e dimensionamento de componentes e a etapa de desenvolvimento de controles supervisórios.

2.4.1 Dimensionamento do sistema

O desenvolvimento do sistema híbrido geralmente se inicia com um estudo das arquiteturas híbridas e os meios de armazenamento de energia. Estas informações são combinadas com o tipo de veículo para o qual se estuda a hibridização e qual o ciclo de trabalho esperado.

Este conjunto de informações deve ser analisado pelo projetista e uma alternativa é escolhida com o auxílio do considerável número de trabalhos já publicados sobre este assunto. Em geral, a principal atividade inicial é definir como os componentes elétricos ou hidráulicos serão integrados ao sistema e se haverá alguma modificação com foco em melhorar parte do processo, como o uso de ultracapacitores para aumentar a energia recuperada em frenagens (TROVÃO *et al.*, 2013).

Com relação ao híbrido hidráulico-pneumático, estas atividades foram extensamente exploradas na tese de doutorado de Rafael R. da Silva Bravo (BRAVO, 2017). Nesta proposta, a escolha por um sistema hidráulico deriva da alta densidade de potência dos acumuladores e a grande quantidade de energia disponível em veículos pesados em movimento. A inclusão do sistema pneumático é uma melhoria proposta para aproveitar os períodos de tráfego em declive, muitas vezes longos o suficiente para permitir o carregamento total dos acumuladores e dos reservatórios de ar comprimido.

Nessa tese, os principais componentes foram selecionados: bomba/motor hidráulico, motor hidráulico, acumuladores, compressor de ar e reservatórios de ar, e dimensionados de acordo com os objetivos definidos para o sistema e modelados matematicamente para representar o sistema real. Este modelo também foi validado por meio de uma unidade experimental construída no LASHIP/UFSC.

O modelo matemático foi utilizado para verificar a capacidade de recuperação energética do sistema proposto, com base em perfis de condução pré-definidos para garantir o funcionamento dos componentes como desejado. Deste modo, não está incluído neste trabalho detalhes sobre a seleção, modelagem e dimensionamento de componentes, apenas modificações em pontos específicos do modelo para atender ao controle implementado.

Ainda assim, é interessante identificar os dois métodos mais frequentes para descrever os sistemas em simulações, que serão aqui chamados de modelagem quase-estática e modelagem dinâmica (GUZZELLA; SCIARRETTA, 2013). Eles diferem na ordem em que as equações que descrevem o sistema são resolvidas e quais são as entradas e saídas do modelo, além de influenciarem na escolha do tipo de controle supervisor. (ONORI; SERRAO; RIZZONI, 2016; VINOT *et al.*, 2008).

2.4.1.1 Modelagem quase-estática

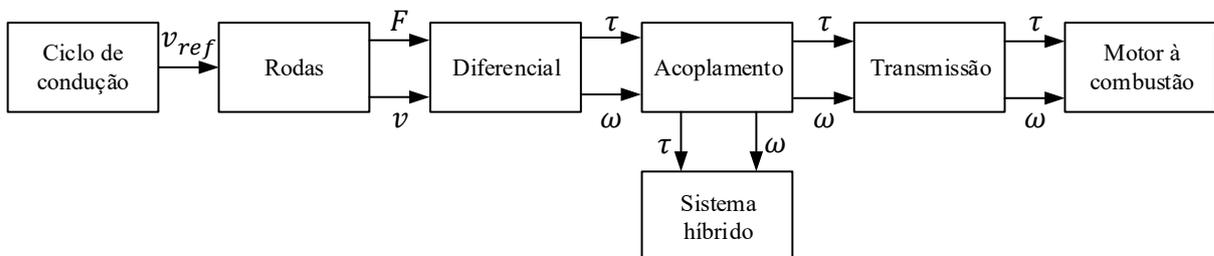
De acordo com Mohan, Assadian e Longo (2013) este tipo de modelagem matemática usa como entrada um perfil de velocidade pré-definido, assim o comportamento do motorista não é considerado, o que o torna não-causal. Ao assumir que a velocidade desejada é atingida, é possível realizar um cálculo “de trás para frente” e obter como os outros componentes devem se comportar para atingir a velocidade definida.

Esta modelagem, também chamada de *backward modelling*, normalmente usa modelos de eficiência e mapas de desempenho obtidos experimentalmente para realizar os cálculos necessários, de modo a fornecer a velocidade e torque do motor à combustão e, com auxílio de um mapa BSFC¹, o consumo de combustível estimado pelo modelo (ONORI; SERRAO; RIZZONI, 2016).

A Figura 2.7 mostra como seriam realizados os cálculos nesta modelagem para o híbrido proposto. A velocidade de referência (ou desejada) do veículo v_{ref} [m/s] definida por um ciclo de condução permite determinar a velocidade v [m/s] e força F [N] necessárias nas rodas, o que pode ser convertido em torque τ [N.m] e velocidade angular ω [rad/s]. Estes dados são então utilizados no acoplamento para calcular como o sistema híbrido deve operar para atender aos requisitos de potência em conjunto com o motor à combustão, que utiliza os valores de torque e velocidade angular informados pela transmissão.

Este tipo de modelagem é frequentemente utilizado para a comparação entre diferentes arquiteturas e para o dimensionamento de componentes, tanto em veículos normais como híbridos (VINOT *et al.*, 2008), porém não é possível respeitar a causalidade física entre os componentes ou avaliar os efeitos do controle dinâmico, além de depender do conhecimento prévio do ciclo de condução (GUZZELLA; SCIARRETTA, 2013).

Figura 2.7 – Sequência de cálculos na modelagem quase-estática



Fonte: Elaborado pelo autor

¹ Do inglês *Brake Specific Fuel Consumption*.

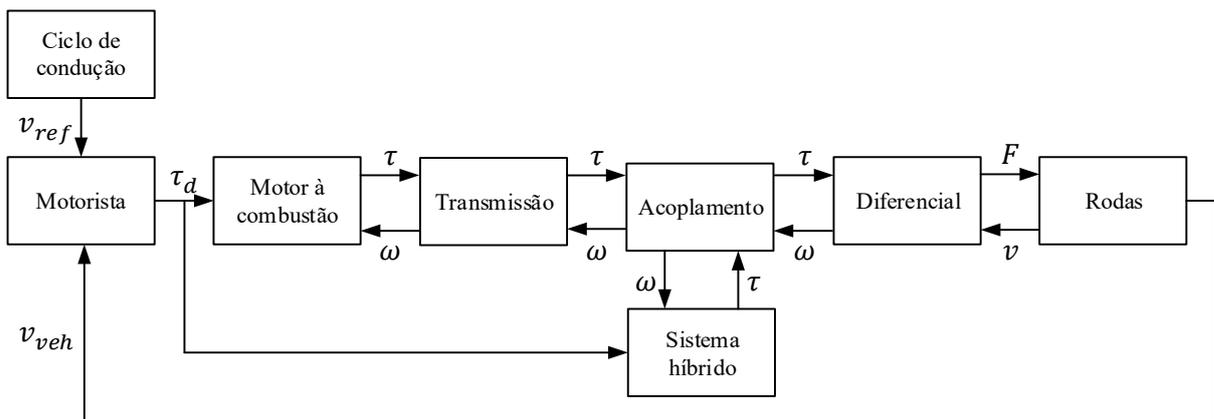
2.4.1.2 Modelagem dinâmica

Neste caso, o modelo é comumente construído com base nas equações diferenciais que descrevem os componentes. A simulação considera a dinâmica do sistema e permite a inclusão das limitações de comportamento dos componentes individuais, além de auxiliar na análise de desempenho (MOHAN; ASSADIAN; LONGO, 2013).

Um ciclo de condução também é considerado, mas neste caso o erro entre a velocidade do veículo desejada v_{ref} [m/s] e simulada v_{veh} é usado para estimar a posição dos pedais de aceleração e freios através de um controlador PI para simular o motorista (MOHAN; ASSADIAN; LONGO, 2013; ONORI; SERRAO; RIZZONI, 2016; VINOT *et al.*, 2008). A posição do pedal é então interpretada para definir a demanda de torque τ_d [N.m] de aceleração ou frenagem que é usado para definir o torque de saída τ do motor à combustão.

Através de um cálculo “para frente”, no sentido contrário ao caso quase-estático, e de acordo com as características dinâmicas dos componentes, pode-se então calcular o torque dos outros componentes até a força F nas rodas. Diferentemente do caso anterior, a informação de força sobre as rodas é utilizada para determinar a velocidade do veículo v_{veh} e esta é utilizada para realimentar o sistema e calcular a velocidade v e a velocidade angular ω do motor à combustão. Como pode ser visto na Figura 2.8, a demanda de torque também é informada ao sistema híbrido e este fornece um torque ao acoplamento que é somado ao torque da transmissão, enquanto recebe a informação de velocidade angular.

Figura 2.8 – Sequência de cálculos na modelagem dinâmica



Fonte: Elaborado pelo autor

A grande vantagem deste tipo de modelagem é permitir uma descrição detalhada da dinâmica e mostrar mais claramente os limites da arquitetura do veículo em estudo. O modelo desenvolvido por Bravo (2017) utiliza esta estratégia para modelar os principais componentes

do sistema e permitir a implementação de estratégias de controle supervisorio não-ótimos, que podem ser implementados diretamente em veículos reais, como será detalhado no capítulo 3.

2.4.2 Desenvolvimento do sistema de controle

A complexidade adicionada pela hibridização traz a necessidade de um estudo mais profundo sobre o controle do sistema. Por um lado, o projeto deve incluir o controle dinâmico dos diversos componentes adicionais ao sistema, como deslocamento volumétrico da bomba e abertura e fechamento de válvulas no caso hidráulico, além dos já existentes como da injeção de combustível.

Mas a preocupação apenas com o controle individual é insuficiente, uma vez que nestes sistemas o comportamento e estado de cada parte pode influenciar diretamente na operação de outra. Este problema exige o desenvolvimento do modo de gerenciamento de energia, denominado comumente de controle supervisorio (GUZZELLA; SCIARRETTA, 2013). Este controle em um nível superior é responsável por decidir quando regenerar energia por frenagem e utilizá-la, por exemplo, na divisão do torque de aceleração entre motor à combustão e motor elétrico em arquiteturas paralelo (KERMANI *et al.*, 2012; VOGEL *et al.*, 2012).

De maneira similar ao trabalho de dimensionamento, as condições de operação esperadas para o veículo influenciam nesta tomada de decisões. Diferentes estratégias podem ser aplicadas, algumas são usadas para análise de desempenho dos sistemas propostos e identificação da capacidade máxima de redução de consumo de combustível, enquanto outras são desenvolvidas focadas para uma aplicação direta no sistema.

O *Toyota Prius*, por exemplo, é um dos modelos comerciais de híbridos mais conhecido e utiliza um conjunto de regras que busca informações disponíveis no sistema de sensoriamento do veículo e combina com as ações do motorista para identificar as condições de operação e tomada de decisões sobre a regeneração e uso da energia disponível. Tais regras foram desenvolvidas inicialmente de maneira empírica e depois com análises experimentais, para obter um bom resultado de desempenho e economia (LIU; PENG, 2008; VINOT *et al.*, 2008).

2.5 COMENTÁRIOS FINAIS

Neste capítulo foram apresentados alguns conceitos básicos sobre o estudo de veículos híbridos. Foram indicados os sistemas de armazenamento de energia, as arquiteturas normalmente estudadas para modificação do automóvel e principalmente de veículos pesados e as etapas de desenvolvimento do sistema.

O projeto de um veículo híbrido é normalmente separado entre a seleção do tipo de sistema a ser estudado e dimensionamento dos componentes mais relevantes, enquanto o segundo ponto consiste em implementar uma estratégia de gerenciamento de energia que deve ser capaz de identificar o estado do veículo e tomar decisões sobre o uso da parte híbrida, apesar de ser possível aplicar um método iterativo com essas duas etapas de modo que o resultado de uma auxilia no aprimoramento da outra.

Como o sistema foi dimensionado, modelado e validado por Bravo (2017), este trabalho trata de desenvolver um sistema de controle supervisor, responsável por informar como os componentes individuais do conjunto híbrido devem operar. O próximo capítulo introduz alguns conceitos e estratégias existentes para este tipo de controle e apresenta mais informações sobre a ferramenta e método escolhido.

3 CONTROLE SUPERVISÓRIO APLICADO A VEÍCULOS HÍBRIDOS

Nos veículos híbridos a inclusão do sistema de potência secundário traz uma nova dificuldade: a definição de quando o sistema deve atuar para recuperar energia e utilizá-la. O híbrido passa a ser visto como um novo sistema que requisita um nível superior de monitoramento, o controle supervisão.

Este nível de controle é frequente em sistemas complexos cuja tomada de decisões depende de informações de sensores e eventos externos independentes do tempo, como o acionamento de um botão (QUEIROZ; CURY, 2000; VILLANI; MIYAGI; VALETTE, 2007), e é responsável, nos veículos híbridos, por definir como e quando os componentes individuais devem operar.

Um exemplo ligado diretamente aos híbridos que mostra a necessidade do controle supervisão é a própria frenagem regenerativa. A posição do pedal de freio é interpretada como uma demanda de torque contrário ao movimento e em um veículo convencional este é aplicado diretamente nas rodas. Em um híbrido o pedido de torque é o mesmo, porém uma decisão deve ser tomada, que pode ser resumida entre dissipar energia pelos freios convencionais, regenerar esta energia ou ainda utilizar uma combinação dos dois. Essa tomada de decisões depende de dados sobre as condições do veículo e é a justificativa para a necessidade do supervisão.

O supervisão pode ser visto como um controlador de alto nível que toma decisões discretas independentes do tempo e utiliza dados dos controladores dinâmicos para tomar decisões sobre como os estes devem atuar sobre os componentes do sistema para atender aos objetivos definidos (KURT, 2012).

Este capítulo descreve algumas das estratégias aplicadas em estudos sobre veículos híbridos e um detalhamento da ferramenta escolhida para a criação do controle supervisão para a proposta de hibridização hidráulica-pneumática para veículos pesados, os *statecharts*, que são desenvolvidos com base na teoria de máquinas de estados (autômatos).

3.1 CLASSIFICAÇÃO DE ESTRATÉGIAS DE CONTROLE SUPERVISÓRIO

Com base em diversos estudos já publicados sobre este tema, serão definidos alguns termos normalmente encontrados na literatura ao tratar de controles supervisionários, com uma descrição dos principais requisitos de cada método de controle e quais os resultados que podem ser obtidos. Estas informações servem de base para justificar a escolha do controle supervisão deste trabalho.

Informações como estado de carga das baterias ou acumuladores, velocidade do veículo e torque do motor são alguns exemplos de variáveis de estado importantes, enquanto informações como inclinação da pista e a ação do motorista sobre os pedais de aceleração e freio podem ser considerados como eventos externos independentes do tempo e todos podem ser utilizados para a tomada de decisões.

3.1.1 Controles causais e não-causais

Guzzella e Sciarretta (2013) classificam inicialmente as estratégias de controle supervisorio, ou de gerenciamento de energia, como métodos causais e não-causais. Os primeiros, também ditos *online*, analisam os valores das variáveis de estado e eventos externos e processam essas informações para a tomada de decisões durante o funcionamento do sistema, ou seja, o controle é reativo.

Estratégias causais frequentemente dependem do conhecimento empírico do projetista e são aprimorados através de experimentos e simulações, mas são mais simples de serem utilizados e podem ser aplicados em modelos dinâmicos e quase-estáticos. Alguns exemplos gerais são lista de regras, controle *fuzzy*, controles preditivos e estratégias de minimização de consumo equivalente, entre outras.

Por sua vez, devido à complexidade e o número de variáveis de estado presentes nos veículos, alguns estudos são direcionados à busca de métodos para estimar a capacidade máxima de redução de consumo de combustível. Estes são métodos ditos *offline* (M. SABRI; DANAPALASINGAM; RAHMAT, 2016), pois dependem de uma informação prévia sobre o perfil de velocidade e fornecem como resultado o controle ideal que deve ser aplicado para o veículo atender exatamente ao ciclo de trabalho especificado com o menor consumo de combustível possível.

Estes métodos necessitam de modelos matemáticos quase-estáticos ou mistos (onde apenas uma parte é modelada dinamicamente). Assim, informações de eventos externos e dinâmicas de controle são em geral desprezadas e por isso são também considerados não-causais, pois neste caso o controle é considerado ideal e não depende das informações de sensores e eventos externos.

Como em um caso real é provável que o perfil de velocidade varie mesmo em ciclos de trabalho repetitivos, como um ônibus de transporte público municipal, estes métodos são mais comumente usados como referência para análises comparativas do dimensionamento de componentes ou arquiteturas do veículo (SPRENGEL, 2015). Por outro lado, os resultados

podem ser usados como referência para análise de outras estratégias de supervisórios ou para derivar um controle causal (HARIA, 2016).

3.1.2 Controles heurísticos, ótimos e subótimos

Outra maneira de descrever uma estratégia de controle supervisório é quanto ao método aplicado para o desenvolvimento da mesma, assim sabe-se quais os resultados que podem ser esperados e como devem ser interpretados.

Os métodos heurísticos, por exemplo, são assim descritos pois usam o conhecimento técnico do projetista e informações de simulações, experimentos e bases de dados. O supervisório é desenvolvido de maneira empírica e é estruturado para interpretar variáveis de estado do sistema para tomar decisões, o que torna a estratégia causal (HUI; JUNQING, 2010).

De maneira geral, a base destes métodos são um conjunto de regras que podem ser aplicadas de diferentes maneiras ao sistema. O modo direto é pela definição de equações lógicas (booleanas) com base em dados do sistema, como foi aplicado em Bravo *et al.* (2018) e Zhang; Wang; Stelson (2017). Outras ferramentas utilizadas são lógica *fuzzy* (LEON QUIROGA; GONZALEZ MANCERA; GARCIA BRAVO, 2017; SALMASI, 2007), que permite interpolar a tomada de decisões de acordo com as entradas, e o uso de máquinas de estados que descrevem os modos de operação do sistema e realiza a troca entre eles de acordo com uma série de condições (GUZZELLA; SCIARRETTA, 2013; KURT, 2012; PISU; RIZZONI, 2007).

Este tipo de estratégia possui a aplicação mais direta em bancadas experimentais e veículos reais quando bem otimizadas, mas pode limitar a capacidade de economia de combustível no sistema pois é improvável que um conjunto de regras definidas heurísticamente determine com total precisão a melhor maneira que os componentes devem operar.

Esta última característica foi um dos incentivos que direcionou estudos para o controle ótimo e posteriormente subótimo. Um controle ótimo é um método normalmente não-causal que utiliza o conhecimento completo do ciclo de trabalho, e busca, em um veículo híbrido, minimizar o consumo de combustível ao fazer com que o sistema como um todo trabalhe com a melhor eficiência possível.

Duas estratégias frequentes deste tipo são a programação dinâmica, DP², (STELSON *et al.*, 2008; WU *et al.*, 2004) e a estratégia de minimização por consumo equivalente, ECMS³, (NÜESCH *et al.*, 2014). O primeiro caso utiliza o princípio de Bellman de otimalidade, que

² Do inglês *Dynamic Programming*.

³ Do inglês *Equivalent Consumption Minimization Strategy*.

afirma que uma estratégia ótima tem a característica de ser ótima independente do momento em que o sistema é avaliado e só necessita de informações sobre o estado atual do veículo (ONORI; SERRAO; RIZZONI, 2016). Já a ECMS está diretamente relacionada ao princípio mínimo de Pontryagin, que consiste em definir uma função matemática baseada no sistema que deve ser minimizada a cada passo da análise, de acordo com um modelo discretizado (ONORI; SERRAO; RIZZONI, 2016; YUAN *et al.*, 2013).

Como mencionado, é improvável que o perfil de velocidade de um veículo seja o mesmo em todos os casos, o que dificulta a aplicação dos métodos não-causais em um sistema real, além de não haver garantia que o controle dinâmico dos componentes do sistema se comportaria como esperado pelo controle ótimo. A alternativa encontrada foi desenvolver controles subótimos, que podem ser baseados nos resultados encontrados por DP ou ECMS.

Os controles ótimos adaptados (ONORI; SERRAO; RIZZONI, 2016) utilizam os resultados obtidos por DP, por exemplo, para extrair regras que definem a operação do sistema, que não mais irá operar de maneira ótima, mas estará situado próximo disso caso o ciclo de trabalho seja similar ao utilizado na análise. A dificuldade passa a ser interpretar os resultados e definir as condições adequadas para a operação dos componentes, normalmente resolvido pela aplicação de métodos que preveem o ciclo de condução ou que reconhecem padrões de direção do motorista (PISU; RIZZONI, 2007).

Um outro tipo de controle, que também pode ser classificado como subótimo mas tem uma estrutura causal é o controle preditivo por modelo, MPC⁴. No caso de controles supervi-sórios desenvolve-se um modelo discretizado simplificado do sistema que procura estimar como será o comportamento em um certo horizonte de tempo, o resultado obtido é aplicado e no passo seguinte recalcula-se o controle com base no estado atualizado do veículo (DEPPEN *et al.*, 2012). Com condições de contorno adequadas, esta estratégia pode apresentar bons resultados, mas pode exigir uma considerável capacidade computacional do sistema, devido à necessidade de recalcular os parâmetros a cada passo com base em um modelo da planta.

Em resumo, estratégias ótimas geralmente são usadas para estimar o desempenho da proposta de hibridização e para otimizar o sistema, o que inclui redimensionamento de componentes; controles subótimos envolvem estudos que buscam desenvolver métodos que não tenham requisitos computacionais elevados, para que possam ser aplicados em casos reais e métodos heurísticos são de fácil implementação em modelos e sistemas reais e apresentam resultados satisfatórios quando bem projetados, além de serem de fácil modificação.

⁴ Do inglês *Model Predictive Control*

3.1.3 Controle supervisorio aplicado ao hibrido hidraulico-pneumatico

Com base nas características descritas anteriormente, deve-se avaliar qual metodologia será aplicada para modelar o sistema, pois esta influenciará diretamente no desenvolvimento do supervisorio e qual estratégia será aplicada.

Controles ótimos normalmente usam modelos quase-estáticos pois a dinâmica dos componentes pode ser simplificada para reduzir o custo computacional, porém perde-se precisão nos resultados de comportamento do modelo em relação a um caso real (GUZZELLA; SCIARRETTA, 2013). De maneira similar, controles subótimos, quando derivados dos resultados ótimos, trazem o mesmo problema e exigem uma boa base de dados para a adaptação com base em padrões de condução ou de velocidade (ONORI; SERRAO; RIZZONI, 2016).

O híbrido hidráulico-pneumático foi modelado por meio da ferramenta MATLAB/Simulink®, que permite detalhar o sistema com base em fluxo de sinais por meio de uma ferramenta gráfica (WILSON; MANTOOTH, 2013). Este método considera a dinâmica dos componentes e permite uma boa representação do comportamento real, já que as partes hidráulica e pneumática foram validadas com auxílio da bancada experimental (BRAVO, 2017).

Esta modelagem dinâmica dos componentes por meio das equações diferenciais que descrevem a interação entre eles torna o modelo disponível dinâmico, o que dificulta a aplicação de métodos de estratégias ótimas. Assim, o controle supervisorio a ser aplicado consiste em uma estratégia causal, pois considera as variáveis de estado, perfil de velocidade e inclinação da pista para tomar decisões, e heurística, já que são definidas certas regras e condições de operação extraídas de análises empíricas do comportamento do sistema.

3.2 CONTROLE HEURÍSTICO CAUSAL: APLICAÇÃO DE MÁQUINA DE ESTADOS

No presente sistema as entradas do modelo são a velocidade desejada do veículo e a inclinação da pista, enquanto o gerenciamento de energia é projetado para selecionar modos de operação para o veículo com o intuito de regenerar e reutilizar a energia disponível no veículo em movimento.

Apesar da aplicação direta da lista de regras ser intuitiva, existe uma certa dificuldade em realizar a verificação de todas as condições, a ordem de prioridade e a integração entre componentes. A implementação de novas condições e modos de operação aumenta o número de regras e a complexidade do supervisorio, o que pode ser ainda mais recorrente com regras lógicas *fuzzy*, como pode ser visto em Liu (2017), onde um supervisorio simples para um híbrido elétrico em paralelo utiliza um total de 45 regras.

Esta limitação na avaliação e revisão de conjunto de regras também torna mais complexo o desenvolvimento de uma estratégia eficaz que apresente desempenho satisfatório em diferentes perfis de velocidade de ciclos de condução e inclinação de pista. Para isto, foi considerado para este trabalho o desenvolvimento de um controle supervisorio com uso de diagramas de transição de estados, que permitem uma modelagem gráfica que auxilia a análise e interpretação do controlador.

3.2.1 Autômatos finitos determinísticos e máquinas de estado finitas

Um conceito comum encontrado principalmente em temas da computação, sistemas de informação, automação e controle são os autômatos. É uma ferramenta que permite descrever sistemas discretos que não necessariamente variam com o tempo mas que são diretamente influenciados por eventos externos ou internos (CASSANDRAS; LAFORTUNE, 2010).

A teoria de autômatos se baseia no estudo de linguagens formais, que buscam descrever as linguagens naturais (como inglês e francês) de forma matemática (ROSA, 2015). Esta metodologia permitiu desenvolver gramáticas livres de contexto, que poderiam ser utilizadas para descrever linguagens de programação.

A vantagem de autômatos é que eles podem ser descritos graficamente através de um diagrama de estados, o que facilita a interpretação do sistema, ou através de uma linguagem formalizada, que permite uma verificação matemática para identificar inconsistências no modelo (RAMOS; NETO; VEGA, 2009).

Será descrito brevemente um exemplo de um autômato finito determinístico⁵ (AFD ou DFA⁶), uma classe básica de autômatos, para a introdução de conceitos. Alguns termos relevantes que serão usados, com uma descrição simples e informal, são:

- Estado: Define em que etapa do seu funcionamento o autômato se encontra em um dado momento – representado graficamente por um círculo;
- Símbolo de entrada: Indica ao sistema que pode ocorrer uma troca de estados;
- Alfabeto: É o conjunto de todos os símbolos de entrada de um autômato;
- Transição: Mais relevantes na representação gráfica, indicam quais os caminhos possíveis entre estados. Em AFDs, ao menos um evento acompanha cada transição para indicar quando ela ocorre;

⁵ O termo determinístico se refere à restrição de que, independentemente do número de transições de saída de um estado, um símbolo só pode ativar uma única transição, de modo que apenas um outro estado é alcançável

⁶ Do inglês *Deterministic Finite Automaton*

- Função de transição: relaciona estado atual e símbolos com o novo estado que será atingido – representa as transições na linguagem formal.

De acordo com Ramos, Neto e Vega (2009) e Rosa (2015), a definição formal de um autômato finito determinístico M é uma quintupla $(Q, \Sigma, \delta, q_0, F)$, onde

Q é um conjunto finito de estados,

Σ é um alfabeto de símbolos finito e não-vazio de entrada,

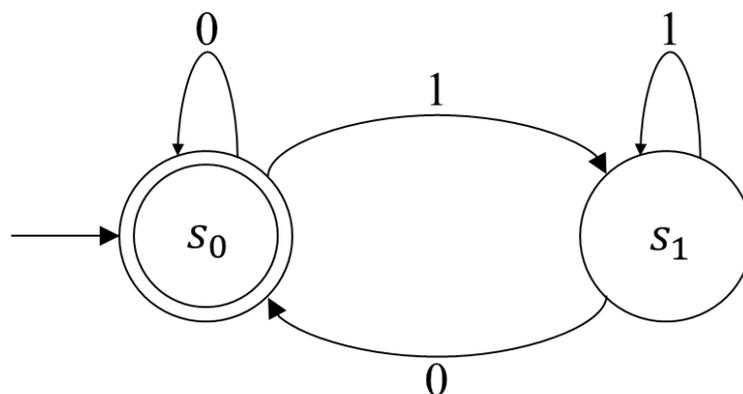
$\delta: Q \times \Sigma \rightarrow Q$ é a função de transição do estado,

$q_0 \in Q$ é o estado inicial,

$F \subset Q$ é o conjunto de estados finais.

A Figura 3.1 mostra um autômato M com dois estados, duas transições e dois símbolos de entrada. Cada transição possui um símbolo que indica quando ela pode ocorrer e a seta livre indica o estado inicial (s_0). Este autômato então inicia no estado s_0 , ao identificar o símbolo 1 a transição é executada e o autômato entra no estado s_1 e, se identificar em seguida o símbolo 0, ele retorna ao estado s_0 . Em AFDs especificamente, é necessário indicar o estado que será atingido para cada símbolo do alfabeto, mesmo que o autômato não mude efetivamente de estado, por exemplo, do estado s_1 e com o símbolo 1 ele deve permanecer em s_1 . Por fim, considera-se que um AFD concluiu sua função somente se estiver no estado final ou de aceitação – indicado pelo círculo duplo, neste caso também s_0 .

Figura 3.1 – Autômato finito determinístico: AFD



Fonte: Elaborado pelo autor

Algebricamente, este autômato pode ser descrito por

$$M = (Q, \Sigma, \delta, q_0, F),$$

$$Q = \{s_0, s_1\},$$

$$\Sigma = \{0, 1\},$$

$$\delta(s_0, 0) = s_0,$$

$$\delta(s_1, 0) = s_0,$$

$$\delta(s_0, 1) = s_1,$$

$$\delta(s_1, 1) = s_1,$$

$$q_0 = s_0,$$

$$F = \{s_0\}.$$

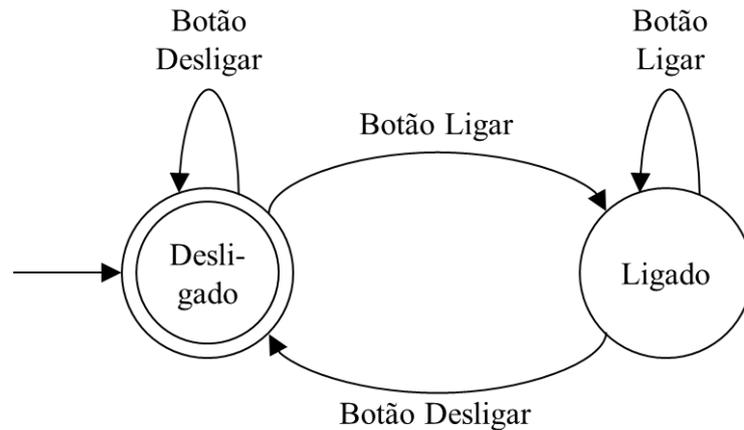
Esta classe apresentada anteriormente serve como introdução ao conceito de autômatos, mas outros tipos, como não-determinísticos, onde um mesmo símbolo pode levar a um ou mais estados diferentes, são frequentemente utilizados para descrever sistemas mais complexos (CASSANDRAS; LAFORTUNE, 2010). A formalização da linguagem é o que permite que estes sistemas sejam verificados e validados através de técnicas específicas, mas que não são do interesse deste trabalho e por isso este tópico não será detalhado.

Um AFD também pode ser denominado uma máquina de estados finita determinística. Autômatos são normalmente usados na computação e com foco na validação matemática e introdução de conceitos, enquanto máquinas de estado aparecem em descrições mais práticas de sistemas. No caso de máquinas de estado, alguns termos podem ser atualizados para

- Estado: indica a condição em que o sistema se encontra que, por exemplo, pode estar ligado ou desligado. A nomenclatura do estado geralmente segue essa caracterização.
- Eventos: desempenham a função dos símbolos de entrada, mas nas máquinas de estado geralmente utiliza-se uma nomenclatura relacionada com um acontecimento real, como acionamento de um botão.

Com isto, pode-se utilizar o mesmo autômato anterior para descrever uma máquina ligada ou desligada, com uma nomenclatura mais específica, como disposto na Figura 3.2. Os dois eventos são então o ato de acionar um botão para ligar e outro para desligar. Nota-se também que, se estiver desligado, acionar o botão desligar, evento desligar, não modifica o estado.

Figura 3.2 – Máquina de estados finita determinística para liga/desligar um equipamento



Fonte: Elaborado pelo autor

3.2.2 Máquinas de Mealy e Moore

A ferramenta apresentada até o momento permite descrever o funcionamento de um sistema e sua interação com eventos, mas não fornece um modo de se comunicar com o meio externo. Para o detalhamento posterior da ferramenta em uso neste trabalho, é interessante descrever brevemente algumas soluções existentes para este problema. Duas propostas foram elaboradas para permitir que um autômato finito gere uma saída para o sistema, como um sinal de comando para uma válvula ou um aviso ao usuário, as Máquinas de Mealy e de Moore (RAMOS; NETO; VEGA, 2009; ROSA, 2015).

3.2.2.1 Máquinas de Moore

Esta proposta inclui um alfabeto de saída Δ , que também é uma lista de símbolos, o qual está diretamente associado aos estados do autômato. A descrição formal passa a ser uma sétupla $M = (Q, \Sigma, \delta, q_0, F, \Delta, \delta_o)$, onde

Q é um conjunto finito de estados,

Σ é um alfabeto de símbolos finito e não-vazio de entrada,

$\delta: Q \times \Sigma \rightarrow Q$ é a função de transição do estado,

$q_0 \in Q$ é o estado inicial,

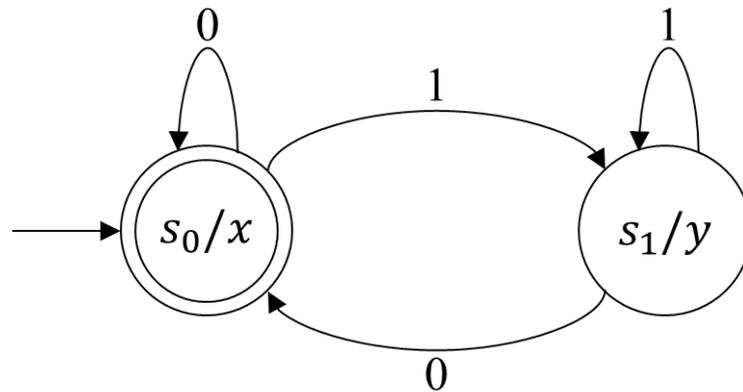
$F \subseteq Q$ é o conjunto de estados finais,

Δ é o alfabeto de símbolos de saída,

$\delta_o: Q \rightarrow \Delta$ é a função que traduz um estado em um símbolo de saída.

Esta máquina é então desenvolvida para associar cada estado de Q com um símbolo de Δ , e esta informação é transmitida ao meio externo, usuário ou sistema sempre que o estado é ativado. A Figura 3.3 mostra uma máquina de Moore baseada no AFD apresentado anteriormente, mas neste caso o estado s_0 fornece uma saída x e o estado s_1 fornece a saída y .

Figura 3.3 – Máquina de Moore com dois estados e duas saídas



Fonte: Elaborado pelo autor

A descrição algébrica é similar à do AFD, porém com a inclusão de

$$\Delta = \{x, y\},$$

$$\delta_o(s_0) = x,$$

$$\delta_o(s_1) = y.$$

3.2.2.2 Máquina de Mealy

Neste caso também existe um alfabeto de saída Δ , com os símbolos associados principalmente à transição – e aos símbolos de entrada de Σ , mas dependem também do estado de Q ativo no momento da transição. A descrição formal também é uma sétupla $M = (Q, \Sigma, \delta, q_0, F, \Delta, \delta_o)$, porém com diferença na definição de δ_o , tal que

Q é um conjunto finito de estados,

Σ é um alfabeto de símbolos finito e não-vazio de entrada,

$\delta: Q \times \Sigma \rightarrow Q$ é a função de transição do estado,

$q_0 \in Q$ é o estado inicial,

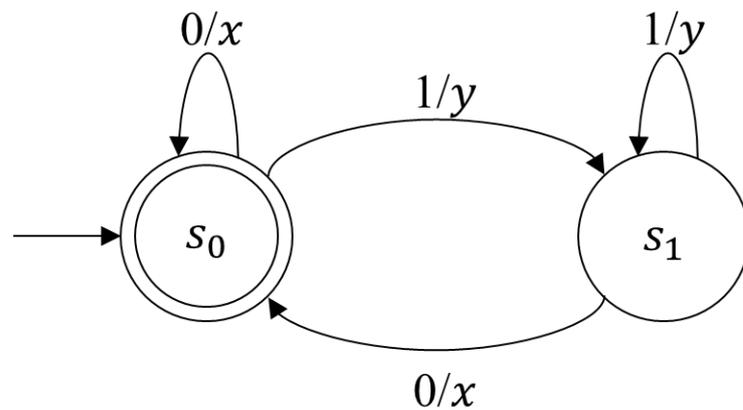
$F \subseteq Q$ é o conjunto de estados finais,

Δ é o alfabeto de símbolos de saída,

$\delta_o: Q \times \Sigma \rightarrow \Delta$ é a função que traduz uma dupla estado atual e símbolo de entrada em um símbolo de saída.

Uma versão do AFD como máquina de Mealy está representada na Figura 3.4. Destaca-se que a função deste autômato é a mesma da máquina de Moore anterior, pois sempre que o autômato vai ao estado s_1 ele gera uma saída y . A diferença consiste no fato de que o sistema deve considerar o estado em que se encontra na hora da transição, assim para que a saída y seja gerada é necessário estar em s_0 ou em s_1 e identificar uma transição 1, sendo insuficiente apenas a informação do estado.

Figura 3.4 – Máquina de Mealy com dois estados e duas saídas



Fonte: Elaborado pelo autor

A descrição algébrica também se mantém como na máquina de Moore, com exceção de δ_o , assim

$$\Delta = \{x, y\},$$

$$\delta_o(s_0, 0) = x, \quad \delta_o(s_0, 1) = y,$$

$$\delta_o(s_1, 0) = x, \quad \delta_o(s_1, 1) = y.$$

A principal diferença entre estas duas máquinas é no tempo necessário para se gerar a saída, uma vez que a máquina de Moore necessita que o estado seja ativado, a proposta de Mealy permite gerar a saída logo que a transição é confirmada, assim, em termos computacionais, esta segunda é capaz de reagir e modificar o sistema mais rapidamente.

3.3 HAREL STATECHARTS E MATLAB/STATEFLOW®

As primeiras ferramentas apresentadas (autômatos e máquinas de estado) permitem descrever um sistema, ou ao menos uma abstração do mesmo, com base em seu comportamento. Quando o interesse é não apenas descrever, mas também agir ou controlar, as máquinas de Moore e Mealy podem ser aplicadas. No entanto, todas apresentam um problema em comum, a explosão de estados.

Com base tanto nos diagramas de estados como na descrição formal, a modelagem de máquinas de estados e autômatos exigem a criação de um novo estado sempre que alguma nova situação for considerada na análise (HAREL *et al.*, 1987). Outro problema é a existência de um estado que pode ser alcançado a qualquer instante, por exemplo, uma máquina pode ser desligada sempre que desejado, e isto torna necessário especificar graficamente as transições de cada um dos outros estados para o estado *desligado*. Caso a máquina deva possuir uma memória e retornar ao estado em que estava quando for religada, torna-se obrigatório especificar com novas transições o caminho contrário.

Harel (1987) propôs uma alternativa, chamada *statecharts*, que combina as características das máquinas de Mealy e Moore e adiciona ao novo diagrama de estados as propriedades de hierarquia, simultaneidade e comunicação interna. Seu principal objetivo era simplificar a descrição de sistemas complexos e reativos, que devem responder à eventos internos e externos que podem ocorrer em um instante qualquer.

Os *statecharts* permitiram o desenvolvimento posterior de diversas ferramentas gráficas baseadas na proposta de Harel. Pode-se citar como exemplos o pacote *StateMachines*⁷ proposto pela UML®⁸, que consiste em um conjunto de orientações para a modelagem de sistemas complexos (OMG, 2020) e a ferramenta Stateflow® (THE MATHWORKS INC., 2012) disponível no software MATLAB/Simulink®, utilizada neste trabalho.

As várias características dos *statecharts* estão descritas com base em um exemplo de um relógio de pulso em Harel (1987), enquanto neste texto serão apresentados os atributos mais relevantes para o entendimento do sistema de controle supervisorio aplicado. Esta ferramenta já foi aplicada em outros estudos sobre veículos híbridos com foco na descrição dos estados do veículo para a tomada de decisões (PISU; RIZZONI, 2007; PRITHVIRAJ, 2017).

O principal objetivo deste tópico é apresentar as propriedades adicionais dos *statecharts* como são exibidas no Stateflow® e que são relevantes para o entendimento deste

⁷ Nome usado para descrever as máquinas de estados propostas pela UML.

⁸ Do inglês *Unified Modelling Language*.

trabalho, com omissão de características que não são pertinentes para o entendimento do controle supervisorio desenvolvido, mas que podem ser encontradas em Harel (1987), Harel *et al.* (1987) e Harel; Naamad (1996). Também se optou por seguir a representação gráfica com retângulos ao invés de círculos para estados por permitirem um melhor uso do espaço e estarem de acordo com o formalismo visual proposto para os *statecharts*.

3.3.1 Hierarquia: profundidade, superestados e refinamento

Esta é a primeira propriedade que permite reduzir o número de transições a serem exibidas pelo modelo em relação às máquinas de estado tradicionais. Os *statecharts* aceitam que alguns estados sejam superestados com estados internos, quando possuem certa propriedade em comum. Um superestado pode ser criado para englobar outros estados, o que é chamado de agrupamento, enquanto o refinamento consiste em transformar um estado em superestado ao adicionar novos estados internos a ele.

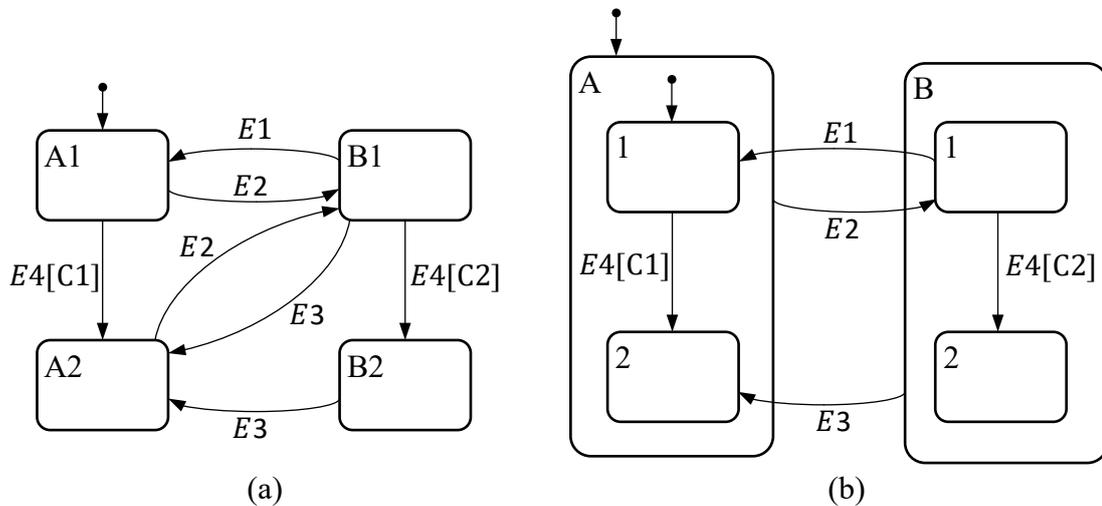
Outra inclusão é não limitar uma transição entre estados com base apenas em um evento, assim uma condição pode ser adicionada, de modo que a transição só é executada se o evento ocorrer e a condição for confirmada. A Figura 3.5 (a) mostra uma máquina de estados qualquer com quatro estados e transições entre eles, enquanto a Figura 3.5 (b) mostra o diagrama de estados equivalente por meio dos *statecharts* com hierarquia.

Nestes modelos os estados tem denominação livre, mas neste caso usa-se A1, A2, A3 e A4, os símbolos $E1, E2, E3$ e $E4$ são eventos e os símbolos $C1$ e $C2$ são condições e por isso aparecem entre colchetes, assim o sistema só pode ir do estado A1 para o estado A2 se identificar o evento $E4$ e confirmar que a condição $C1$ é satisfeita, por exemplo.

Uma das vantagens dos *statecharts* pode ser visualizada com base no evento $E2$, que permite a transição para B1 tanto de A1 quanto de A2, o que pode ser considerado como uma propriedade em comum entre os estados A1 e A2. A proposta de Harel permite então criar um superestado A que engloba os estados 1 e 2 e a transição para B1 pelo evento $E2$ ocorre com origem no estado A, o que reduz o número de transições que devem ser exibidas. Algo similar ocorre nas transições de B1 e B2 para A2, quando o evento $E3$ é identificado.

A conexão também pode ser feita entre subestados diretamente, como na transição de B1 para A1 pelo evento $E1$, que se torna uma transição entre o estado B.1 (a separação por ponto indica que este é o estado 1 do superestado B) e A.1 (estado 1 de A). Por fim, é necessário indicar o superestado inicial, neste caso A, e seu subestado inicial, A.1, enquanto para B isto não é necessário pois qualquer transição de A para B leva apenas a B.1.

Figura 3.5 – Diferença na representação gráfica de *statecharts*. (a) Convencional. (b) Com hierarquia



Fonte: Elaborado pelo autor

3.3.2 Ortogonalidade

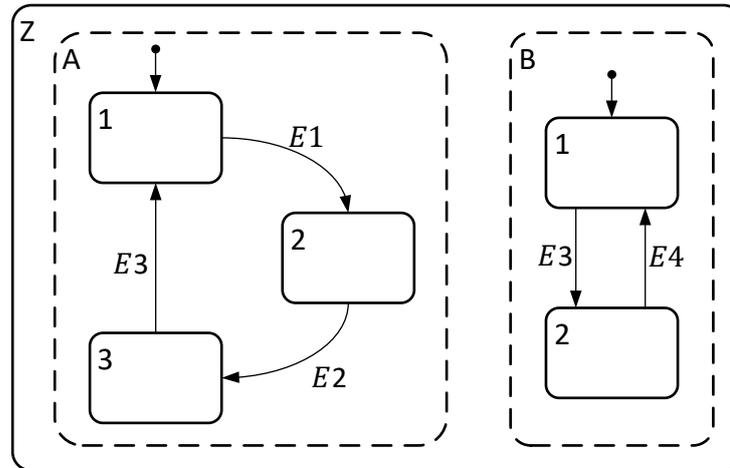
Os autômatos tradicionais representam sistemas XOR⁹ (ou exclusivo), pois somente um estado pode estar ativo em um determinado momento. Os *statecharts* também permitem definir que mais de um estado pode estar ativo ao mesmo tempo quando descrevem funções que trabalham em paralelo (HAREL, 1987). Isto é chamado de decomposição AND e também pode ser entendido como: se um estado está ativo e está definido para aceitar o paralelismo, então todos os seus estados internos estão ativos ao mesmo tempo.

Um exemplo simples para este caso pode ser visto em um relógio de pulso digital, que deve ser capaz de exibir o horário ao mesmo tempo em que uma certa atividade é cronometrada. A representação de uma situação genérica de ortogonalidade pode ser vista na Figura 3.6 a seguir, com a representação gráfica utilizada no Stateflow®, cujos estados que atuam em paralelo são indicados com contorno tracejado.

Esta figura indica que se Z estiver ativo, então A e B estarão ativos ao mesmo tempo. Os estados paralelos operam como um superestado normal, de modo que, se o sistema estiver em Z.A.3 e Z.B.1 e o evento E3 ocorrer, então serão ativados os estados Z.A.1 e Z.B.2 simultaneamente, porém se em seguida ocorrer o evento E4, o sistema permanecerá em Z.A.1 mas voltará para Z.B.1.

⁹ Refere-se à terminologia de portas lógicas e indica que a saída será verdadeira se apenas uma das entradas for satisfeita.

Figura 3.6 – Exemplo de paralelismo (decomposição AND) em um *statechart*



Fonte: Elaborado pelo autor

O termo ortogonalidade deriva da descrição que Z é o produto ortogonal de A e B, pois uma representação equivalente deste diagrama de estados sem paralelismo seria o produto entre estados de A e B, ou seja, ter-se-ia um total de 6 estados que consideram todas as combinações de subestados (A1-B1, A1-B2, A2-B1, A2-B2, A3-B1, A3-B2), além da inclusão de todas as transições entre estas novas combinações.

A simplificação que decorre desta propriedade para a descrição de um sistema complexo é a facilidade de modelar todas as partes de maneira independente e depois incluir as relações ou dependências entre A e B por meio de eventos e/ou condições. Isto também reduz o número de estados necessários, pois o resultado de 6 estados do produto ortogonal decorre de A e B serem compostos de 3 e 2 estados no exemplo anterior, respectivamente, o que mostra que se cada componente A e B possuísse 10 estados, o resultado final da máquina convencional seria um total de 100 estados.

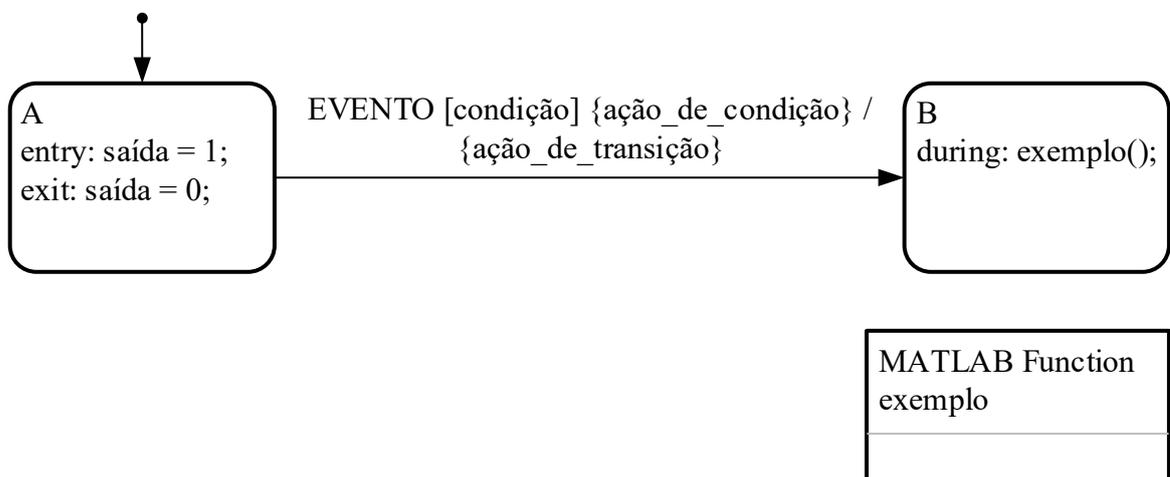
3.3.3 Ações, condições e ordem de execução no Stateflow®

Como mencionado, um dos objetivos no formalismo dos *statecharts* é combinar as capacidades de máquinas de Mealy e Moore. Ambas consideram a possibilidade de enviar saídas, ou ordens de controle, para o ambiente externo a partir de transições ou estados, respectivamente. A proposta de Harel permite as duas opções, além de adicionar outras funcionalidades, porém para facilitar o entendimento, as propriedades descritas a seguir são baseadas no funcionamento do Stateflow®, pois sua implementação possui algumas diferenças e adaptações na representação gráfica.

Com base nas máquinas de Moore, o *statechart* pode enviar comandos ou fornecer informações quando se encontra em um estado. Para melhor permitir a descrição de sistemas reais, estas informações podem ser executadas ao entrar no estado, durante o período em que está ativo ou na saída (informadas com o uso dos termos *entry*, *during*, *exit*, respectivamente).

Já em relação às máquinas de Mealy, o sistema pode executar uma ação de condição, que ocorre após a identificação do evento e da confirmação de condição aceita, e uma ação de transição, que é efetuada no momento que a transição “está ativa”, pois ocorre após sair do estado atual e logo antes do sistema entrar no estado seguinte. A Figura 3.7 mostra como as informações são dispostas no diagrama para os casos anteriores.

Figura 3.7 – Propriedades do Stateflow® para declaração de condições e ações



Fonte: Elaborado pelo autor

O exemplo anterior mostra o estado inicial A com duas ações, neste caso ao entrar no estado o valor da variável “saída” passa a ser 1 e ao sair este valor é modificado para 0. O estado B utiliza a ação *during*, que deve ocorrer enquanto o estado estiver ativo, por isso chama-se uma função *exemplo()*, que pode ser vista logo abaixo do estado e consiste em um código a ser executado enquanto o estado B estiver ativo.

Já na transição apresenta-se todas as possibilidades de comandos permitidas: ela será executada se um evento for identificado e a condição, entre colchetes, for satisfeita. Em seguida a ação de condição é executada, o sistema desativa o estado A e o comando definido em *exit* é realizado. Com a transição confirmada, a última etapa é a execução ação de transição, que ocorre antes do estado B ser ativado.

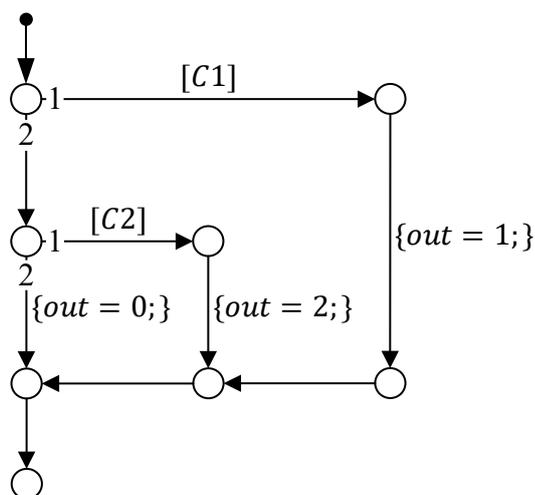
Para auxiliar na descrição de sistemas, as etapas da transição ocorrem na exata ordem descrita anteriormente e devem ser levadas em consideração na modelagem. Também é

importante ressaltar que qualquer um dos parâmetros descritos pode ser ocultado, se for do interesse do projetista, ao ponto que uma transição pode ocorrer sem eventos, condições ou ações.

Outra modificação relevante em relação aos *statecharts* tradicionais é a necessidade de definir uma sequência de execução para estados paralelos (AND) e transições. Isto serve para especificar qual a ordem de prioridade de análise dos estados e qual a transição que deve ocorrer caso mais de um evento ocorra ou várias condições sejam satisfeitas. Além das funções em código, o Stateflow® também permite a implementação de chamadas para funções em MATLAB/Simulink®, tabelas verdade e funções gráficas, que podem ser usadas para modelar fluxogramas e descrever lógicas *if-else*, *while*, *for*, entre outras, além de também poderem gerar eventos e ações.

A Figura 3.8 a seguir apresenta um exemplo de função gráfica para uma lógica *if-elseif-else* que define diferentes valores para uma variável de saída *out* de acordo com a condição satisfeita (*C1*, *C2* ou nenhuma das duas). Destaca-se também que a ordem de execução deve ser definida para garantir que as condições serão avaliadas, pois se se estivesse trocada, como as transições verticais à esquerda do gráfico são livres, elas seriam realizadas assim que o nó (indicado por um círculo vazio) fosse ativado e as condições nunca seriam avaliadas. Esta forma construtiva é baseada nas recomendações da MAAB (*MathWorks Automotive Advisory Board*) (THE MATHWORKS INC., 2012), que propõe métodos de modelagem para o uso isoladamente ou em conjunto do MATLAB®, Simulink® e Stateflow®.

Figura 3.8 – Exemplo de função gráfica com lógica *if-elseif-else*



Fonte: Elaborado pelo autor

Uma condição também pode incluir lógica booleana para considerar mais do que uma situação, o que reduz o número de eventos que são declarados ao sistema nas máquinas de estados tradicionais. Por exemplo, um componente pode estar ligado ou desligado, então o evento gerado pelo acionamento de um botão liga/desliga seria distinto de acordo com a situação, enquanto a proposta dos *statecharts* permite considerar apenas um evento “acionamento do botão” e avaliar diretamente nas condições se a máquina está desligada ou ligada. Por fim, uma transição também pode avaliar lógica temporal, por exemplo, só permitir sua execução após certo tempo (comando *after*).

As características apresentadas anteriormente cobrem apenas parte das propriedades do Stateflow®, mas são suficientes para o entendimento deste trabalho. Um maior detalhamento sobre a ordem de execução de transições e estados e uma lista completa de ações, lógicas de condições e funções pode ser encontrada em The Mathworks Inc. (2020).

3.4 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Neste capítulo foram introduzidos alguns conceitos aplicados ao controle supervisão de veículos híbridos. Inicia-se com um detalhamento sobre controles causais e não-causais, o primeiro usa informações de variáveis de estado e ações externas para tomar decisões, enquanto o segundo assume um ciclo de trabalho e estima o comportamento necessário dos componentes para atendê-lo.

A combinação do tipo de controle que se deseja aplicar com o tipo de modelo matemático permite optar por um controle heurístico, ótimo ou subótimo. O primeiro aplica conhecimentos pessoais e dados experimentais e de simulação para desenvolver o supervisão, como lista de regras, *fuzzy* ou máquinas de estado, enquanto os outros dois métodos determinam o comportamento ideal, programação dinâmica ou ECMS, ou próximo deste, MPC, sem detalhar a dinâmica do sistema.

Com estas informações e o fato de o modelo matemático do híbrido hidráulico-pneumático ter sido desenvolvido em MATLAB/Simulink® por fluxo de sinais, optou-se por desenvolver um novo supervisão heurístico baseado nos *statecharts*, com uso da ferramenta Stateflow®. Esta se baseia na teoria de autômatos para descrever sistemas discretos e regidos por eventos e nas máquinas de Mealy e Moore, que adicionam uma maneira de interagir com o meio externo. As principais características da ferramenta foram detalhadas, como paralelismo, ações, eventos, condições e ordem de execução.

4 VEÍCULO HÍBRIDO HIDRÁULICO-PNEUMÁTICO

O modelo matemático existente do híbrido hidráulico-pneumático se baseia nas equações diferenciais que descrevem os componentes e foi construído em MATLAB/Simulink® a partir de fluxo de sinais para considerar a dinâmica de componentes e se aproximar do caso real por validação experimental (BRAVO *et al.*, 2018).

Com estas informações, optou-se pelo desenvolvimento de um controle supervisor baseado em máquinas de estados que permitisse descrever o comportamento do sistema completo e tomar decisões com base nestas informações e nas variáveis de estado. Assim, aplica-se um método heurístico que se baseia em uma análise técnica do sistema e a partir de resultados de simulação.

Será descrito neste capítulo as partes mais relevantes do modelo matemático baseado nas equações diferenciais dos componentes mecânicos, hidráulicos e pneumáticos. Serão detalhadas, quando necessário, modificações e adições realizadas ao modelo para melhor descrever o comportamento do veículo.

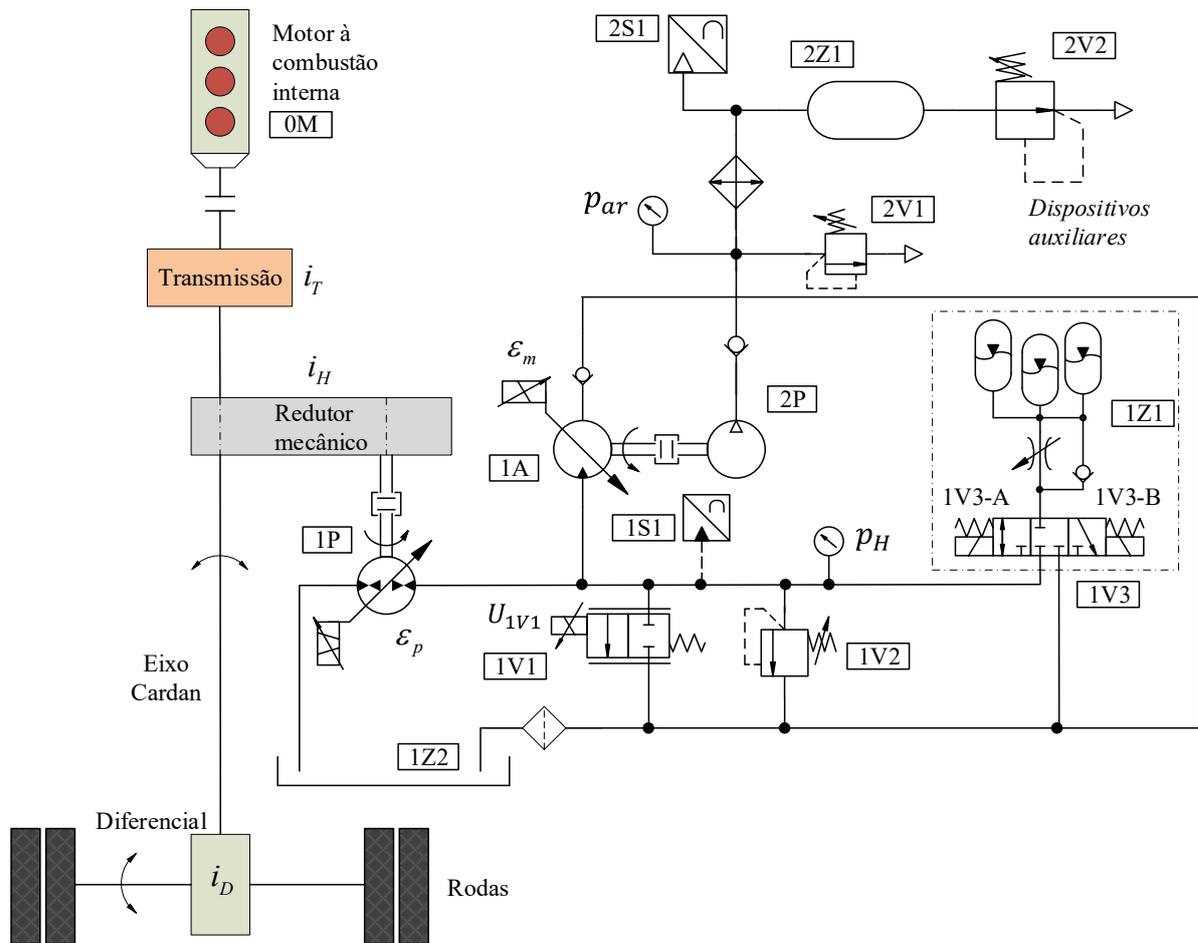
4.1 DESCRIÇÃO DA PROPOSTA DE HIBRIDIZAÇÃO

A proposta desenvolvida foca em um sistema de hibridização para veículos pesados e que podem trafegar por longas distâncias em períodos de declive. A opção por uma solução hidráulica deriva da alta densidade de potência dos acumuladores, útil nos períodos de frenagem para que se possa absorver a grande quantidade de energia disponível na classe de veículos em estudo.

Devido à alta inércia do sistema, o projeto sugere um sistema paralelo auxiliar, de modo que o motor à combustão permanece como a principal fonte de potência, pois o sistema hidráulico necessário para a implementação de uma solução em série ou *power split* exigiria componentes de alta potência de custo, peso e dimensões proibitivas.

Por outro lado, acumuladores possuem baixa densidade energética, o que tornaria os períodos de recuperação curtos. Assim, a proposta inclui uma parte pneumática para geração de ar comprimido que permite manter o sistema ativo em períodos de frenagem longa ou em trajetos em declive onde a velocidade deve ser controlada. A Figura 4.1 mostra o diagrama detalhado do circuito proposto com mais informações sobre a disposição dos componentes e a ligação entre eles.

Figura 4.1 – Diagrama do sistema hidráulico-pneumático



Fonte: adaptado de Bravo, 2017

Legenda:

0M: Motor à combustão interna

1P: Bomba/motor hidráulica

2P: Compressor de ar alternativo

1A: Motor hidráulico

1Z1: Conjunto de acumuladores tipo be-xiga de alta pressão

1Z2: Reservatório hidráulico de baixa pressão

2Z1: Reservatório de ar comprimido

1S1 e 2S1: Transdutores de pressão

1V1: Válvula direcional proporcional 2/2

1V2, 2V1, 2V2: Válvulas de controle de pressão

1V3: Válvula direcional 3/3

Observa-se que por ser uma solução em paralelo, caso o redutor mecânico i_H esteja desacoplado, tem-se um veículo convencional em funcionamento, onde toda a potência é fornecida pelo motor à combustão 0M. O redutor é dimensionado para que, quando acoplado, aumente o torque de frenagem regenerativa.

A energia hidráulica pode então ser transferida para o motor hidráulico 1A e para a válvula 1V3 responsável por conectar os acumuladores 1Z1 à linha, enquanto a válvula proporcional 1V1 permite retornar o fluido pressurizado para o reservatório 1Z2 e a válvula 1V2 atua como limitadora de pressão. O motor hidráulico é acoplado ao compressor de ar 2P responsável pelo carregamento do reservatório 2Z1 do veículo, a válvula 2V1 limita a pressão da linha pneumática e a válvula 2V2 controla a passagem de fluido para os sistemas do veículo que requerem ar comprimido.

Durante a frenagem (ou controle de velocidade em declive) a bomba/motor pressuriza a linha hidráulica e carrega os acumuladores e/ou movimenta o motor hidráulico, o controle do seu deslocamento volumétrico permite variar o torque de frenagem aplicado, enquanto a variação do deslocamento volumétrico do motor é utilizada para controlar a velocidade angular do compressor de ar. A bomba/motor é dimensionada para fornecer torque de frenagem, enquanto a potência do motor menor por ser calculada para atender ao compressor de ar, por isso a válvula 1V1 é utilizada para desviar parte da vazão do sistema caso necessário.

Com os acumuladores carregados, o controle supervisão pode decidir por utilizar esta energia para acelerar o veículo, de modo que a bomba/motor é capaz de fornecer um torque auxiliar ao motor à combustão e reduzir seu consumo de combustível. Nestes períodos, o deslocamento do motor hidráulico permanece nulo para que todo o fluido seja direcionado à bomba/motor.

A proposta de Bravo (2017) substituiu o compressor de ar convencionalmente acoplado ao motor à combustão pelo sistema pneumático descrito anteriormente. Assim, se a pressão de ar comprimido ficar abaixo do patamar de segurança, o controle supervisão deve avaliar se é possível utilizar a energia armazenada nos acumuladores para acionar o motor hidráulico ou se é necessário utilizar o motor à combustão para suprir a potência necessária para o acionamento da bomba a fim de fornecer a vazão necessária para a operação do motor hidráulico.

Com base nas funcionalidades descritas acima, Bravo (2017) definiu cinco modos de operação para o veículo híbrido. Dois são direcionados à recuperação de energia, quando se está trafegando em declive com velocidade constante e durante a frenagem efetiva para redução de velocidade, denominados de modos de Frenagem Regenerativa 1 e 2, respectivamente. Quando a pressão pneumática no reservatório 2Z1 está baixa o sistema pode ativar os modos de Carregamento 1 ou 2, o primeiro quando deve-se utilizar o motor à combustão e o segundo quando se tem energia disponível nos acumuladores. Por fim, o último modo é chamado de Auxiliar de Potência e é ativado quando se deseja acelerar o veículo e os acumuladores estão suficientemente carregados para que a bomba/motor forneça o torque auxiliar.

4.2 MODELAGEM DO SISTEMA

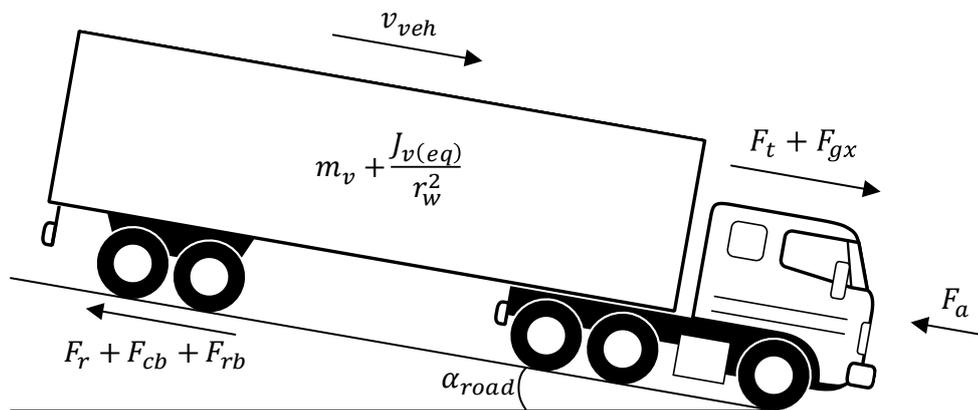
4.2.1 Modelo matemático do veículo

O veículo é tratado com base em equações clássicas da mecânica de corpo rígido conforme apresentado em Guzzella e Sciarretta (2013). De acordo com a Figura 4.2, tem-se que

$$F_t - F_a - F_r - F_{cb} - F_{rb} + F_g = \left(m_v + \frac{J_{v(eq)}}{r_w^2} \right) \frac{dv_{veh}}{dt}, \quad (1)$$

onde F_t [N] é a força de tração fornecida pelo motor à combustão, F_a [N] é a força de arrasto aerodinâmico, F_r [N] deriva da resistência de rolamento, F_{cb} [N] e F_{rb} [N] são as forças aplicadas, respectivamente, pelo freio convencional e pelo freio regenerativo e F_{gx} [N] é a componente tangencial da força devido a gravidade, cujo sinal positivo indica que ela auxilia na aceleração do veículo, com a inclinação α_{road} [rad] positiva. O somatório de forças também deve incluir o efeito de inércia das partes rotativas (como eixo do motor diesel, eixo cardan, transmissão etc.), que é modelado como uma massa adicional dependente da inércia equivalente $J_{v(eq)}$ [kg.m²] e do raio das rodas r_w [m] e é somada à massa total do veículo m_v [kg] à direita da equação.

Figura 4.2 – Diagrama de corpo livre de um veículo



Fonte: Elaborado pelo autor

Com base no trabalho desenvolvido por Bravo (2017), tem-se que a força de tração pode ser modelada por

$$F_t = \frac{\tau_w}{r_w} = \frac{\tau_e i_T \eta_{mT} i_D \eta_{mD}}{r_w}, \quad (2)$$

tal que τ_w [N.m] é o torque nas rodas, τ_e [N.m] é o torque fornecido pelo motor à combustão, i_T é a relação da transmissão do veículo e η_{mT} a sua eficiência mecânica e i_D e η_{mD} são a relação de transmissão e a eficiência mecânica do diferencial, respectivamente. Quanto às forças contrárias ao movimento tem-se que

$$F_a = \frac{1}{2} \rho_{air} v_{veh}^2 A_f C_{D,a}, \quad (3)$$

onde ρ_{air} [kg/m³] é a massa específica do ar, A_f [m²] é a área frontal do veículo e $C_{D,a}$ é o coeficiente de arrasto aerodinâmico. A força de atrito devido aos rolamentos é calculada por

$$F_r = m_v g C_r \cos(\alpha_{road}), \quad (4)$$

onde g [m/s²] é a aceleração da gravidade e C_r o coeficiente de atrito de rolamento.

As forças de frenagem regenerativa e convencional são descritas, respectivamente, por

$$F_{rb} = \frac{\tau_p i_H i_D}{\eta_{mp} r_w} e \quad (5)$$

e

$$F_{cb} = \frac{\tau_{cb}}{r_w} = \frac{K_{cb} a_{brake}}{r_w}, \quad (6)$$

onde τ_p [N.m] é o torque mecânico no eixo da bomba, i_H é a relação de transmissão do redutor mecânico, η_{mp} é a eficiência mecânica da bomba, τ_{cb} [N.m] é o torque aplicado pelos freios convencionais e K_{cb} [N.m] é o ganho de torque de frenagem definido com base em resultados de simulação para atender à desaceleração em ciclos de condução com períodos de frenagem intensa e a_{brake} é a posição do pedal de freio, que varia entre 0 e 1 (CHOI *et al.*, 2009; ONORI; SERRAO; RIZZONI, 2016).

Por fim, a força tangencial devido a ação da gravidade é modelada por

$$F_{gx} = m_v g \sin(\alpha_{road}). \quad (7)$$

A comparação entre diferentes veículos ou entre soluções híbridas é normalmente feito com base no consumo específico de combustível BSFC definido em [g/kWh] (ou [kg/J] no sistema internacional de unidades) e calculado como a relação entre a vazão mássica de

combustível consumida \dot{m}_f [kg/s] e a potência P_e [W] fornecida pelo motor à combustão, obtida pelo produto do torque τ_e pela velocidade angular ω_e [rad/s], ou seja,

$$BSFC = \frac{\dot{m}_f}{P_e} = \frac{\dot{m}_f}{\tau_e \omega_e}. \quad (8)$$

Para a análise do veículo híbrido hidráulico-pneumático, pode ser útil avaliar o consumo específico de combustível ϕ_e [kg/J] em função da energia total fornecida pelo motor à combustão, energia armazenada como ar comprimido E_{pneu} [J] e energia obtida por meio do sistema hidráulico E_{hyd} [J] e armazenada nos acumuladores. A equação para este cálculo é

$$\phi_e = \frac{\int \dot{m}_f dt}{\int P_e dt + E_{pneu} + E_{hyd}}. \quad (9)$$

Para análise do veículo e dimensionamento dos componentes do sistema híbrido, utilizou-se como referência um veículo da série Volvo FH, EURO 5, com motor à diesel D13C de potência nominal de 420 hp (309 kW) e torque máximo de 2.100 N.m. A Tabela 4.1 mostra os principais parâmetros da modelagem, e a Fonte: Adaptado de BRAVO (2017)

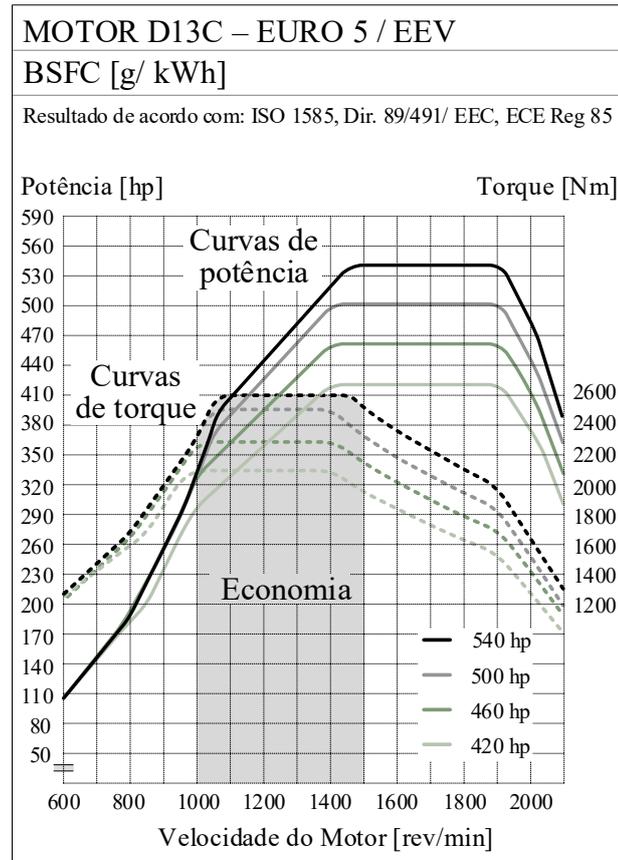
Figura 4.3 mostra o mapa BSFC fornecido comercialmente (VOLVO CAMINHÕES, 2012), com destaque para a região ideal de operação, que consiste na faixa de 1.000 – 1.500 rpm, que fornece o melhor consumo de combustível. A massa do veículo pode ser variável, mas considera-se o valor máximo de 40.000 kg (40 ton), enquanto o limite de inclinação da pista segue o máximo permitido no Brasil (5%) para estradas com alto volume de tráfego (LANG, 2007).

Tabela 4.1 – Principais parâmetros da modelagem do veículo

Parâmetro	Valor definido	Parâmetro	Valor definido
α_{road}	$-3^\circ \sim 3^\circ$	η_{mD}	0,95
$J_{v(eq)}$	100 kg.m ²	ρ_{air}	1,2928 kg/m ³
r_w	0,51 m	A_f	8 m ²
m_v	19.000 kg ~ 40.000 kg	$C_{D,a}$	0,79
i_D	3,41	C_r	0,011
i_H	1,76	g	9,81 m/s ²
η_{mT}	0,91		

Fonte: Adaptado de BRAVO (2017)

Figura 4.3 – Mapa comercial BSFC do motor Volvo D13C



Fonte: VOLVO TRUCKS (2012)

4.2.2 Modelo matemático do sistema hidráulico

Os componentes hidráulicos foram modelados com considerações sobre perdas de eficiência devido ao escoamento em restrições, vazamentos internos, compressibilidade do fluido e atrito viscoso e de Coulomb. A modelagem de bombas e motores consiste em descrever a vazão volumétrica q_v [m³/s] de saída e entrada e o torque τ [N.m] consumido e fornecido, respectivamente. Para máquinas de pistões com deslocamento volumétrico variável são usadas as Equações (10) e (11) para a bomba/motor e Equações (12) e (13) para o motor hidráulico (GOSAL, 2004; LINSINGEN, 2013; MCCANDLISH; DOREY, 1984).

$$qv_p = D_p \varepsilon_p \omega_p - \frac{C_{s,p} D_p \Delta p}{\mu} - \frac{D_p \Delta p \omega_p}{\beta_e} \left(V_{r,p} + \frac{1 + \varepsilon_p}{2} \right), \quad (10)$$

$$\tau_p = D_p \varepsilon_p \Delta p + C_{v,p} \mu D_p \omega_p + C_{f,p} D_p \Delta p, \quad (11)$$

$$qv_m = D_m \varepsilon_m \omega_m + \frac{C_{s,m} D_m \Delta p}{\mu} + \frac{D_m \Delta p \omega_m}{\beta_e} \left(V_{r,m} + \frac{1 + \varepsilon_m}{2} \right) e \quad (12)$$

$$\tau_m = D_m \varepsilon_m \Delta p - C_{v_m} \mu D_m \omega_m - C_{f_m} D_m \Delta p, \quad (13)$$

onde o subíndice “p” se refere à bomba/motor e o subíndice “m” ao motor hidráulico. Para as equações que descrevem a vazão da máquina, D é o deslocamento volumétrico [m^3/rad], ε é a relação adimensional entre o deslocamento volumétrico parcial e máximo que varia entre -1 e 1 para a bomba/motor e entre 0 e 1 para o motor, ω [rad/s] é a velocidade angular, C_s é o coeficiente de vazamento, Δp [Pa] é o diferencial de pressão entre a entrada e a saída do componente, μ [$\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$] é a viscosidade dinâmica, β_e [Pa] é o módulo de compressibilidade efetivo e V_r é a relação entre o volume morto e o volume máximo teórico de cada pistão. Para as equações de torque, C_v é o coeficiente de atrito viscoso e C_f é o coeficiente de atrito de Coulomb.

Por serem ambos componentes de pistões e com deslocamento volumétrico variável, os modelos consideram um comportamento de 1ª ordem na resposta do movimento dos pratos, conforme Equações (14) e (15), onde ε_{p_c} e ε_{m_c} são os deslocamentos volumétricos calculados pelos controladores e τ_{1P} [s] e τ_{1A} [s] são as constantes de tempo da bomba/motor e do motor hidráulico, respectivamente:

$$\varepsilon_p = \frac{1}{\tau_{1P} s + 1} \varepsilon_{p_c} e \quad (14)$$

$$\varepsilon_m = \frac{1}{\tau_{1A} s + 1} \varepsilon_{m_c} \cdot \quad (15)$$

A vazão qv_{1V1} [m^3/s] na válvula proporcional 1V1 é modelada de acordo com o seu ganho de vazão Kv_{1V1} [$\text{m}^3/\text{s}\cdot\text{Pa}^{1/2}$] e pelo diferencial de pressão na entrada e saída da válvula. A equação diferencial que descreve este comportamento é

$$qv_{1V1} = \frac{1}{\tau_{1V1} s + 1} \frac{U_{1V1}}{U_{N_1V1}} Kv_{1V1} \sqrt{(p_H - p_T)}, \quad (16)$$

onde U_{1V1} [V] e U_{N_1V1} [V] são os sinais elétricos de controle e nominal, respectivamente, e o resultado da divisão indica o quanto a válvula está aberta (o valor 1 indica válvula totalmente aberta e vazão máxima), p_H [Pa] é a pressão hidráulica no sistema, p_T [Pa] a pressão de reservatório e τ_{1V1} [s] é a constante de tempo que descreve o comportamento da válvula como uma função transferência de 1ª ordem.

A equação que descreve a vazão qv_{1V2} [m^3/s] na válvula de alívio é

$$qv_{1V2} = \frac{1}{\tau_{1V2} s + 1} K v_{1V2} A_{1V2} \sqrt{|\Delta p_H|} \text{sign}(\Delta p_H), \quad (17)$$

que utiliza o coeficiente de vazão $K v_{1V2}$ [$\text{m}^3/\text{s} \cdot \text{Pa}^{1/2}$], a área do orifício A_{1V2} [m^2] que varia de acordo com a pressão na linha e a pressão de abertura da válvula e τ_{1V2} [s] que é a constante de tempo do componente, também considerada de 1ª ordem.

A vazão no acumulador qv_{acc} [m^3/s] é obtida de acordo com a vazão na válvula direcional 1V3, modelada de maneira similar à válvula proporcional pela equação

$$qv_{acc} = \frac{1}{\tau_{1V3} s + 1} K v_{acc} \sqrt{p_H - p_{acc}} \quad (18)$$

onde $K v_{acc}$ [$\text{m}^3/\text{s} \cdot \text{Pa}^{1/2}$] é o ganho de vazão da válvula que depende do seu coeficiente de descarga e área do orifício de escoamento, p_{acc} [Pa] é a pressão do acumulador, equivalente à pressão do gás p_g [Pa] para acumuladores de bexiga e τ_{1V3} [s] é a constante de tempo para esta válvula direcional. A dedução das equações para o modelo do acumulador está detalhada em Bravo (2017) e considera a troca de calor entre fluido, gás e meio externo e define a pressão absoluta do gás a partir da equação de estado de Benedict-Webb-Rubin (BWR), tal que

$$p_{acc} = p_g = \frac{R_g T_g}{v_g} + \frac{\left(B_0 R_g T_g - A_0 - \frac{C_0}{T_g^2} \right)}{v_g^2} + \frac{b R_g T_g - a}{v_g^3} + \frac{a \alpha}{v_g^6} + \frac{c}{v_g^3 T_g^2} \left(1 - \frac{\gamma}{v_g^2} \right) e^{-\gamma/v_g^2}, \quad (19)$$

onde R_g, T_g e v_g são, respectivamente, a constante do gás [$\text{m}^3 \cdot \text{Pa}/\text{kg} \cdot \text{K}$], temperatura [K] e volume específico [m^3/kg] do nitrogênio, utilizado para a pré-carga dos acumuladores e $A_0, B_0, C_0, a, b, c, \alpha$ e γ são as oito constantes da equação BWR (ÇENGEL; BOLES, 2015).

Com as vazões definidas, é possível aplicar a equação da continuidade no sistema para se obter o comportamento dinâmico da pressão hidráulica conforme representado pela Equação (20), onde V_H [m^3] é o volume total de fluido hidráulico na linha de pressão que conecta os componentes:

$$qv_p - qv_m - qv_{1V1} - qv_{1V2} - qv_{acc} = \frac{V_H}{\beta_e} \frac{dp_H}{dt}. \quad (20)$$

A Tabela 4.2 a seguir apresenta os valores de parâmetros utilizados no modelo matemático da parte hidráulica.

Tabela 4.2 – Principais parâmetros da modelagem do sistema hidráulico

Parâmetro	Valor definido	Parâmetro	Valor definido
D_p	$28,65 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{rad}$ ($180 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{rev}$)	τ_{1V2}	0,04 s
D_m	$4,77 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{rad}$ ($30 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{rev}$)	τ_{1V3}	0,05 s
C_{s_p}	$8,69 \times 10^{-9}$	Kv_{1V1}	$8,279 \times 10^{-8} \text{ m}^3/\text{s.Pa}^{1/2}$
C_{s_m}	$5,71 \times 10^{-9}$	Kv_{1V2}	$3,4 \times 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s.Pa}^{1/2}$
C_{v_p}	$4,75 \times 10^4$	Kv_{acc}	$2,667 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s.Pa}^{1/2}$
C_{v_m}	$6,09 \times 10^4$	R_g	296,7923 J/kg.K
C_{f_p} / C_{f_m}	0,036	V_H	0,06 m ³
μ	0,054 N.s/m ²	A_0	136,0474619 (m ³ /kg) ² .Pa
β_e	$1,4 \times 10^9 \text{ Pa}$	B_0	0,001454417 (m ³ /kg) ²
V_{r_p} / V_{r_m}	0,12	C_0	1.040,558 (m ³ /kg) ² .K ² .Pa
τ_{1P}	0,33 s	a	0,15703387 (m ³ /kg) ² .Pa
τ_{1A}	0,1 s	b	$2,96625 \times 10^{-6} \text{ (m}^3/\text{kg)}^2$
τ_{1V1}	0,033 s	c	3357,338 (m ³ /kg) ² .K ² .Pa
		α	$5,7863972 \times 10^{-9} \text{ (m}^3/\text{kg)}^3$
		γ	$6,7539311 \times 10^{-6} \text{ (m}^3/\text{kg)}^2$

Fonte: Adaptado de BRAVO (2017)

4.2.3 Modelo matemático do sistema pneumático

Para a parte pneumática, também projetada por Bravo (2017), o cálculo da vazão mássica do compressor de ar qm_c [kg/s] pode ser obtida por

$$qm_c = D_c \omega_c \eta_{vc} \rho_{c_{in}} \quad (21)$$

onde D_c é o seu deslocamento volumétrico [m³/rad], ω_c [rad/s] é a velocidade angular equivalente à do motor hidráulico ω_m , η_{vc} é o rendimento volumétrico do compressor e $\rho_{c_{in}}$ [kg/m³] é a massa específica de ar na entrada do compressor.

Considera-se uma tubulação de volume pequeno e um sistema sem vazamentos, de modo que a vazão de saída do compressor é a mesma de entrada do reservatório de ar $qm_{r_{in}}$

[kg/s]. A massa de ar armazenada no reservatório m_{air} [kg] pode ser obtida pela integração da diferença entre a vazão que entra no reservatório e a vazão que sai qm_{r_out} [kg/s], que representa o consumo de ar comprimido dos sistemas auxiliares do veículo,

$$m_{air} = \int (qm_{r_in} - qm_{r_out}) dt. \quad (22)$$

Um trocador de calor garante que a temperatura de ar no reservatório permanece próxima da temperatura ambiente, enquanto a pressão máxima de trabalho em caminhões é definida em 1,2 MPa (12 bar). Çengel e Boles (2015) afirmam que um gás pode ser modelado como ideal se a temperatura e pressão nos quais é analisado está distante dos valores do ponto crítico, deste modo a pressão do ar p_{air} [Pa] é calculada pela seguinte equação de estado

$$p_{air} = \frac{m_{air} R T_{air}}{V_r}, \quad (23)$$

onde R é a constante do gás ideal para o ar [J/kg.K], T_{air} [K] é a temperatura do ar e V_r [m³] é o volume do reservatório.

Por fim, a energia armazenada (ou consumida) como ar comprimido E_{air_r} no reservatório entre dois momentos distintos 2 e 1 pode ser estimada por

$$E_{air_r} = \frac{c_v V_r}{R} (p_{air_2} - p_{air_1}), \quad (24)$$

onde c_v [J/kg.K] é o calor específico a volume constante, e p_{air_2} [Pa] e p_{air_1} [Pa] são as pressões calculadas no intervalo definido. A Tabela 4.3 contém apresenta o valor dos parâmetros indicados.

Tabela 4.3 – Principais parâmetros da modelagem do sistema pneumático

Parâmetro	Valor definido
D_c	$140,06 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{rad}$ $(880 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{rev})$
ρ_{c_in}	1,2928 kg/m ³
R	287 J/kg.K
V_r	0,12 m ³
c_v	718 J/kg.K

Fonte: Adaptado de BRAVO (2017)

4.3 FUNCIONAMENTO DO SISTEMA DE HIBRIDIZAÇÃO

O funcionamento do veículo híbrido exige que os diversos componentes hidráulicos sejam controlados para atuar conforme o requisitado pelo motorista e pelo sistema pneumático. Dos componentes do circuito da Figura 4.1, três necessitam de controle contínuo por malha fechada: a bomba/motor, o motor hidráulico e a válvula 1V1, enquanto a válvula 1V3 e o redutor mecânico operam com base em álgebra booleana, pois estão ou não ativos.

Para os três primeiros itens citados, são utilizadas diferentes referências de acordo com a condição de operação do veículo, por exemplo, durante o tráfego em declive é frequente que o objetivo seja manter a velocidade constante, assim a referência de controle do deslocamento da bomba/motor responde à este requisito, enquanto em períodos de frenagem mais intensa o objetivo é reduzir a velocidade de veículo e como a posição do pedal de freio normalmente se traduz em um pedido de torque contrário ao movimento, o cálculo do deslocamento volumétrico passa a usar um erro de torque como referência.

4.3.1 Modos gerais de operação do veículo e componentes acionados

Conforme mencionado anteriormente, Seção 4.1, um total de cinco estados de operação são definidos: dois para períodos de frenagem, onde ocorre regeneração, dois para carregamento dos reservatórios de ar quando a pressão de ar comprimido está baixa e um para aceleração do veículo quando existe energia potencial hidráulica disponível. O detalhamento dos parâmetros que definem um modo de operação e como eles interagem entre si será definido posteriormente na descrição do sistema supervisor.

O Modo Regenerativo 1 (RG_{M1}) trata do caso citado anteriormente de trajeto em declive e frenagem leve, o que indica ao sistema que se deseja manter a velocidade constante ou com pouca variação. Este modo permite ao sistema recuperar parte da energia cinética e potencial disponível no veículo.

O Modo Regenerativo 2 (RG_{M2}) segue a outra situação, onde a frenagem desejada é intensa, o que se traduz em um pedido de redução de velocidade pelo motorista. Os componentes da parte híbrida devem então operar para recuperar a maior parte possível da energia disponível, já que esta seria naturalmente dissipada pelos freios convencionais.

Como o sistema proposto remove o compressor de ar acoplado ao motor à combustão, é necessário considerar as situações em que a pressão atinge o patamar mínimo permitido e os reservatórios devem ser carregados, o que pode ou não ser feito a partir de energia regenerada durante a ativação dos modos RG_{M1} e RG_{M2} . Caso os acumuladores não estejam suficientemente

carregados e a pressão pneumática atinja um valor crítico ativa-se o Modo de Carregamento 1 (CH_{M1}), que utiliza o motor à combustão para fornecer a potência necessária ao compressor de ar, o que pode aumentar o consumo de combustível do veículo.

Para evitar esta situação, o sistema deve dar preferência à utilização da energia previamente armazenada nos acumuladores hidráulicos durante os modos regenerativos para fornecer a potência necessária ao compressor de ar, o que é alcançado pelo Modo de Carregamento 2 (CH_{M2}), que mantém o redutor mecânico desacoplado e a bomba/motor fora de uso para que toda a vazão seja direcionada ao motor hidráulico.

Por fim, podem existir casos onde a energia armazenada nos acumuladores é usada para acelerar o veículo, especialmente em velocidades baixas quando o motor à combustão tende a operar com menor eficiência devido à baixa rotação, Figura 4.3, o que é definido como Modo Auxiliar de Potência (PAM).

Para atender aos objetivos gerais definidos, cada modo define então quais componentes devem operar e com base em quais referências. Nos modos regenerativos RG_{M1} e RG_{M2} são utilizados todos os cinco componentes, onde o redutor mecânico realiza o acoplamento com o eixo e a válvula 1V3 é aberta para permitir o carregamento dos acumuladores, enquanto o deslocamento volumétrico da bomba/motor 1P define o torque de frenagem que é aplicado e o motor hidráulico 1A se mantém em uma rotação fixa para permitir que a maior parte do fluido seja direcionado aos acumuladores 1Z1, já que o sistema apresenta maior eficiência no armazenamento de energia potencial hidráulica (BRAVO; DE NEGRI; OLIVEIRA, 2016). Se a vazão da bomba/motor 1P for muito alta e o motor hidráulico 1A não conseguir limitar sua rotação sozinho, quando os acumuladores estão totalmente carregados por exemplo, a válvula 1V1 pode ser utilizada pra recircular parte do fluido para o reservatório 1Z2.

Os modos de carregamento operam de maneira distinta, já que no CH_{M1} o redutor mecânico é acoplado para permitir que a bomba/motor 1P utilize a potência do motor à combustão 0M para fornecer a vazão necessária para manter o compressor 2P operante em uma região de maior eficiência, enquanto o motor hidráulico 1A é controlado para definir a pressão na linha hidráulica que satisfaça o torque requisitado pelo compressor. Neste modo a válvula 1V3 permanece fechada, enquanto no CH_{M2} não existe necessidade de utilização da bomba/motor 1P, assim seu deslocamento volumétrico permanece nulo e o redutor mecânico desacoplado. A válvula 1V3 é aberta para permitir que a energia armazenada nos acumuladores 1Z1 seja utilizada pelo motor hidráulico 1A, cujo controle do deslocamento volumétrico define a rotação do compressor 2P, e a válvula 1V1 permanece fechada.

No PA_M toda a energia armazenada é direcionada para a aceleração do veículo, de modo que é o único modo onde não há produção de ar comprimido, o motor hidráulico 1A permanece com deslocamento nulo e a válvula 1V1 se mantém fechada. O redutor mecânico é acoplado e com a válvula 1V3 aberta os acumuladores 1Z1 são descarregados e nesta situação o componente 1P opera como um motor hidráulico ao adicionar torque ao eixo *cardan*.

O Quadro 4.1 descreve resumidamente o objetivo principal de cada modo de operação, os componentes acionados logicamente e os controlados em malha fechada.

Quadro 4.1 – Modos de operação, objetivos principais e componentes controlados

Modo de Operação	Objetivo principal	Acionamento lógico	Controle dinâmico
RG_{M1}	Recuperar energia durante o controle de velocidade do veículo	Redutor mecânico Válvula 1V3	Bomba/motor 1P Motor 1A Válvula 1V1
RG_{M2}	Recuperar o máximo de energia disponível ao desacelerar o veículo	Redutor mecânico Válvula 1V3	Bomba/motor 1P Motor 1A Válvula 1V1
CH_{M1}	Carregar os reservatórios de ar através do motor à combustão	Redutor mecânico	Bomba/motor 1P Motor 1A
CH_{M2}	Carregar os reservatórios de ar com utilização da energia recuperada em RG_{M1} e RG_{M2}	Válvula 1V3	Motor 1A
PA_M	Auxiliar na aceleração do veículo com utilização da energia recuperada em RG_{M1} e RG_{M2}	Redutor mecânico Válvula 1V3	Bomba/motor 1P

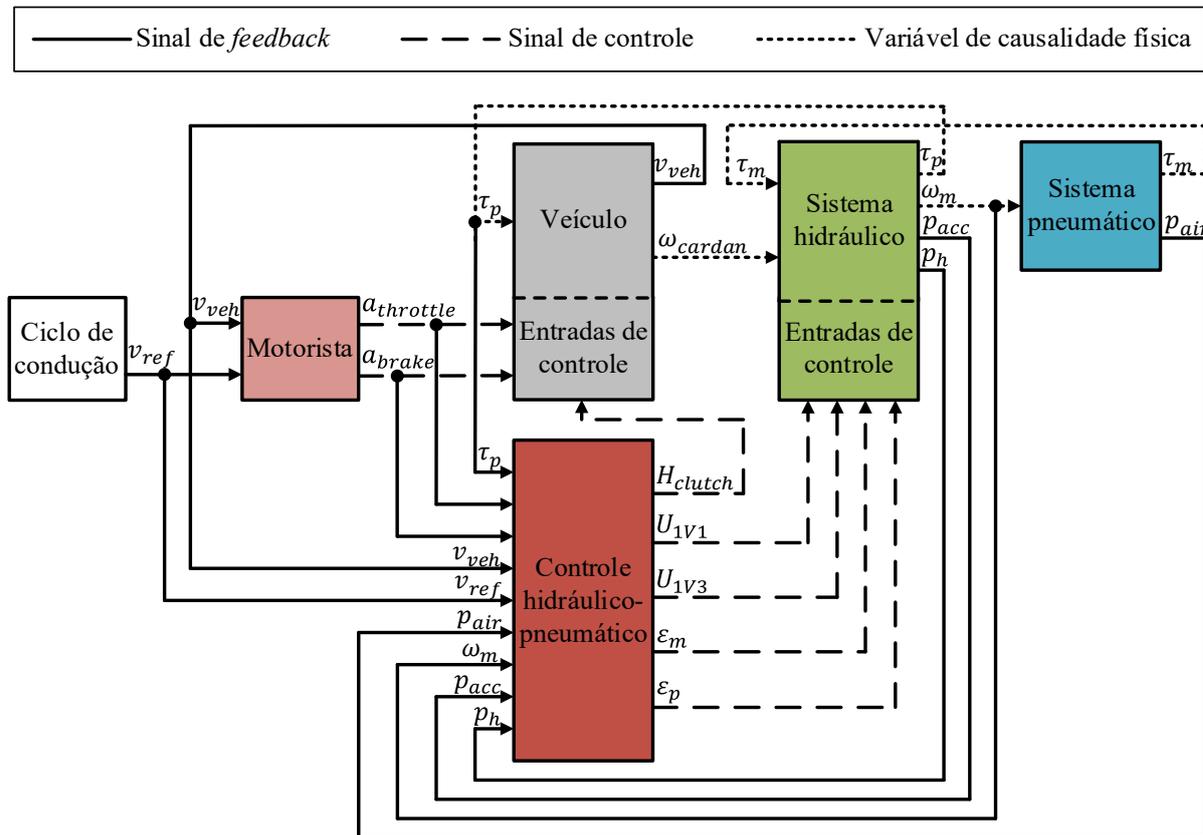
Fonte: Adaptado de Bravo, 2017

4.3.2 Função dos componentes de acordo com os modos de operação

Bravo (2017) implementou um sistema de controle que avalia uma lista de condições que envolvem valores de pressão do acumulador e do reservatório de ar, condições da pista, comportamento do motorista e velocidade do veículo para definir, por lógica booleana, qual dos modos de operação será ativado e quais componentes controlados. A Figura 4.4 mostra a interação entre os modelos matemáticos e o sistema de controle hidráulico-pneumático, onde é realizada a análise das condições, definição dos modos de operação e controle de componentes, onde

$a_{throttle}$ é a posição do pedal de aceleração e ω_{cardan} [rad/s] é a velocidade angular do eixo *cardan* logo após a transmissão do veículo.

Figura 4.4 – Diagrama simplificado do modelo matemático, variáveis de referência e variáveis controladas



Fonte: Adaptado de Bravo, 2017

Em relação aos componentes citados que devem ser controlados, o redutor mecânico é responsável pelo acoplamento da bomba/motor com o eixo *cardan*, então o seu controle consiste em identificar se um dos modos RG_{M1} , RG_{M2} , CH_{M1} ou PA_M está ativo e enviar o sinal H_{clutch} ao modelo do veículo, conforme a Equação (25) em álgebra booleana, onde o símbolo “+” representa a função lógica OU,

$$H_{clutch} = RG_{M1} + RG_{M2} + CH_{M1} + PA_M \quad (25)$$

O acionamento da válvula 1V3 também segue uma lógica booleana, se um dos modos que utiliza o acumulador é ativado, o sinal U_{1V3} é enviado e a válvula abre. A Equação (26) descreve este comportamento, onde o símbolo “.” representa a função lógica E e o parâmetro p_{acc_low} indica que a pressão nos acumuladores está baixa o suficiente para que o sistema possa

carregá-los e é diferente do valor máximo permitido para evitar o chaveamento excessivo da válvula,

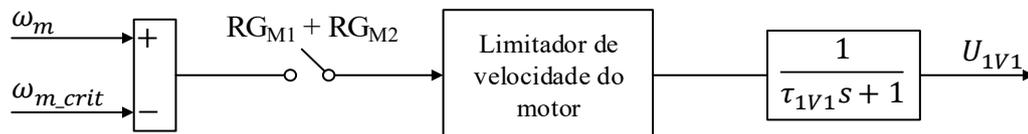
$$U_{1V3} = (RG_{M1} + RG_{M2}) \cdot p_{acc_low} + CH_{M1} + PA_M. \quad (26)$$

O desligamento do solenoide sucede a desativação dos modos ou quando a pressão no acumulador atinge o máximo especificado durante os modos regenerativos, pois mesmo sem poder acumular energia hidráulica o sistema pode produzir ar comprimido. A Equação (27) descreve este funcionamento, onde p_{acc_max} é a pressão máxima admitida pelos acumuladores.

$$\overline{U_{1V3}} = (RG_{M1} + RG_{M2}) \cdot p_{acc_max} + \overline{RG_{M1}} + \overline{RG_{M2}} + \overline{CH_{M1}} + \overline{PA_M} \quad (27)$$

A válvula 1V1 existe por segurança para garantir que o compressor de ar não irá operar em frequências angulares elevadas, o que pode ocorrer nos modos RG_{M1} ou RG_{M2} , quando a vazão da bomba for muito alta. Nesta situação um controlador PID define o quanto a válvula proporcional deve abrir para desviar parte da vazão para o reservatório e limitar a velocidade de operação do motor hidráulico. A Figura 4.5 mostra um diagrama simplificado do controlador da válvula, onde ω_{m_crit} é a referência de velocidade crítica para o motor.

Figura 4.5 – Controle aplicado à válvula proporcional 1V1



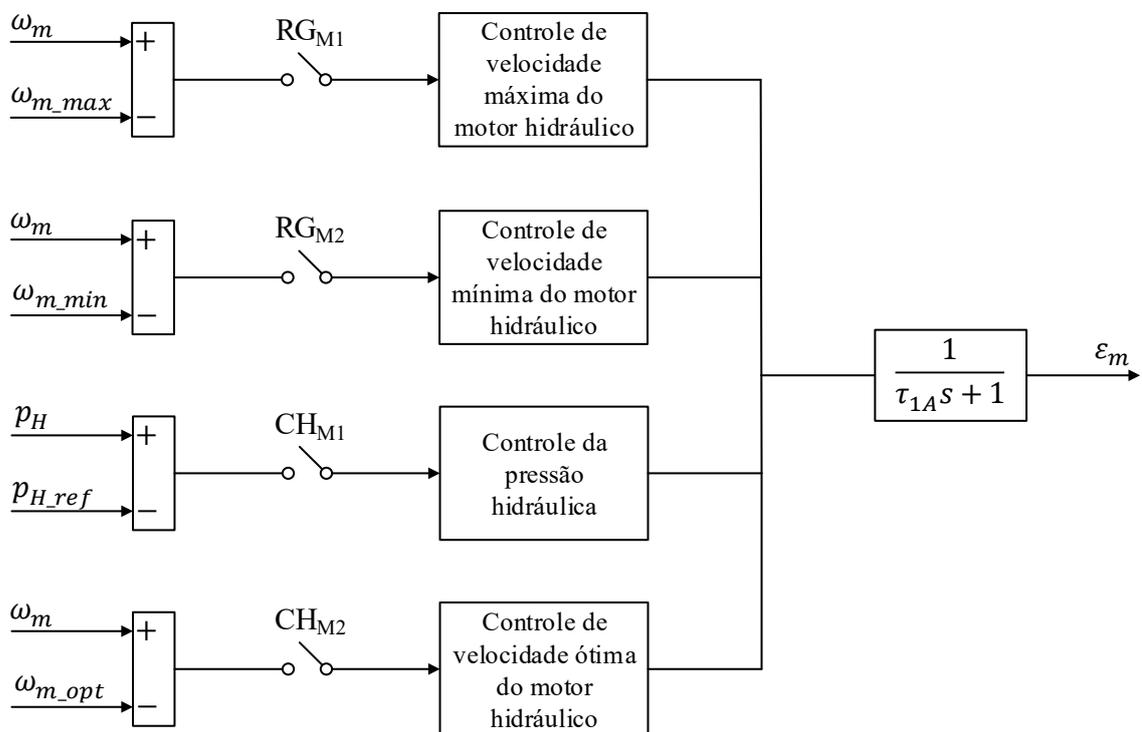
Fonte: Elaborado pelo autor

O controle do motor hidráulico 1A segue dois objetivos principais, definir sua velocidade angular de operação, que depende da região de operação do compressor de ar 2P, e manter a pressão hidráulica na linha no valor mínimo para que o motor forneça o torque necessário ao compressor. Apesar disso, são utilizados quatro controladores PID diferentes, pois a referência para o cálculo do erro varia de acordo com o modo de operação, como pode ser visto na Figura 4.6. ω_{m_max} é a referência de velocidade máxima de operação do conjunto motor-compressor, ω_{m_min} é a referência de velocidade mínima para operação do compressor 2P, p_{H_ref} é a referência de pressão necessária e ω_{m_opt} é a velocidade angular ótima para o compressor.

O controle da velocidade angular do motor varia de acordo com o modo de operação ativado. No RG_{M1} considera-se que o veículo permanece por bastante tempo nesta condição e devido à baixa densidade energética dos acumuladores estes são rapidamente carregados, então

para garantir uma maior recuperação energética é dado preferência ao carregamento dos reservatórios de ar. Já no RG_{M2} os períodos de frenagem efetiva são curtos, então o sistema dá preferência ao carregamento dos acumuladores devido à sua alta densidade de potência ao manter a velocidade do compressor no mínimo definido. No CH_{M2} o foco é totalmente na produção de ar comprimido e, para garantir o melhor aproveitamento da energia regenerada e armazenada nos acumuladores, o controle busca manter o compressor em operação na sua região de maior eficiência.

Figura 4.6 – Controle do deslocamento volumétrico do motor hidráulico 1A

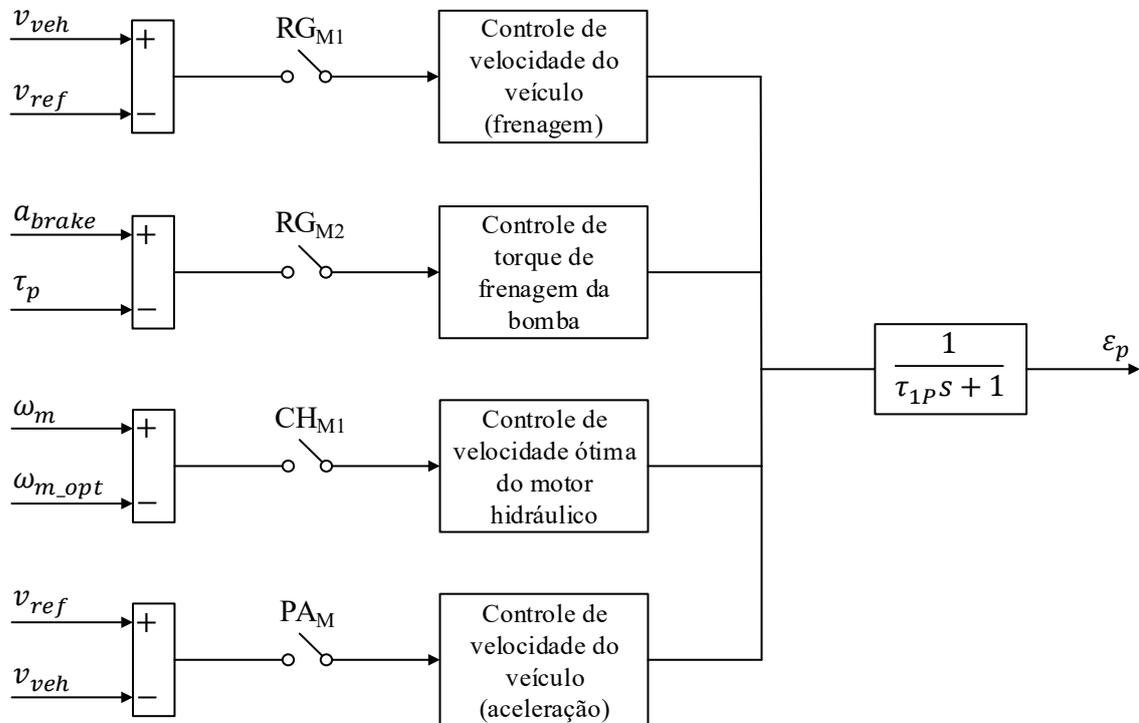


Fonte: Adaptado de Bravo, 2017

Para a bomba, o RG_{M1} procura manter a velocidade do veículo constante, então o deslocamento volumétrico é variado de acordo com o erro entre velocidade real e a velocidade de referência, enquanto no RG_{M2} o sistema controla o torque de frenagem fornecido para reduzir a velocidade do veículo ao avaliar a posição do pedal de freio. No CH_{M1} , como a válvula 1V3 dos acumuladores está fechada e o motor hidráulico controla a pressão, a bomba/motor é o componente responsável por manter o compressor de ar em operação na região de maior eficiência. Por fim, no PA_M a referência volta a ser a velocidade do veículo, mas o erro é calculado como a diferença entre a velocidade de referência e a velocidade real, e gera um sinal de deslocamento volumétrico ε_{p_c} negativo para que o componente 1P opere como um motor hidráulico. De

maneira similar ao apresentado anteriormente, a Figura 4.7 mostra os diferentes controladores PID para a bomba/motor.

Figura 4.7 – Controle do deslocamento volumétrico da bomba/motor 1P



Fonte: Adaptado de Bravo, 2017

Tabela 4.4 – Referências fixas utilizadas pelos controladores do sistema

Referência	Valor definido
p_{acc_low}	300 bar (30×10^6 Pa)
p_{acc_max}	340 bar (34×10^6 Pa)
ω_{m_crit}	3000 rpm (314,16 rad/s)
ω_{m_max}	2900 rpm (303,69 rad/s)
ω_{m_min}	1500 rpm (157,08 rad/s)
ω_{m_opt}	2000 rpm (209,44 rad/s)
p_{H_ref}	140 bar (14×10^6 Pa)

Fonte: Elaborado pelo Autor

4.4 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Neste capítulo foi apresentada a proposta desenvolvida para a hibridização de veículos pesados com base em uma solução paralelo hidráulica com a inclusão do sistema pneumático

para aumentar a energia recuperada e fornecer o ar comprimido necessário ao funcionamento normal de caminhões e ônibus. Também foram apresentadas as principais equações que modelam o veículo e os sistemas hidráulico e pneumáticos e que são úteis para a análise do sistema com o supervisor, junto com a inclusão de valores dos principais parâmetros dos componentes.

Em seguida está uma breve descrição dos modos de operação definidos para esta solução híbrida e como os componentes devem atuar em cada situação, seguido de uma descrição geral dos controladores, projetados para atender as objetivos de cada modo de operação, para a bomba/motor, motor hidráulico, redutor mecânico, válvula proporcional 1V1 e válvula do acumulador 1V3, denominado controle hidráulico-pneumático.

5 CONTROLE SUPERVISÓRIO E ADAPTAÇÕES AO CONTROLE HIDRÁULICO-PNEUMÁTICO

Devido a necessidade de atender os requisitos de aceleração, frenagem e produção de ar comprimido, os controladores dos componentes devem seguir diferentes referências de acordo com o modo de operação selecionado. A função do supervisor é identificar parâmetros que indiquem uma mudança nos seus requisitos de operação e efetue a troca nos controladores apresentados no capítulo anterior.

Com o intuito de desenvolver um supervisor que possa ser aplicado em uma ampla gama de situações, de modo a aproximar o modelo de um caso real, considera-se então que este deve operar com diferentes perfis de velocidade que não podem ser previstos. Serão descritas neste capítulo modificações realizadas no sistema de controle para garantir a sua operação adequada com ou sem o sistema híbrido, que incluem uma adaptação dos controladores dinâmicos aplicados aos componentes para permitir a troca entre modos, a utilização do sistema de frenagem convencional em conjunto com o regenerativo e a criação de um modo de operação auxiliar para geração de ar comprimido.

Também será apresentada a metodologia para o desenvolvimento de um controle supervisorio causal, determinístico e heurístico baseado em máquinas de estado, mais especificamente os *statecharts* propostos por Harel (1987) e implementadas diretamente no *software* MATLAB/Simulink® através da biblioteca Stateflow®. Esta proposta permite incluir todas as regras definidas para o sistema e simplifica a visualização, interpretação e modificação do supervisorio e o ajuste dos parâmetros de operação do sistema.

5.1 MODIFICAÇÕES NAS ESTRATÉGIAS DE CONTROLE E MODOS DE OPERAÇÃO SECUNDÁRIOS

5.1.1 Troca de modos nos controladores PID

Uma modificação que se mostrou necessária no sistema para a aplicação do supervisorio está relacionada à capacidade dos controladores PID utilizados para variar os deslocamentos volumétricos da bomba/motor 1P e do motor hidráulico 1A de acordo com o modo ativo, como apresentado na Seção 4.3.2. O objetivo deste tópico é apresentar um método para garantir que a troca entre modos de operação não resulte em operação instável dos componentes hidráulicos ou os levem a operar em condições extremas, como frequência rotacional acima da nominal.

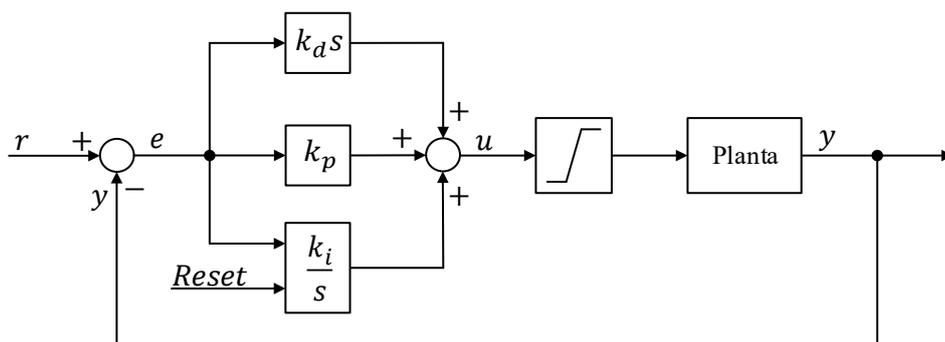
5.1.1.1 Windup, back-calculation e integração condicional

Devido às limitações mecânicas dos componentes, o valor controlado de deslocamento volumétrico deve ficar entre -1 e 1 para a bomba/motor e entre 0 e 1 para o motor hidráulico. Se o erro permanecer diferente de zero, a saída do termo integrativo do PID pode se tornar maior que o necessário sem garantir melhora no tempo de resposta do sistema, pois o atuador poderá estar saturado. Logo, a correção do valor de saída integral pode consumir um grande intervalo de tempo, efeito este chamado de *windup* (NETO, 2005).

No presente sistema, este problema é ainda mais frequente pois a saída de um controlador no modo RG_{M2} pode ser diferente da saída no modo CH_{M1} , por exemplo, pois os erros calculados são diferentes e os ganhos variam entre os controladores para garantir a estabilidade do sistema, já que esta depende da interação entre componentes. Uma solução que pode ser implementada consiste em realizar o *reset* do integrador toda vez que um modo fosse ativado, para levar a sua saída a uma condição inicial pré-definida.

Os controladores PID implementados no modelo são da forma paralelo (COELHO; JERONYMO; ARAÚJO, 2019) e possuem três ganhos k_p , k_i e k_d , usados nos termos proporcional, integral e derivativo, respectivamente, conforme Figura 5.1, onde y é o sinal de saída da planta, e é o erro calculado pela diferença entre y e o sinal de referência r , u é o sinal de controle fornecido pelo PID e *Reset* é o sinal de seleção do modo de operação responsável por evitar o *windup*.

Figura 5.1 – Esquema de controlador PID em paralelo



Fonte: Elaborado pelo autor

Tal solução é satisfatória quando a trajetória do sistema é conhecida e sabe-se quando os modos serão ativados, pois pode-se determinar as condições iniciais dos controladores e os momentos que eles não devem atuar. Neste trabalho considera-se que o perfil de velocidade é desconhecido, logo um modo pode ser ativado a qualquer momento e, assim, deve-se supor

situações onde a desativação de um modo é seguida pela ativação de um outro modo, o que resulta em uma troca instantânea na saída de controle aplicada.

Este comportamento torna o *reset* do integrador insuficiente, pois não é mais possível definir previamente qual a condição inicial do integrador e a troca entre modos pode apresentar picos no controle que tornam o sistema instável ou que levam os componentes a operar em condições extremas, como acima da pressão máxima de trabalho. Assim, foi necessário implementar outros dois métodos de correção dos sinais dos controladores.

O *back-calculation* é uma estratégia com diferentes aplicações e variações de nomenclatura. Pode ser usada simplesmente como *anti-windup* ao comparar o sinal de saída do controlador saturado digitalmente ou do próprio atuador em fim de curso com o sinal não-saturado. A diferença entre os valores passa então por um ganho responsável por definir a intensidade desta correção e ajusta a magnitude do erro de entrada do integrador (ÅSTRÖM; HÄGGLUND, 2006).

Uma adaptação dessa estratégia permite realizar a troca entre um sinal de controle manual e automático (VISIOLI, 2006). Neste método, o sinal de saída do controlador é comparado ao sinal definido manualmente e se eles forem diferentes a correção é aplicada para que o sinal do PID se iguale ao sinal manual. Isto permite que a transferência entre manual e automático ocorra sem picos ou “saltos”, por isso pode também ser chamada de *bumpless transfer* ou *tracking mode*, pois o sinal do controlador deve seguir uma outra trajetória quando este não está em uso. De maneira similar, este método também pode ser aplicado na seleção de controladores, por exemplo para trocar entre um controlador lento e um rápido (CHEONG; SAFONOV, 2008), o que se aproxima do caso deste trabalho.

Uma outra técnica também usada para evitar o *windup* é a integração condicionada¹⁰ ou *Integrator Clamping*, que consiste em informar ao controlador que a ação integral deve permanecer constante quando certos requisitos são atendidos. Neto (2005) cita alguns exemplos de condições, como limitação de valores do termo integral ou interrupção da integração quando o erro for maior que um determinado valor.

5.1.1.2 Implementação no modelo do híbrido hidráulico-pneumático

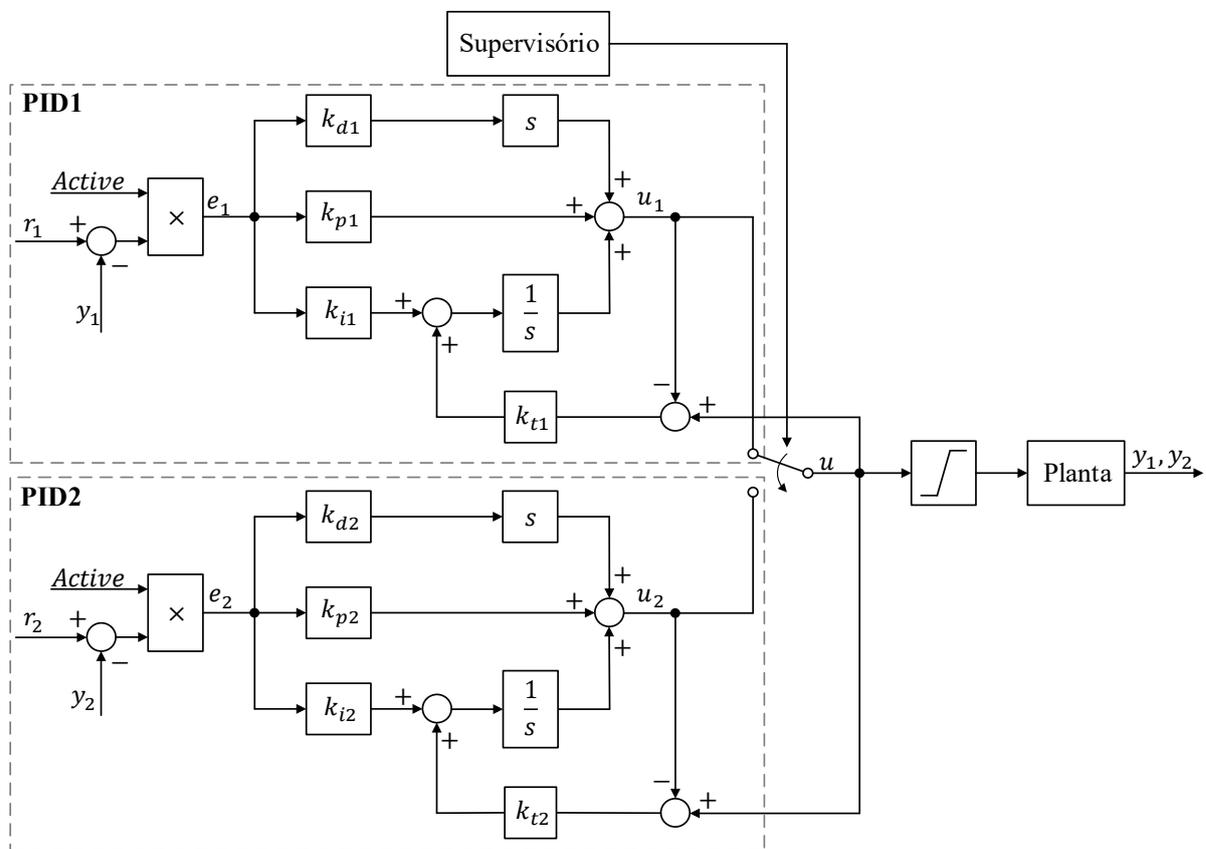
A estratégia aplicada neste trabalho consiste em uma combinação dos dois métodos descritos anteriormente para mitigar os efeitos da troca entre modos definida pelo supervisor. Apesar do *back-calculation* ser normalmente aplicado em casos que utilizam a mesma referência com controladores PID de ganhos distintos (ZACCARIAN; TEEL, 2002), ainda assim a sua aplicação

¹⁰ Em inglês *conditional integration*.

no presente caso mostrou melhorias significativas na operação dos componentes quando ocorre a troca entre modos.

Conforme indicado na Figura 5.2, se o supervisor selecionar a saída de controle do PID1, observa-se que para o PID2 o sinal de controle real u é comparado ao seu sinal de controle u_2 e, se houver diferença de valores, o erro de entrada no integrador do PID2 é modificado através de um ganho k_{t2} , que define o quão rápido o valor do integrador será corrigido (ÅSTRÖM; HÄGGLUND, 2006). Para o PID1 essa correção não ocorre pois os valores de u_1 e u são iguais, logo o ajuste do erro do integrador é nulo.

Figura 5.2 – Esquema de troca entre dois controladores PID com *back-calculation* adaptado



Fonte: Elaborado pelo autor

Os ganhos k_{ti} são definidos em função dos ganhos de integração e derivação para garantir que a correção aplicada não passe a ser responsável por saturar o sistema ou deixar o controle instável. Assim, a recomendação da literatura é calcular este ganho inicialmente por meio da Equação (28) (ÅSTRÖM; HÄGGLUND, 2006) ou através da Equação (29) quando não é utilizado o termo derivativo (VISIOLI, 2006), isto é:

$$k_t = \sqrt{k_i k_d}, e \quad (28)$$

$$k_t = k_i. \quad (29)$$

Por outro lado, em momentos onde nenhum modo está ativo, a correção aplicada pelo *back-calculation* pode prejudicar o controle. Nesta situação os componentes permanecem fora de uso (saída de controle nula), então em um modo como o CH_{M1} onde a bomba/motor realiza o controle da velocidade angular do motor hidráulico (Figura 4.7), o erro será máximo e a saída proporcional também, logo o método do *back-calculation* buscaria corrigir este valor para zero levando a saída do integrador para valores elevados e atrasaria o ajuste do controle quando o modo fosse reativado.

A solução implementada para este problema é baseada na integração condicional, porém aplicada a todo o controlador de modo a zerar os erros quando nenhum dos modos que utilizam o componente está ativo e indicar ao sistema que o sinal de controle dos componentes deve permanecer iguais a zero. Isto é implementado na Figura 5.2 pelo sinal *Active* que pode assumir os valores binários 0 e 1 e depende de algum dos modos que utiliza o componente estar ativado. Assim, com base no Quadro 4.1, as equações booleanas que indicam se a bomba/motor ou o motor hidráulico estão em uso são

$$Active_p = RG_{M1} + RG_{M2} + CH_{M1} + PA_M, e \quad (30)$$

$$Active_m = RG_{M1} + RG_{M2} + CH_{M1} + CH_{M2}. \quad (31)$$

A combinação das estratégias apresentadas se mostrou adequada ao sistema, pois com o erro zero definido pelo sinal *Active*, o integrador tende a manter o seu valor de saída mas, como o PID procurar seguir a trajetória de controle efetivamente aplicada ao componente devido ao *back-calculation*, ao comparar a saída u_i do PID i com a saída real $u = 0$, definida quando nenhum modo está ativo, o sistema identifica uma diferença e corrige a saída do integrador também para zero.

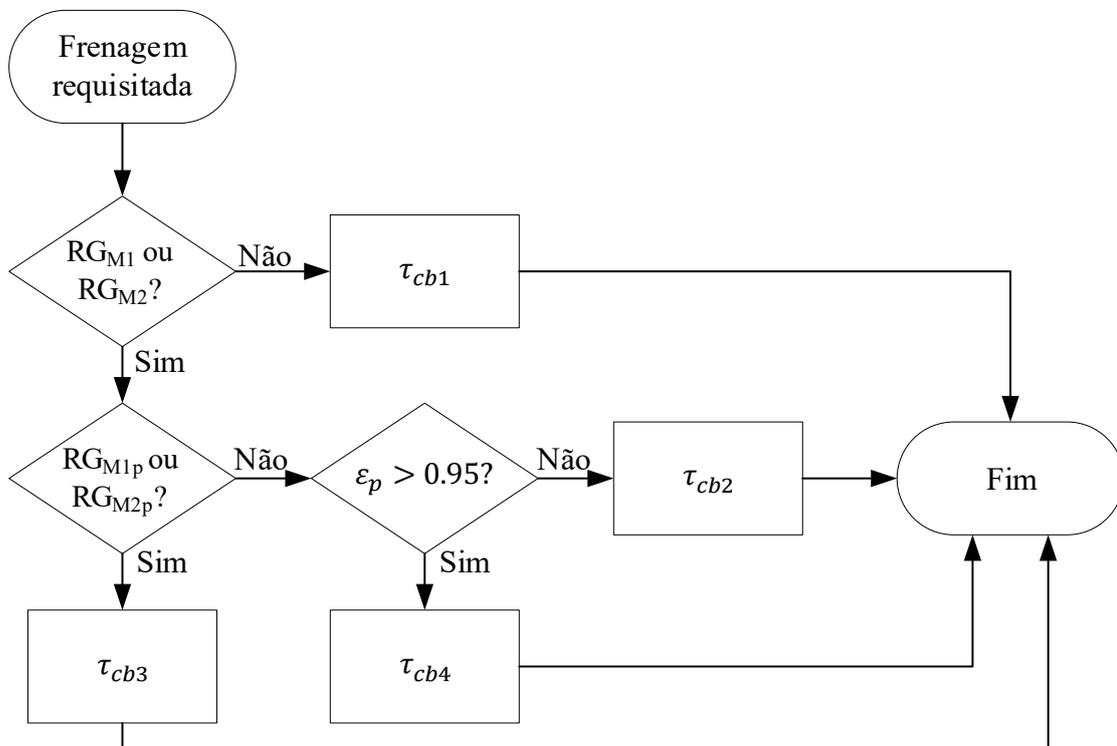
5.1.2 Integração do sistema de frenagem convencional ao modelo

No capítulo 4 foi apresentada a Equação (5) que modela a força dos freios convencionais proporcional à posição do pedal de freio. Para garantir o seguimento do perfil de velocidade, os freios convencionais devem atuar sempre que requisitado pelo motorista, mas também devem permitir que o sistema hidráulico-pneumático possa recuperar energia quando possível pelos modos regenerativos (RG_{M1} e RG_{M2}).

Para isto implementou-se uma lógica de controle para atuação dos freios convencionais de acordo com quatro situações de operação, que incluem: 1) frenagem apenas por freios convencionais, 2) transição dos freios convencionais para frenagem regenerativa (ativação dos modos regenerativos), 3) mudança da frenagem regenerativa para a frenagem convencional (desativação dos modos regenerativos) e 4) adição do torque de frenagem convencional quando o torque aplicado pela bomba é insuficiente para atender ao perfil de velocidade. Para descrever esta modelagem, empregar-se-á o termo τ_{cb} para referenciar o torque de frenagem aplicado às rodas, e o termo τ_{cbi} para indicar um dos casos citados, onde i varia entre 1 e 4.

Também se mostrou necessário a criação de mais dois modos de operação parciais, que não atuam de maneira independente, mas sim como uma condição especial dos modos regenerativos, denominados de RG_{M1p} e RG_{M2p} . Os componentes em uso e seus objetivos são os mesmos indicados no Quadro 4.1, porém a ativação destes modos indica que tanto os acumuladores hidráulicos quanto os reservatórios de ar estão próximos do carregamento máximo e o sistema de frenagem regenerativa está prestes a ser desativado. A lógica de escolha do torque de frenagem a ser aplicado pode ser visto no fluxograma da Figura 5.3.

Figura 5.3 – Fluxograma para seleção do torque de frenagem dos freios convencionais



Fonte: Elaborado pelo autor

O primeiro cenário (τ_{cb1}) ocorre quando o supervisor ainda não acionou os modos regenerativos (devido ao intervalo de execução definido para o supervisor) ou identificou que estes não devem ser ativados. Para garantir que o sistema irá seguir o perfil de velocidade aplica-se um torque de frenagem conforme a equação a seguir:

$$\tau_{cb1} = K_{cb} a_{brake}. \quad (32)$$

Por sua vez, τ_{cb2} é usado quando um dos modos regenerativos é acionado, assim o torque dos freios convencionais deve ser reduzido gradualmente (considera-se que o τ_{cb1} estava ativado) até que a bomba/motor possa compensá-lo. Isto foi implementado através de uma redução gradual do torque convencional como uma rampa decrescente, onde considera-se que o momento $i = 0$ ocorre sempre que o supervisor informa sobre a ativação dos modos regenerativos e requisita τ_{cb2} . As Equações (33), (34) e (35) mostram como é calculado este torque de frenagem,

$$j(0) = 1, \quad (33)$$

$$\tau_{cb2}(i) = j(i)K_{cb}a_{brake}(i) \text{ e} \quad (34)$$

$$j(i + 1) = j(i) - C_{cb2}, \quad (35)$$

onde j determina a parcela do torque convencional aplicado e C_{cb2} é uma constante, cujo valor depende do dimensionamento do sistema e deve garantir que o torque convencional seja reduzido em tempo com o aumento do torque da bomba/motor. As Equações (35) e (34) são recalculadas a cada passo de integração do modelo a partir da identificação do pedido de torque τ_{cb2} , de modo a levar o valor de $j(i)$ a 0.

Também é necessário considerar o caso inverso, que ocorre quando o sistema ativa RG_{M1p} ou RG_{M2p} . Com uma lógica similar ao caso anterior, o τ_{cb3} é normalmente igual a zero e é incrementado gradualmente quando um dos modos é ativado até que o torque convencional atinja seu valor máximo. Neste caso utiliza-se como referência o valor de deslocamento volumétrico da bomba/motor, ou seja, ao requisitar o torque τ_{cb3} o sistema modifica o controle da variável ε_p para que seja recalculado a cada passo de integração até atingir o valor nulo. As equações que descrevem esta estratégia são

$$\varepsilon_{p_cb3}(0) = \varepsilon_p(0) \quad (36)$$

$$\tau_{cb3}(i) = \left(1 - \varepsilon_{p_cb3}(i)\right) K_{cb} a_{brake}(i) e \quad (37)$$

$$\varepsilon_{p_cb3}(i + 1) = \varepsilon_{p_cb3}(i) - C_{cb3}, \quad (38)$$

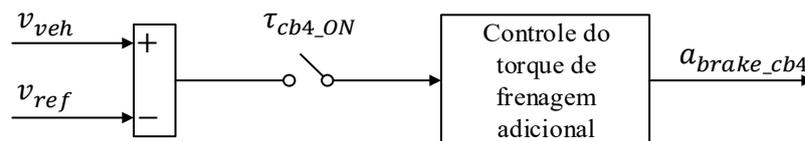
onde ε_{p_cb3} é o valor determinado para o deslocamento volumétrico da bomba/motor durante a ativação de um dos modos regenerativos parciais e a constante C_{cb3} define a intensidade da redução deste deslocamento volumétrico (ou o quão rápido o sistema transfere a frenagem do sistema regenerativo para o sistema convencional).

Por fim, considera-se a situação onde o torque da bomba/motor 1P é insuficiente para controlar a velocidade do veículo como requisitado pelo motorista, então o sistema deve adicionar um torque de frenagem τ_{cb4} . Para isto, utiliza-se um controlador PID para definir um valor equivalente do pedal de freio, a_{brake_cb4} , de modo que o torque da frenagem convencional não sobreponha o torque regenerativo, assim

$$\tau_{cb4} = K_b a_{brake_cb4}. \quad (39)$$

A lógica aplicada para ativar este controle é identificar se o deslocamento volumétrico da bomba/motor está próximo de seu valor máximo ($\varepsilon_p > 0.95$), o que indica que este componente é insuficiente para frear o veículo independentemente, já que τ_p é diretamente proporcional ao deslocamento volumétrico, conforme Equação (11). Calcular o valor de a_{brake_cb4} é necessário pois o valor de a_{brake} requisitado pelo motorista se traduz em um pedido de torque de frenagem total que não considera o já fornecido pela bomba, assim tem-se um modelo de controle PID, conforme Figura 5.4, que reavalia a velocidade do veículo para definir o quando a mais de torque é necessário, onde τ_{cb4_ON} é o sinal que indica que o veículo necessita de torque de frenagem adicional.

Figura 5.4 – Controlador para cálculo da intensidade de frenagem a_{brake_cb4} para τ_{cb4}



Fonte: Elaborado pelo autor

5.1.3 Modo auxiliar de carregamento de ar

Quando os acumuladores estão carregados o supervisor pode ativar o modo CH_{M2} para a produção de ar comprimido, porém no CH_{M1} é necessário utilizar o motor à combustão. Assim,

foi implementado um modo de operação auxiliar de maneira similar aos modos regenerativos parciais na Seção 5.1.2 chamado CH_{M1a} , dedicado a controlar o sistema para operar com foco na produção e ar comprimido.

Este procedimento é necessário em ciclos de trabalho que apresentam longos períodos de velocidade nula, pois, como pode ser observado no diagrama da Figura 4.1, a velocidade angular da bomba nos modos de operação tradicionais é diretamente dependente da velocidade do veículo, ou seja

$$\omega_p = \frac{v_{veh} i_D i_H}{r_w}. \quad (40)$$

Assim, se o veículo está parado, não é possível produzir ar comprimido. Este problema se repete ao se considerar o esvaziamento completo dos reservatórios de ar quando o veículo permanece fora de uso, assim também é interessante que o veículo híbrido seja capaz de operar o sistema hidráulico-pneumático sem estar em movimento.

A principal condição que sinaliza a necessidade de ativação deste novo modo é a velocidade do veículo. Se está em velocidade baixa sem indicação de aceleração considera-se que o desejo do motorista é de parar, logo, se o supervisor aciona o modo de carregamento 1 para produzir ar comprimido, ele também é capaz de identificar que está em um caso especial e ativar o modo auxiliar.

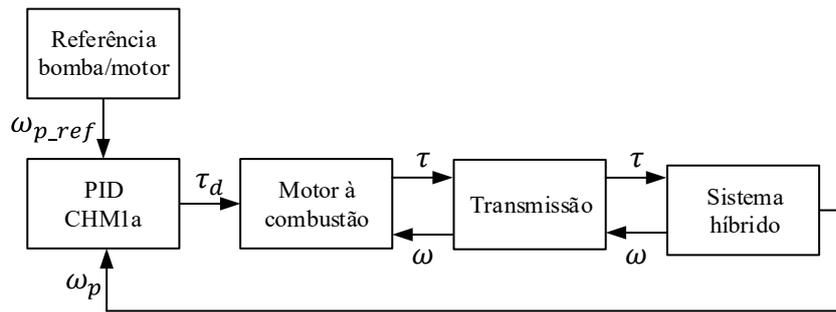
No CH_{M1a} o redutor mecânico na Figura 4.1 desacopla o sistema do eixo *cardan*, e todo o torque do motor à combustão é direcionado à bomba/motor, assim

$$\tau_p = \tau_e i_T i_H, \quad (41)$$

onde o valor de i_T é definido de maneira empírica por meio de simulações para garantir que o torque fornecido pelo motor à combustão e amplificado pela transmissão seja suficiente para atender à bomba/motor hidráulica de acordo com a pressão no circuito. A modelagem dinâmica do sistema, conforme apresentado na Seção 2.4.1.2, para este caso é simplificada e pode ser visualizada na Figura 5.5.

Também nota-se que o pedido de torque τ_d não é mais fornecido pelo modelo do motorista, pois neste modo ele não atua nos pedais de aceleração ou freio e, portanto, utiliza-se um novo controlador PID para definir o torque desejado do motor à combustão e a referência passa a ser a velocidade angular para a bomba/motor ω_{p_ref} , definida de modo a manter o componente em uma região de boa eficiência.

Figura 5.5 – Modelagem dinâmica do sistema no modo CH_{M1a}

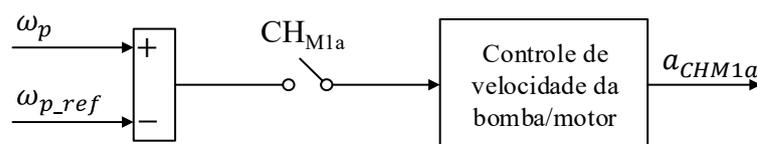


Fonte: Elaborado pelo autor

Como o CH_{M1a} é um modo secundário, os componentes do sistema hidráulico-pneumático permanecem sendo controlados conforme disposto nas Figura 4.6 e Figura 4.7. Já que o veículo encontra-se parado e o eixo cardan está desacoplado da transmissão, a sua massa (m_v) e a parcela da inércia equivalente ($J_{v(eq)}$) devido aos elementos rotativos podem ser desprezados na Equação (1) e a potência que o motor à combustão passa a ser função apenas das inércias deste componente e da bomba. Com estas considerações, o controlador que simula o motorista para definir a demanda de torque do motor à combustão não pode ser usado pois também depende de um erro de velocidade do veículo.

Um novo PID foi projetado por meio do método de Ziegler-Nichols com base em uma entrada degrau (FRANKLIN; POWELL; EMAMIM-NAEINI, 2006) com o sistema no modo CH_{M1a} ativo e em malha aberta, para se obter os ganhos do controlador disposto na Figura 5.6. A saída deste controlador a_{CHM1a} substitui o sinal $a_{throttle}$ do modelo do motorista e é usado em conjunto com o mapa BSFC da Figura 4.3 para definir o torque requisitado do motor à combustão, com a referência de velocidade do veículo substituída por uma referência de velocidade angular para a bomba/motor operar em região de alta eficiência. O Quadro 5.1 expõe uma breve descrição dos novos modos parciais apresentados nas subseções anteriores e os componentes que são utilizados em cada um.

Figura 5.6 – Controlador PID para o modo CH_{M1a}



Fonte: Elaborado pelo autor

Quadro 5.1 – Modos de operação, objetivos principais e componentes controlados

Modo de Operação	Objetivo principal	Acionamento booleano	Controle dinâmico
RG_{M1p}	Reduzir gradualmente o valor de ε_p para gradativamente aumentar a ação do torque convencional τ_{cb} em RG _{M1}	Redutor mecânico Válvula 1V3	Bomba/motor 1P Motor 1A Válvula 1V1
RG_{M2p}	Reduzir gradualmente o valor de ε_p para gradativamente aumentar a ação do torque convencional τ_{cb} em RG _{M2}	Redutor mecânico Válvula 1V3	Bomba/motor 1P Motor 1A Válvula 1V1
CH_{M1a}	Carregar os reservatórios de ar através do motor à combustão quando o veículo encontra-se parado	Redutor mecânico	Bomba/motor 1P Motor 1A Motor à combustão

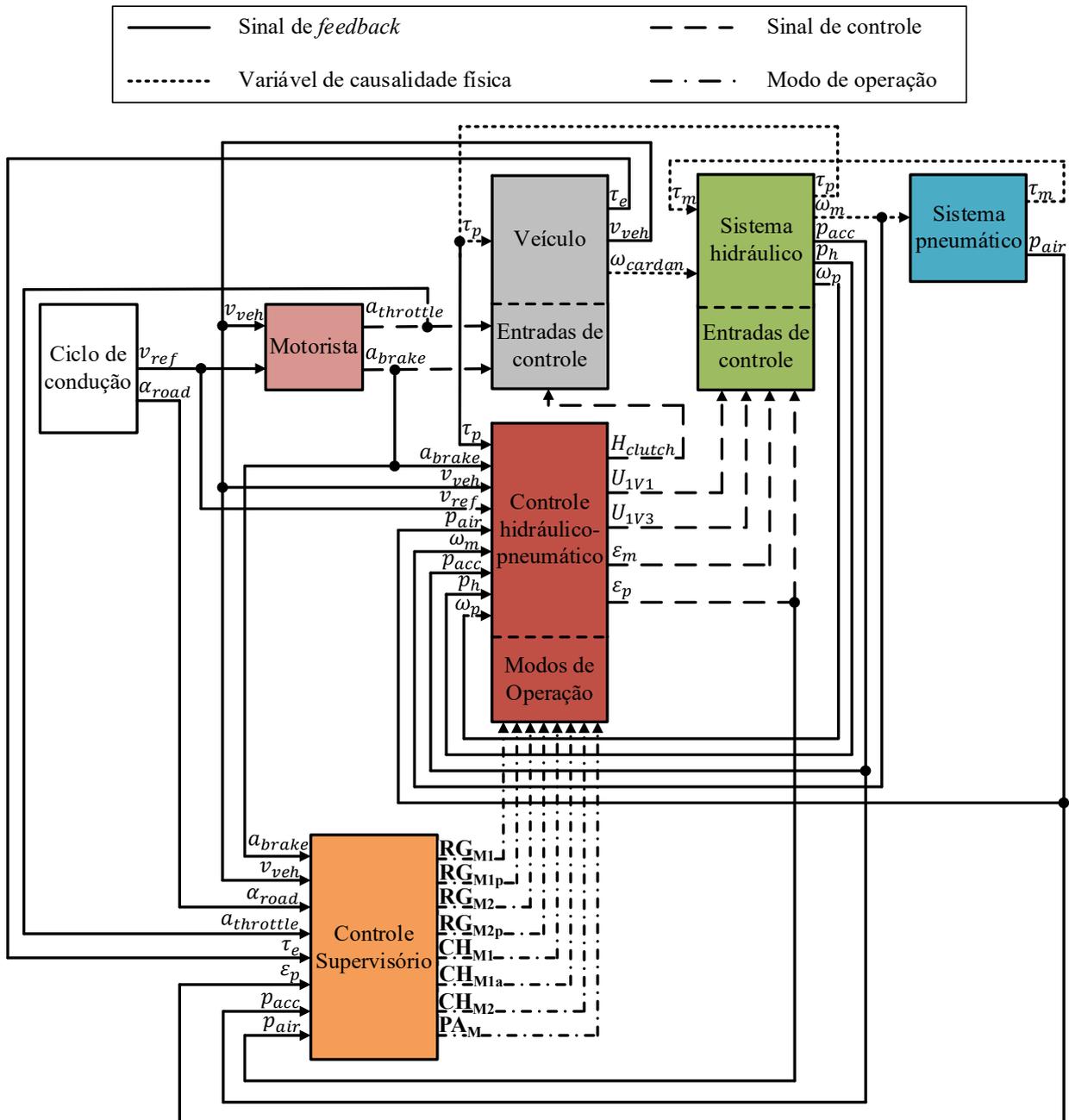
Fonte: Elaborado pelo autor

5.2 MODELAGEM DO SISTEMA POR MÁQUINAS DE ESTADOS FINITA

Com base nas características dos *statecharts* e do Stateflow® apresentadas no Capítulo 3, o sistema proposto do veículo híbrido foi modelado a partir de uma definição de seus estados de operação, seguido da definição de parâmetros que indicam quando o veículo se encontra em um estado que permite a utilização do conjunto híbrido e quando um dos modos será ativado. O objetivo é isolar o processo de tomada de decisão do conjunto de controle hidráulico-pneumático para permitir modificações no modo que o supervisor decida sobre a operação do sistema sem a necessidade de atuar também no controle dinâmico dos componentes.

A Figura 5.7 mostra como o supervisor é integrado ao sistema, indicando quais variáveis mensuráveis são utilizadas nos blocos de controle, a relação de causalidade entre os modelos e os sinais dos modos de operação. Em relação ao sistema anterior da Figura 4.4, surgem algumas modificações em relação às variáveis utilizadas diretamente no controle hidráulico-pneumático, como a adição de ω_p e a remoção de $a_{throttle}$, que passa a ser relevante apenas para o supervisor. Os sinais de referência apresentados indicam a relação entre os modelos matemáticos, referências e parâmetros utilizados pelos controladores das seções 4.3 e 5.1 e as variáveis necessárias para a aplicação da lógica do controle supervisor.

Figura 5.7 – Diagrama simplificado do sistema com o controle supervisorio e indicação dos sinais de *feedback*, variáveis de causalidade física, sinais de controle e modos de operação



Fonte: Elaborado pelo autor

5.2.1 Detalhamento dos estados de um veículo

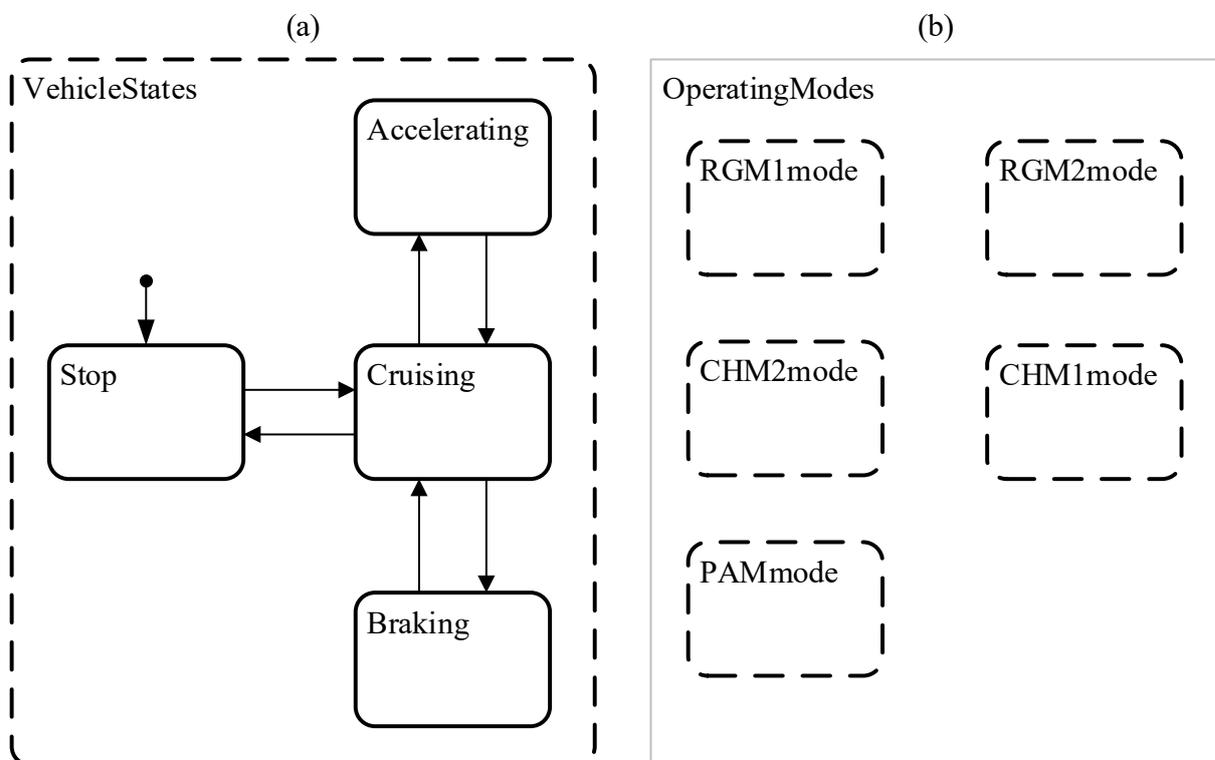
Uma primeira etapa da proposta de desenvolvimento do supervisorio heurístico é descrever como um veículo pode operar. Neste ponto é possível considerar quatro estados principais que podem descrever tanto o comportamento de um veículo convencional ou híbrido a cada instante, como parado, em aceleração, em frenagem ou em tráfego de cruzeiro, onde não há

aceleração ou frenagem mas permanece em movimento (GUZZELLA; SCIARRETTA, 2013; PISU; RIZZONI, 2007; PRITHVIRAJ, 2017).

A estratégia comum de modelagem por máquinas de estado consiste em utilizar um único autômato para descrever os estados do veículo e a partir destes tomar decisões sobre como o sistema deve operar (WANG; SUN; CHEN, 2019). Isto acarreta na necessidade de descrever todas as possíveis mudanças entre modos de operação, então no sistema proposto, onde os modos de carregamento existem como medida de segurança, seria necessário indicar, a partir de cada outro estado, transições para a ativação e desativação destes modos.

As propriedades dos *statecharts* (Capítulo 3) fornecem uma gama de opções para que se possa descrever um estado, efetuar transições e indicar ações de maneira a evitar uma explosão de estados. A proposta deste trabalho começa pela criação dos quatro estados principais já citados e pode ser visualizada na Figura 5.8 (a), no macroestado *VehicleStates*, enquanto na Figura 5.8 (b) estão os estados que avaliam a ativação dos modos de operação.

Figura 5.8 – Modelo preliminar do veículo por máquinas de estados. (a) Estados de operação do veículo. (b) Modos de operação do veículo híbrido



Fonte: Elaborado pelo Autor

Esta proposta objetiva isolar a avaliação de condições e/ou eventos para descrever inicialmente apenas o funcionamento do veículo e comunicar aos estados dos modos de operação

qual a condição instantânea de operação do mesmo (assim no primeiro nível o *statechart* é modelado com decomposição AND, ou seja, o estado *VehicleStates* opera em paralelo aos estados dos modos de operação), e pode-se determinar no sistema que a decisão sobre utilização de um modo de operação só deve ocorrer após a análise do comportamento do veículo.

A posição do pedal de aceleração $a_{throttle}$, de frenagem a_{brake} , inclinação da pista α_{road} , torque do motor à combustão τ_e e velocidade do veículo v_{veh} são analisados somente no macroestado *VehicleStates* e é expandida para incluir subestados específicos conforme necessário para a implementação do supervisor.

Também é utilizada a enumeração de dados para avaliação das condições de transições por meio de um número finito de termos em linguagem comum, ao invés da avaliação direta de valores, com exceção de v_{veh} , cuja faixas de valores computadas não são excludentes e podem causar conflitos na enumeração e na ordem de análise dos *statecharts*. É possível então avaliar os valores das variáveis em um único momento para evitar inconsistências no modelo quando o parâmetro é utilizado em mais de um momento. Assim, foram definidos para as outras quatro entradas os termos descritos na Tabela 5.1.

Tabela 5.1 – Enumeração de dados das variáveis de entrada $a_{throttle}$, a_{brake} , α_{road} e τ_e

Variável do sistema	Variável na máquina de estados	Condição de avaliação	Enumeração	Descrição
$a_{throttle}$	THROTTLE	= 0	Throttle.Off	Sem aceleração
		≤ 0,05	Thrtottle.Low	Aceleração muito baixa
		> 0,1	Throttle.High	Aceleração normal
a_{brake}	BRAKE	= 0	Brake.Off	Sem frenagem
		≤ 0,15	Brake.Low	Frenagem baixa
		> 0,2	Brake.High	Frenagem normal
α_{road}	SLOPE	≤ -0,5°	Slope.Neg	Tráfego em declive
τ_e	TORQUE	> 1.900 Nm	Torque.High	Torque elevado no motor à combustão

Fonte: Elaborado pelo autor

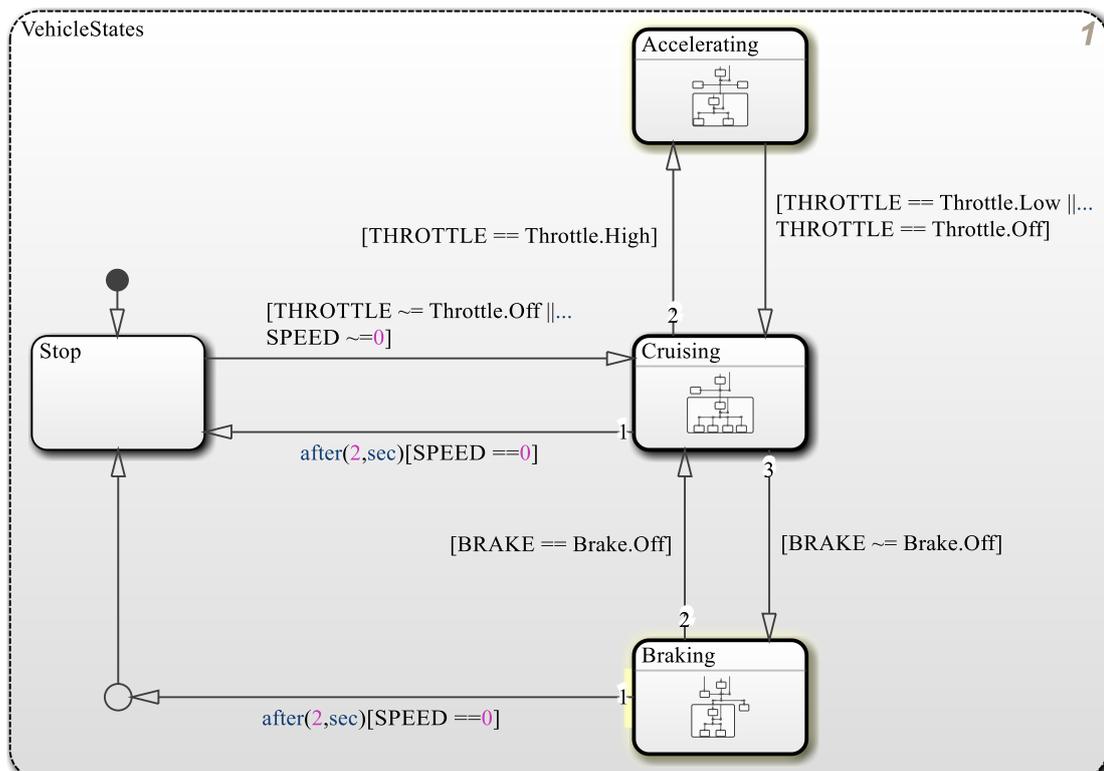
O limite de inclinação da pista foi definida de maneira arbitrária, assim como as condições de posição do pedal de aceleração e de frenagem, porém com uma diferença para permitir

certa histerese na troca entre modos assim que o valor ultrapassar a faixa definida (por exemplo, para o $a_{throttle}$ entre 0,05 e 0,1 nenhum dado novo de enumeração é definido).

O valor de torque do motor à combustão definido como alto (*high*) é de aproximadamente 90% do máximo de 2.100 Nm, conforme pode ser visto na Figura 4.3 para 420 hp (313,32 kW). Para motores à combustão em geral, se mantida a frequência rotacional constante, um aumento do torque fornecido resulta em maior eficiência, exceto quando a demanda se aproxima do máximo possível, assim este valor indica que o modo auxiliar do potência pode ser usado com o intuito de reduzir o consumo de combustível quando existe alta demanda de torque para aceleração (normalmente no tráfego em active).

Com as informações anteriores, é possível definir as condições das transições para a primeira etapa da modelagem dos estados principais do veículo, as quais podem ser visualizada na Figura 5.9, que apresenta o sistema conforme implementado diretamente no Stateflow®. Neste momento as variáveis THROTTLE, BRAKE são avaliadas conforme definido anteriormente, avalia-se SPEED em alguns casos e utiliza-se uma função temporal “after(2,sec)” que neste caso limita a realização da transição somente após o estado de origem estar ativo por mais de 2 segundos. As entradas são comparadas aos dados enumerados ou à valores específicos, enquanto os símbolos && e || representam as lógicas AND e OR, respectivamente.

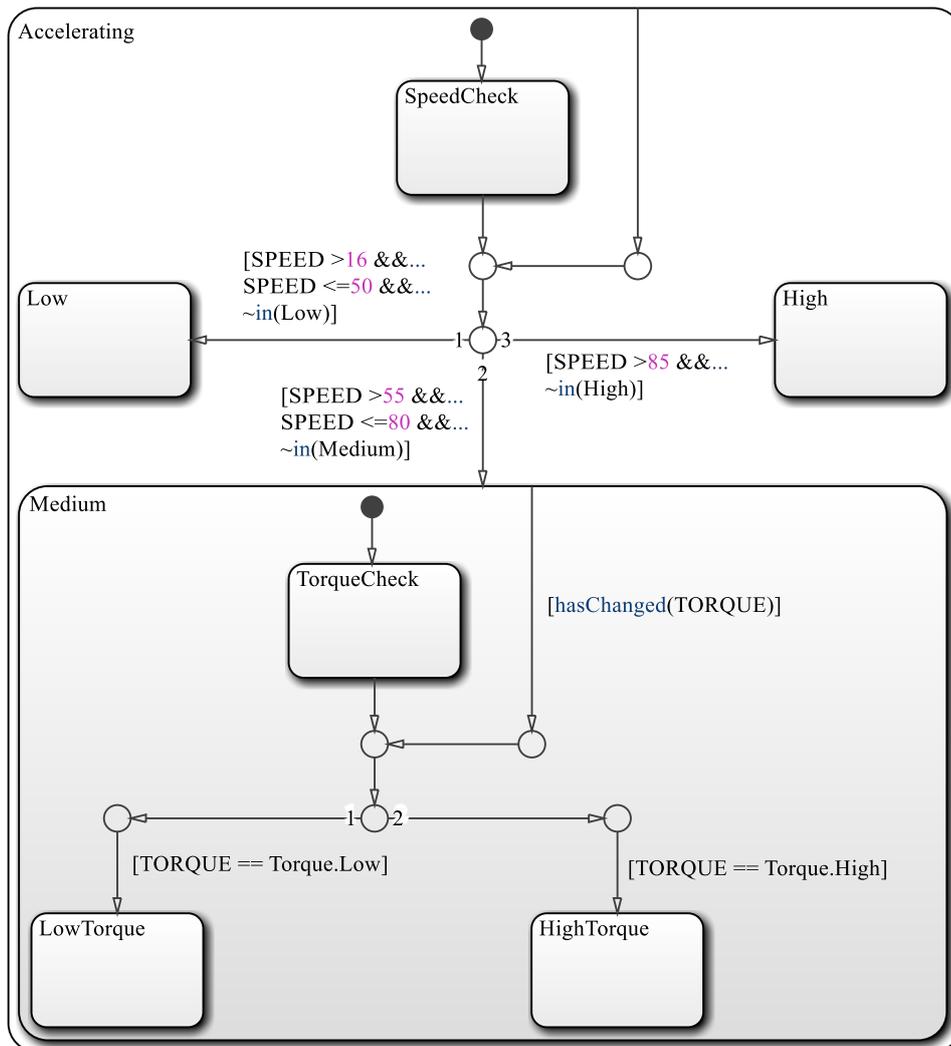
Figura 5.9 – Primeiro nível da modelagem dos estados do veículo



Fonte: Elaborado pelo autor

O refinamento dos estados *Accelerating*, *Cruising* e *Braking* será apresentado a seguir para descrever outras condições de operação do veículo necessárias para o acionamento dos modos e servem para já atender parte das regras do supervisor heurístico. O primeiro é descrito na figura abaixo e avalia valores de SPEED e TORQUE.

Figura 5.10 – Refinamento do subestado *VehicleStates.Accelerating*



Fonte: Elaborado pelo Autor

No estado anterior procura-se identificar condições de aceleração do veículo onde o modo PAM pode ser utilizado. Como o sistema hidráulico é incapaz de acelerar o veículo sozinho por um longo período de tempo ou quando o requisito de torque é elevado, o objetivo é levar o veículo a operar na região de maior eficiência. Remete-se novamente à Figura 4.3, onde é possível identificar que a frequência rotacional ideal para o motor à combustão está entre 1.000 e 1.500 rpm (104,72 a 157,08 rad/s), logo, por meio de uma análise de simulações e do sistema de seleção da relação de transmissão, a velocidade de 50 km/h se aproxima do ponto onde a

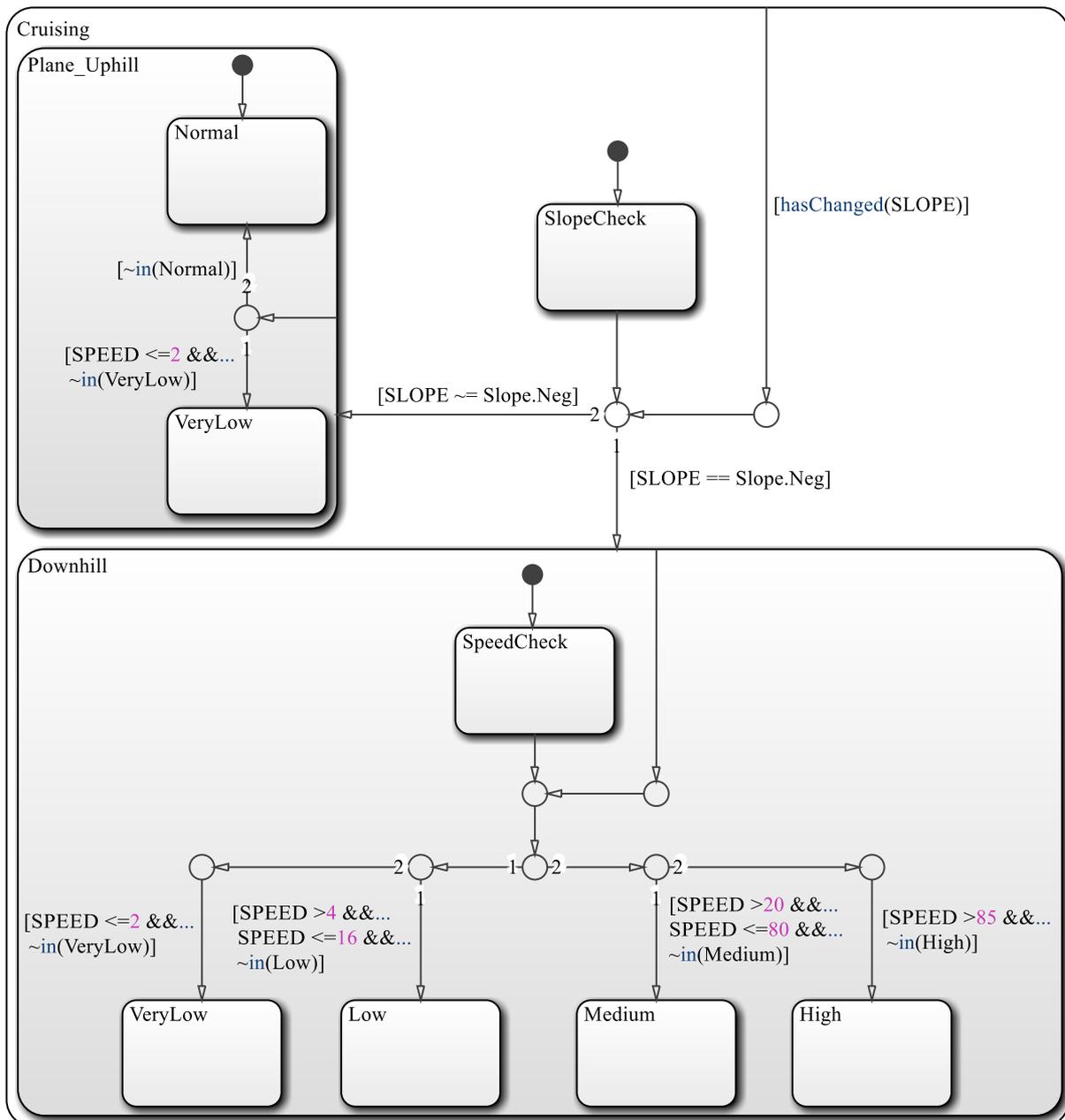
frequência rotacional $\omega_e = 1000$ rpm (104.72 rad/s) é atingida junto com a relação de transmissão $i_T = 1$. Por outro lado, evita-se ativar o modo até que o veículo atinja 16 km/h, quando a bomba se aproxima de uma frequência rotacional de 500 rpm (52,36 rad/s), pois valores inferiores a este não são recomendados para este componente.

Em velocidades superiores (neste caso entre 55 e 80 km/h) o motor à combustão se aproxima da operação na região ideal, então é verificado na máquina de estados se o valor limite de τ_e foi atingido através da variável TORQUE, internamente no estado *Accelerating.Medium*, em caso afirmativo o estado *Accelerating.Medium.HighTorque* é ativado e informa que o modo PAM pode ser utilizado. Por fim, em velocidades maiores (considera-se 85 km/h neste caso) o sistema não deve ser utilizado pois ultrapassa o limite de operação para a bomba/motor 1P.

Ao se considerar que a avaliação dos estados do veículo deve ocorrer repetidamente durante o funcionamento do sistema, seria necessário considerar a transição entre os estados *Low*, *Medium* e *High* no caso anterior, mas é possível implementar ao diagrama de estados uma transição com origem no estado pai *Accelerating*, indicada na seta vertical ao lado direito do estado *SpeedCheck*, de modo que toda a avaliação do valor de velocidade é repetida a cada ciclo de execução deste estado. A única limitação neste caso é que se o sistema decidisse reativar o estado *Low*, por exemplo, ele seria desativado e reativado, assim a função $\sim\text{in}(\text{Low})$ verifica se o estado já está ativo e impede a transição, o que mantém o supervisor no estado *Accelerating.Low* até que a variável SPEED atinja um dos outros limites para estados ou o motorista não esteja mais acelerando.

No estado *Medium* a variável TORQUE utiliza dados enumerados, então é possível definir que uma transição só deve ocorrer se for identificado uma mudança no valor de TORQUE, através da função *hasChanged(TORQUE)*. Ela é usada na transição com origem no estado pai *Medium* (ao lado do estado *TorqueCheck*), permite omitir transições diretas entre *LowTorque* e *HighTorque* e também não requer uma verificação do estado atual com a função “in”, já que após atingir um dos dois subestados finais as transições só serão verificadas novamente se a variável TORQUE assumir outro valor.

Os dois outros estados são modelados de maneira similar. No estado *Cruising* não existe atuação dos pedais de aceleração e frenagem, assim o único modo possível é o RG_{M1} , que só deve ocorrer quando o veículo trafega em declive. Neste caso são avaliados então as variáveis SLOPE e SPEED, conforme Figura 5.11.

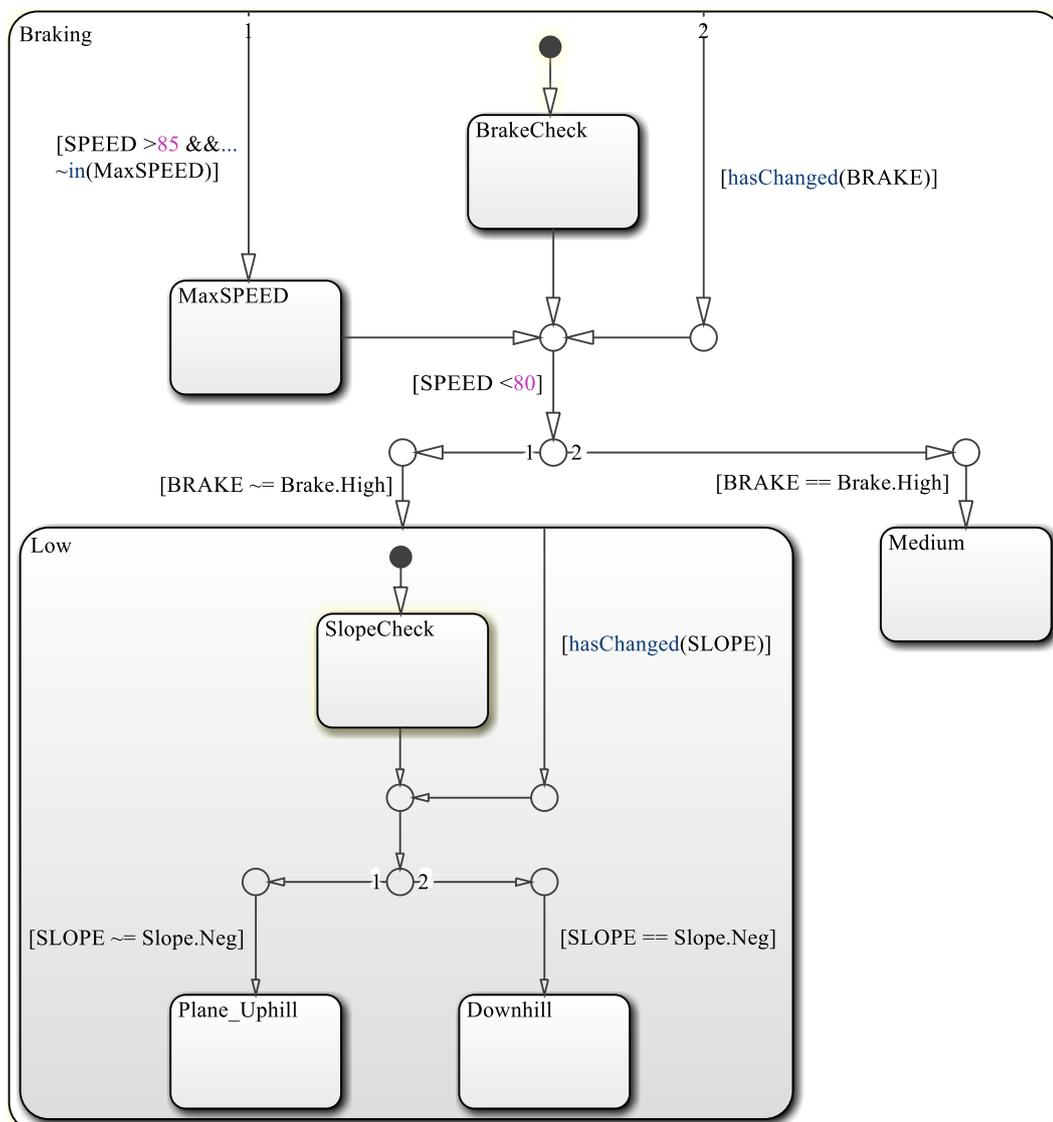
Figura 5.11 – Refinamento do subestado *VehicleStates.Cruising*

Fonte: Elaborado pelo Autor

Se o sistema identifica que o veículo trafega em declive ($\text{SLOPE} == \text{Slope.Neg}$), então é necessário avaliar a sua velocidade para informar se é ou não possível ativar o modo regenerativo. Se a velocidade do veículo estiver abaixo de 16 km/h evita-se o uso do sistema regenerativo pois a bomba/motor operaria fora de sua região recomendada de velocidade angular, enquanto se a velocidade estiver muito baixa, próxima de 2 km/h neste caso, o sistema inicia a preparação para ativar o modo CH_{M1a} . Considera-se então que o valor ideal de v_{veh} está entre 20 e 80 km/h (*Downhill.Medium*), enquanto que, se a velocidade ultrapassar 85 km/h, atinge-se o limite superior que impede a utilização do sistema híbrido, conforme no caso anterior de aceleração.

A Figura 5.12 apresenta o refinamento proposto para descrição dos estados de frenagem, onde é definido um estado separado par a velocidade do veículo (*MaxSPEED*), cuja transição é a primeira a ser avaliada enquanto *Braking* está ativo. O principal é avaliar a intensidade da frenagem. Se $BRAKE == Brake.High$ o sistema pode ativar RG_{M2} , enquanto o RG_{M1} é utilizado na frenagem leve e quando o veículo está em declive, de acordo com a mesma lógica do caso anterior. Nota-se que a frenagem é limitada aos casos onde $SPEED < 80$, conforme indicado na transição intermediária logo abaixo do estado *BrakeCheck*.

Figura 5.12 – Refinamento do subestado *Vehicle.Braking*



Fonte: Elaborado pelo Autor

Com o detalhamento anterior descreve-se todos os estados necessários ao controle supervisório para os modos RG_{M1}/RG_{M1p} , RG_{M2}/RG_{M2p} e PA_M . Os modos de carregamento CH_{M1} e CH_{M2} não usam estas informações pois independem dos estados do veículo, já que atuam como

um sistema de emergência para produção de ar comprimido e não devem ser limitados às condições anteriores como velocidade do veículo, torque do motor à combustão etc.

5.2.2 Modos de operação

O detalhamento anterior dos estados do veículo não detalha a ativação dos modos de operação, pois é possível identificar mais de um estado onde um modo pode ser ativado, por exemplo, o RG_{M1} pode ocorrer tanto em *Cruising* quanto em *Braking*. Por isso, a proposta para ativação dos modos é utilizar uma função gráfica para avaliar quais estados do veículo podem ativar cada modo e quais devem desativá-los. Isto permite condensar a avaliação do veículo em um único lugar e definir eventos que indicam que um modo pode ser ativado.

Conforme mencionado anteriormente, a separação da análise de estados do veículo e dos modos de operação também reduz o número de variáveis que devem ser avaliadas em um único local, assim será possível notar que são necessárias apenas as variáveis p_{acc} , p_{air} e ϵ_p , além da verificação se outros modos estão ativos, em alguns casos. Também é interessante mencionar que nem todos os estados descritos anteriormente são utilizados nesta etapa, já que alguns existem para informar que o veículo atende apenas parte dos requisitos para a ativação dos modos ou está em uma região desfavorável para a operação do sistema híbrido.

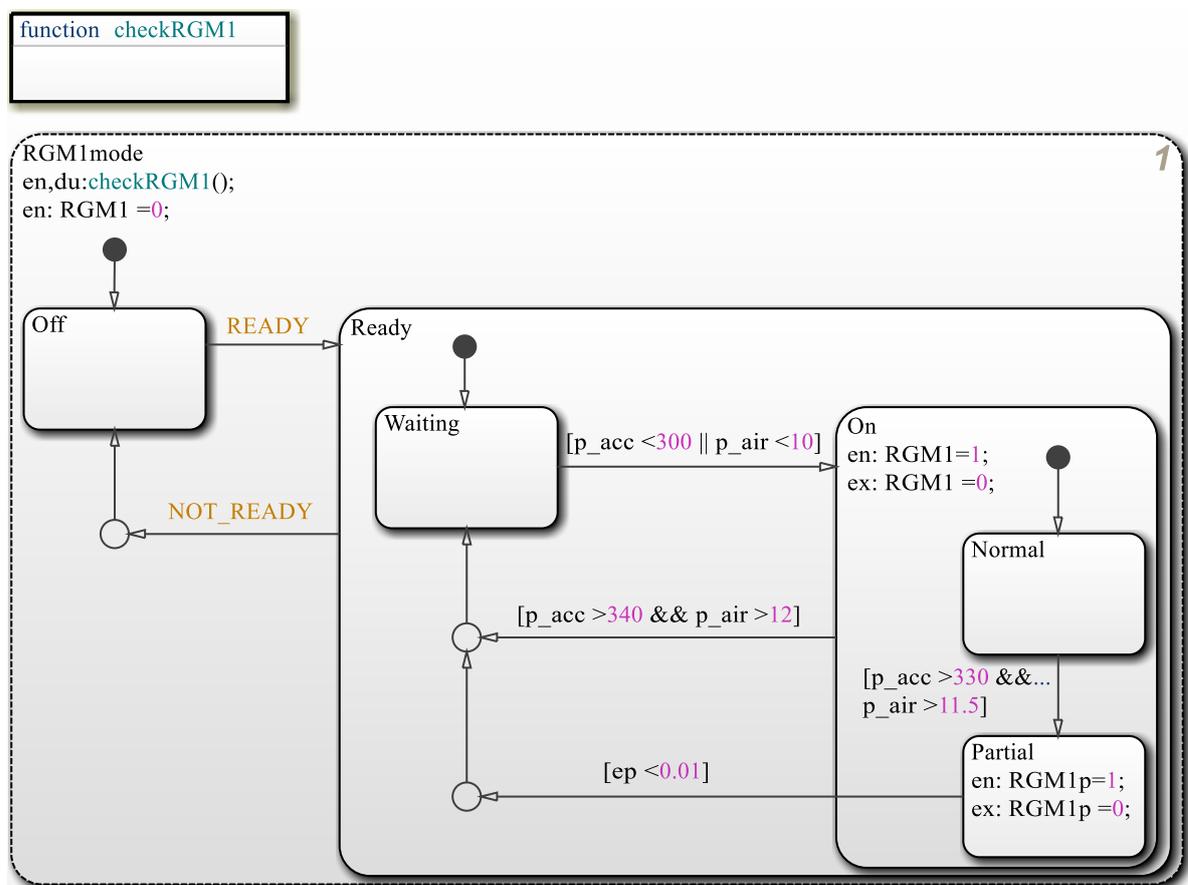
5.2.2.1 Modo regenerativo RG_{M1}/RG_{M1p}

A avaliação do primeiro modo pode ser vista na Figura 5.13. A forma de distribuição dos subestados é similar para os outros modos, com simplificações e mudanças quando necessário e que serão detalhados posteriormente. O primeiro ponto é o chamado da função gráfica $checkRG_{M1}()$ enquanto o estado pai RG_{M1mode} está ativo (funções *entry* e *during*). Como a máquina de estados está implementada para que seus estados operem em paralelo, esta verificação dos estados do veículo é realizada a cada instante do funcionamento do sistema.

Se a função gráfica identificar que o veículo se encontra em um estado adequado, o sistema recebe o evento **READY**, de modo que o sistema realiza a transição e sabe que o modo pode ser ativado (estado *Ready.Waiting*). Em seguida é realizada uma verificação das pressões do sistema, caso alguma esteja abaixo do valor especificado o estado *Ready.On* é ativado e pode-se observar que neste momento a variável RG_{M1} assume o valor 1, que é enviado ao controle hidráulico-pneumático para ativação dos controladores PID dos componentes usados neste modo.

É neste momento que o estado RG_{M1p} , descrito na seção 5.1.2, pode ser ativado, o que ocorre quando ambas as pressões se aproximam do máximo permitido pelos reservatórios do sistema, de modo a iniciar a transição para a frenagem pelos freios convencionais. Nota-se que o modo RG_{M1} permanece ativo, pois apenas a bomba/motor 1P necessita desta informação. A desativação de ambos os modos (função *exit* dos estados *Ready.On* e *Ready.On.Partial*) ocorre quando as pressões atingem os valores máximos especificados ou quando o deslocamento volumétrico da bomba/motor atinge um valor pequeno, o que só é verificado se o sistema ativa RG_{M1p} .

Figura 5.13 – Estado e função de ativação do modo RG_{M1}/RG_{M1p}

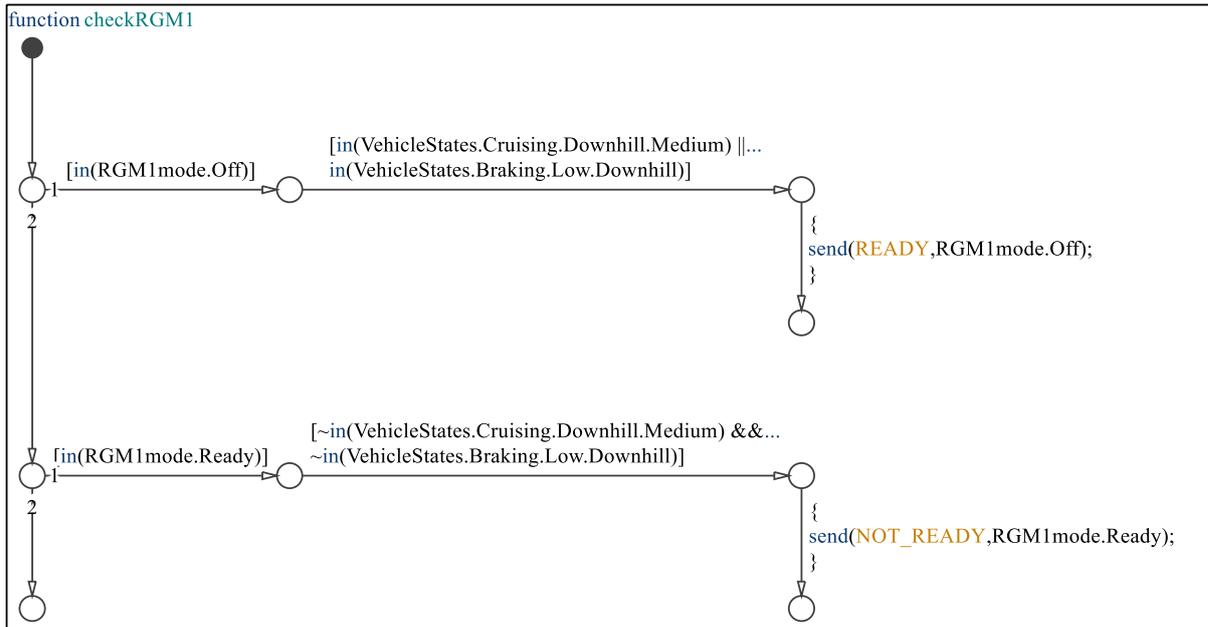


Fonte: Elaborado pelo autor

É importante indicar que a desativação de RG_{M1} ou RG_{M1p} apenas leva o sistema novamente ao estado *Ready.Waiting*, assim se as pressões voltarem ao patamar definido o modo pode ser reativado. O supervisor só impedirá esta situação quando a função gráfica (Figura 5.14) informar que o veículo não se encontra mais em estados adequados para o modo em análise, através do evento `NOT_READY`, que se sobrepõe a qualquer análise das pressões pois desativa o estado *Ready*.

Um último ponto é a ordem de execução dos estados, que pode ser visto no canto superior direito. O modo regenerativo 1 tem preferência sobre os outros, pois deseja-se recuperar o máximo de energia possível, então na execução desta máquina de estados, o primeiro modo avaliado é o RG_{M1} e se ele for ativado, a informação é enviada aos outros modos para evitar conflitos de ativação.

Figura 5.14 – Função gráfica de análise dos estados do veículo para RG_{M1}



Fonte: Elaborado pelo autor

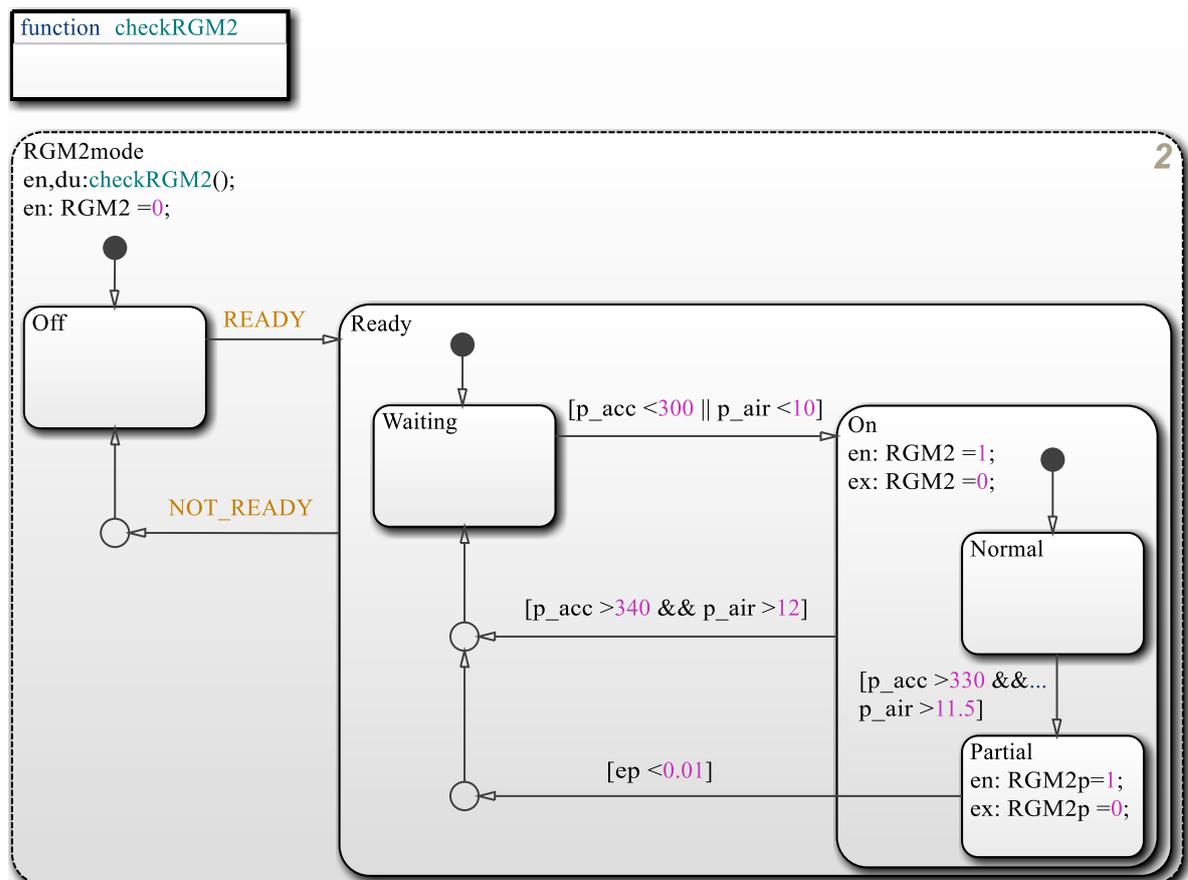
A função gráfica anterior é construída conforme as recomendações do MAAB (THE MATHWORKS INC., 2012), assim todas as condições são avaliadas nas transições horizontais, enquanto as ações apenas nas verticais. Para que os eventos não sejam reenviados a cada passo de análise da máquina, primeiramente é avaliado qual subestado do RG_{M1mode} está ativo, para em seguida avaliar os estados do veículo, através da função `in()`.

Para o RG_{M1} dois estados permitem a sua ativação, com tráfego em declive em cruzeiro ou por frenagem leve, *VehicleStates.Cruising.Downhill.Medium* e *VehicleStates.Braking.Low.Downhill*, respectivamente, assim como a desativação depende apenas de o veículo não se encontrar em um desses estados, a negação é avaliada por `~in()`. Por fim, se as transições forem executadas, a função gráfica envia os eventos `READY` ou `NOT_READY` diretamente para o subestado adequado, por meio da função `send()`.

5.2.2.2 Modo regenerativo RG_{M2}/RG_{M2p}

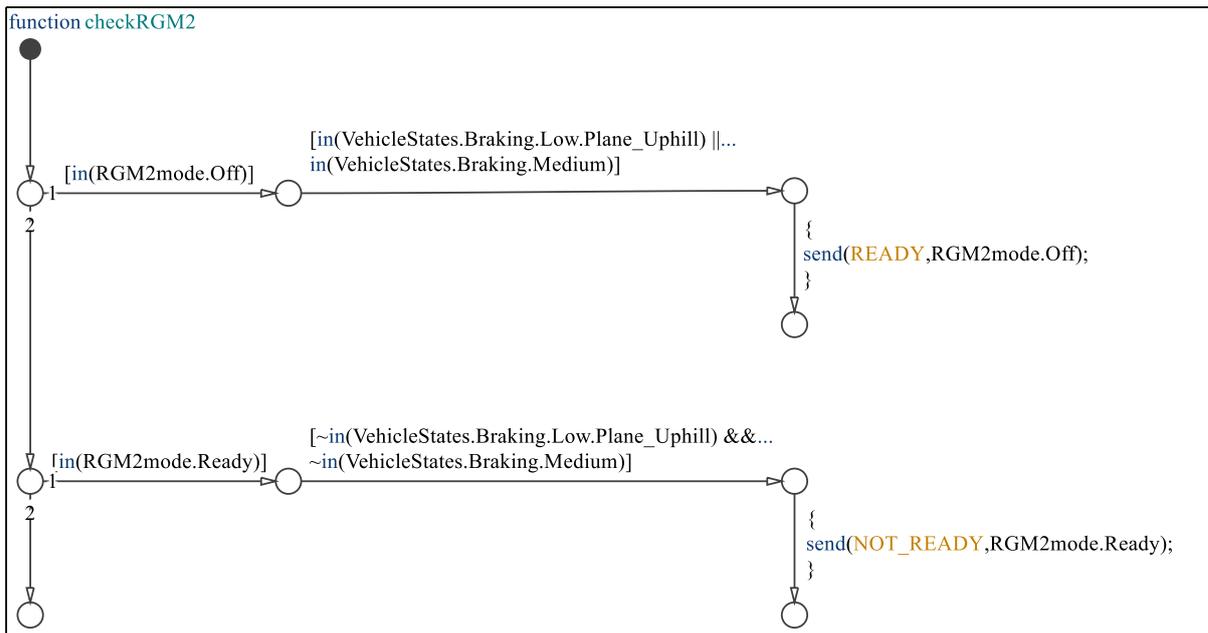
O modo regenerativo 2 segue uma lógica similar de ativação, pois as condições são as mesmas e a principal diferença está nos estados do veículo e no objetivo do modo, já que cada um utiliza referências diferentes no controle hidráulico-pneumático. A Figura 5.15 apresenta o estado de análise do modo RG_{M2} , enquanto a Figura 5.16 mostra a função *checkRGM2*.

Figura 5.15 – Estado e função de ativação do modo RG_{M2}/RG_{M2p}



Fonte: Elaborado pelo autor

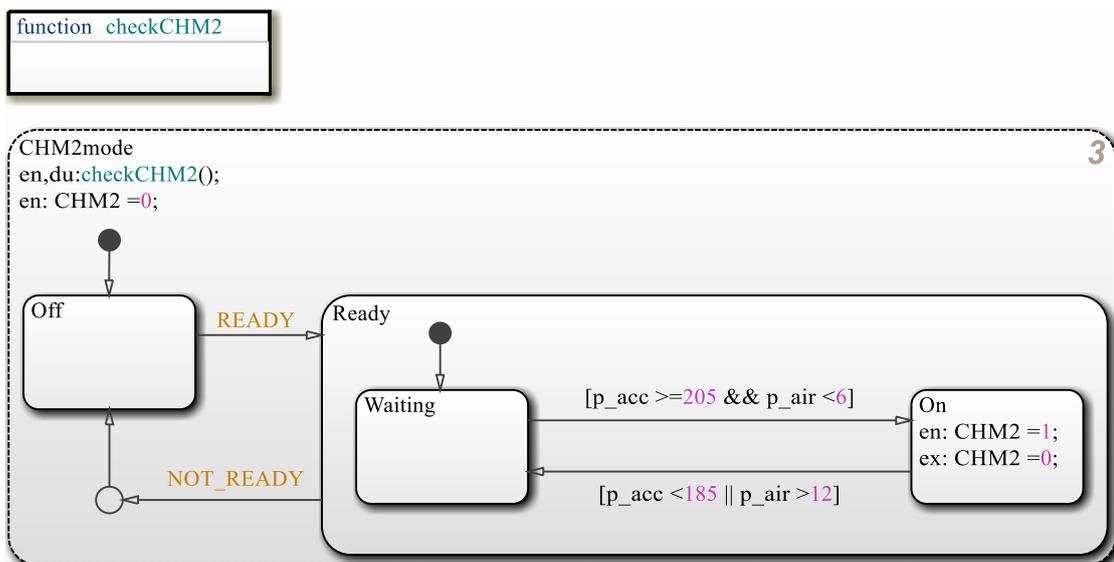
Os parâmetros e valores definidos nas condições das transições são os mesmos aplicados anteriormente, junto com a lógica de ativação de RG_{M2p} . Os eventos **READY** e **NOT_READY** são enviados pela função *checkRGM2()*, que considera o sistema apto a ativar o modo regenerativo para redução de velocidade do veículo quando este se encontra em frenagem leve com tráfego no plano ou em aclive (*VehicleStates.Braking.Low.Plane_Uphill*) ou simplesmente quando a atuação do motorista sobre o pedal de freio é intensa (*VehicleStates.Braking.Medium*).

Figura 5.16 – Função gráfica de análise dos estados do veículo para RGM₂

Fonte: Elaborado pelo Autor

5.2.2.3 Modo de carregamento CH_{M2}

A lógica de ativação do CH_{M2}, terceiro modo em análise, nas Figura 5.17 e Figura 5.18 é mais simples que os casos anteriores. Para os reservatórios de ar define-se uma pressão crítica que exige a produção de ar comprimido (6 bar) e se o modo for ativado o sistema pode permanecer em funcionamento até que se atinja a capacidade máxima dos reservatórios.

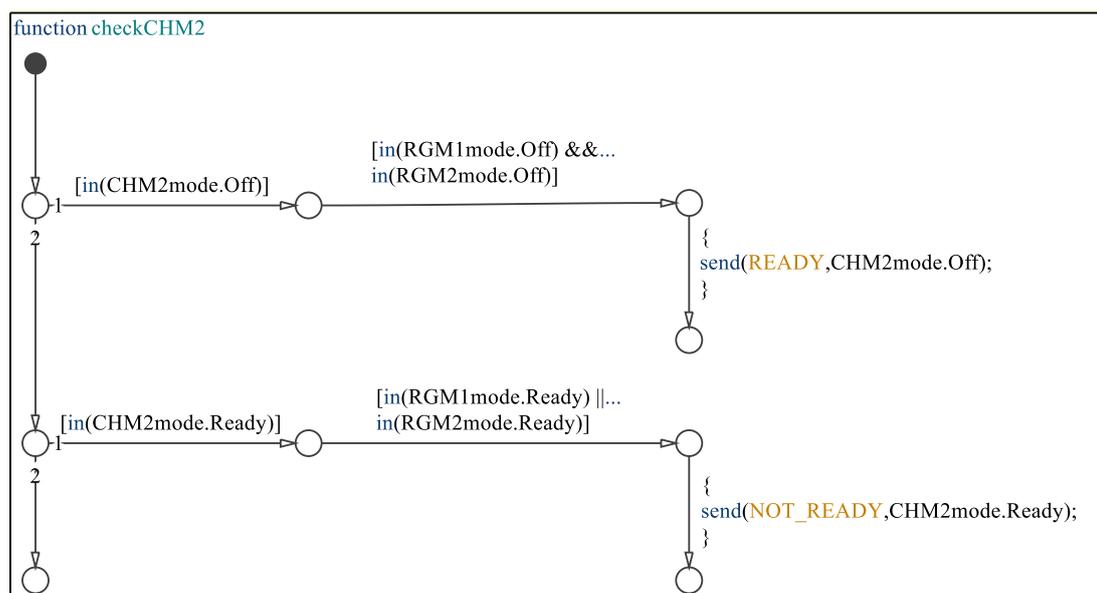
Figura 5.17 – Estado e função de ativação do modo CH_{M2}

Fonte: Elaborado pelo autor

Os valores de pressão hidráulica definidos dependem do tamanhos dos componentes, assim o valor que define a desativação do CH_{M2} é obtida quando se igualam as Equações (12) e (18) em regime permanente, que descrevem a vazão do motor hidráulico e do acumulador. Assume-se que a pressão mínima para a linha hidráulica deve ser de 130 bar para permitir a operação do compressor quando a pressão no reservatório está alta, deste modo obtém-se que a pressão do acumulador para desativação do modo deve ser 185 bar para garantir que a vazão hidráulica será suficiente para o motor operar em 2.000 rpm quando $\varepsilon_m = 1$.

O valor mínimo para ativação de 205 bar deriva do fato que o funcionamento do modo CH_{M2} independe da velocidade do veículo, ou seja, é possível estimar a mínima diferença de pressão necessária (neste caso 20 bar) para permitir que a vazão fornecida pelo acumulador seja suficiente para operar o sistema neste modo por pelo menos 10 segundos, valor definido arbitrariamente com o intuito de evitar o acionamento e desativação rápida do modo CH_{M2} .

Figura 5.18 – Função gráfica de análise de modos para CH_{M2}



Fonte: Elaborado pelo Autor

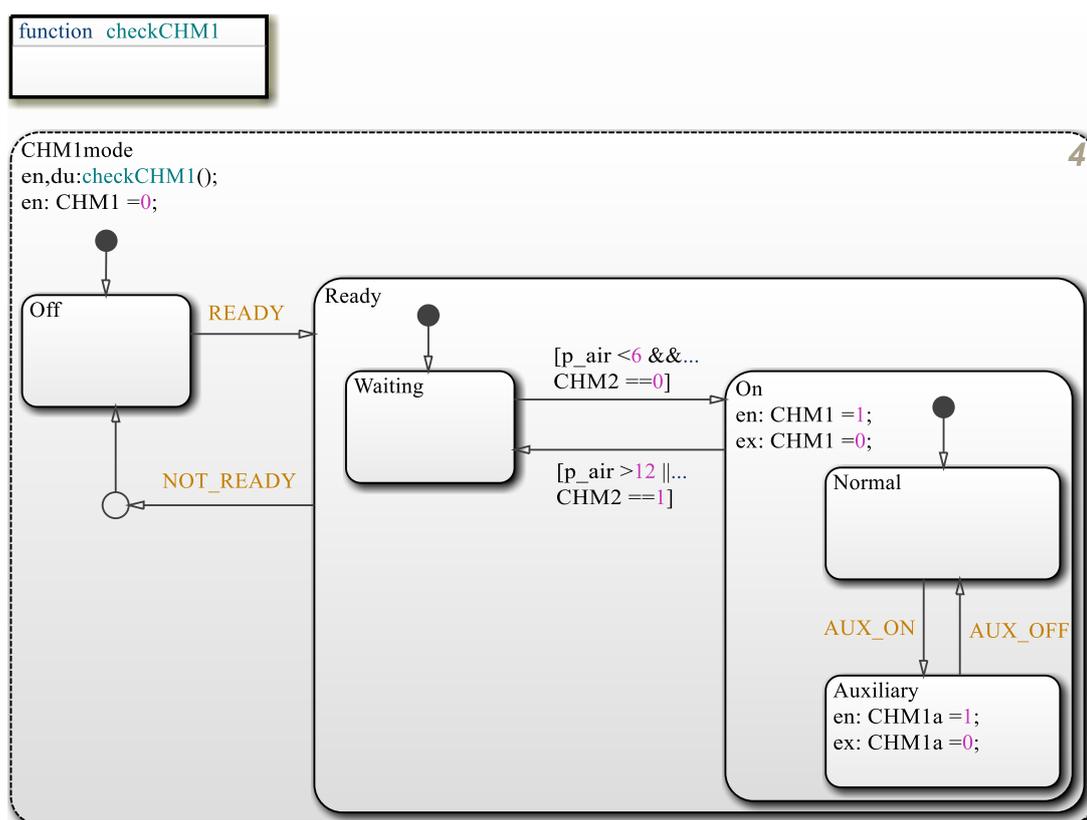
O CH_{M2} é o único modo que pode ser ativado sem o acoplamento do sistema híbrido ao eixo do veículo, deste modo sua ativação independe dos estados do veículo. O que define se ele pode ou não ser utilizado é se algum dos modos regenerativos está ativo, pois estes já produzem ar comprimido, assim o evento `READY` só é enviado se forem verificadas uma das condições `RGM1mode.Off` ou `RGM2mode.Off`. Como o valor de p_{air} definido para a ativação destes modos é maior que o valor crítico do CH_{M2} , assim que um deles ativar o estado `Ready` é possível levar

o sistema ao *CHM2mode.Off*, pois os modos regenerativos irão produzir ar comprimido se necessário.

5.2.2.4 Modo de carregamento CH_{M1}/CH_{M1a}

Caso os acumuladores estejam descarregados e o sistema requisiite produção de ar comprimido, deve ser ativado o modo de carregamento 1, por meio da estratégia implementada na Figura 5.19. A condição adicional para ativação deste modo é confirmar se o CH_{M2} está inativo, o que é feito diretamente no estado *CHM1mode.Ready* para permitir que o sistema permaneça no *CHM1mode.Ready.Waiting* e seja ativado assim que necessário. Outros dois eventos (*AUX_ON* e *AUX_OFF*) são fornecidos pela função *checkCHM1* para o acionamento do modo de carregamento auxiliar.

Figura 5.19 – Estado e função de ativação do modo CH_{M1}/CH_{M1a}

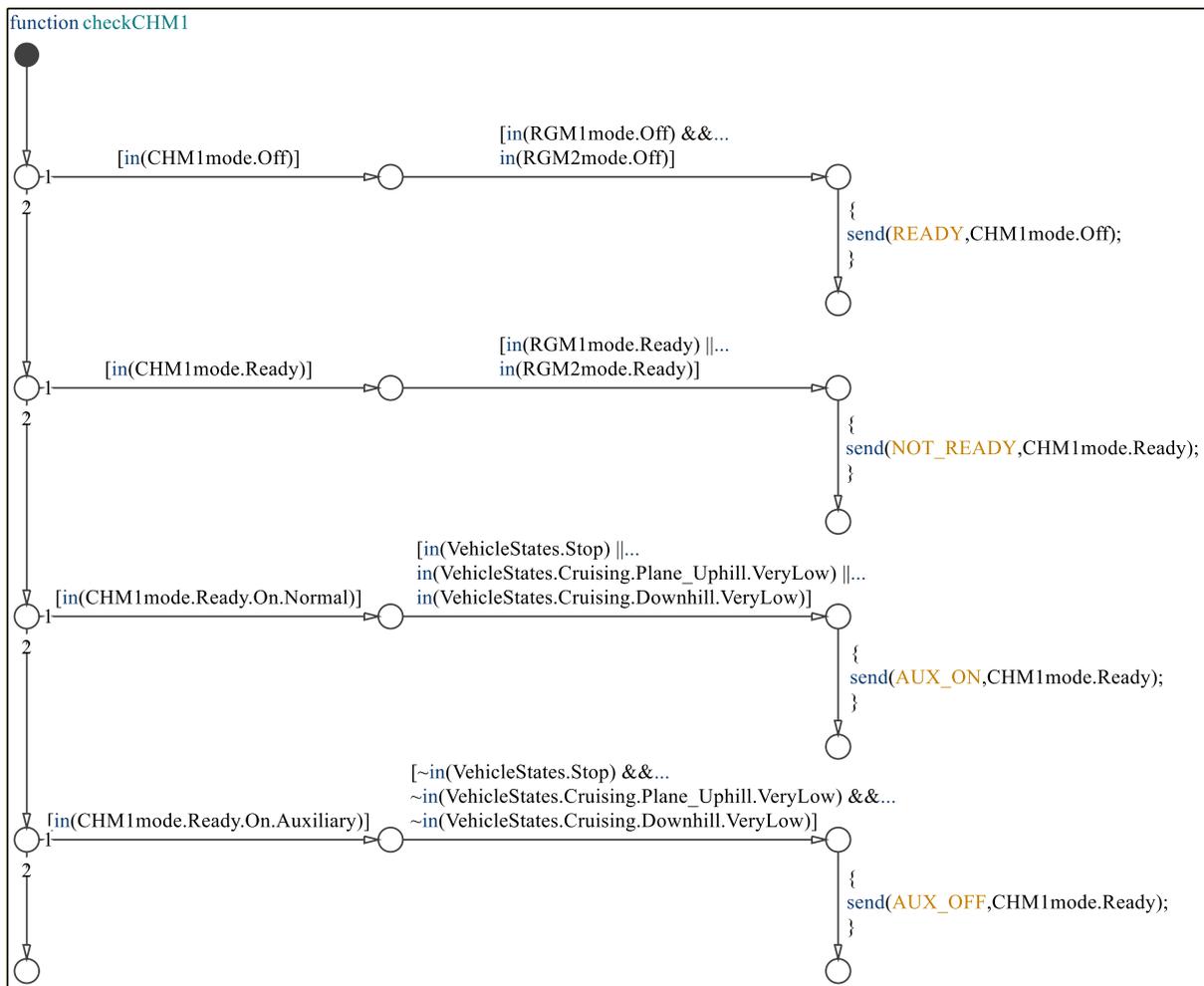


Fonte: Elaborado pelo Autor

A função gráfica deste caso efetua duas avaliações, como pode ser visto na Figura 5.20. Primeiramente é realizada a mesma avaliação do CH_{M2} em relação aos modos regenerativos, pois o CH_{M1} padrão também independe do estado do veículo, porém é necessário avaliar o comportamento deste para que a estratégia do CH_{M1a} possa ser ativado, assim, se o estado

CHM1mode.Ready.On.Normal está ativo, verifica-se se o veículo encontra-se parado (*VehicleStates.Stop*) ou quando o motorista apresenta a tendência de parar totalmente o veículo (*VehicleStates.Cruising.Plane_Uphill.VeryLow* e *VehicleStates.Cruising.Downhill.VeryLow*), e diz ao sistema para desacoplar as rodas do motor à combustão e ativar o controlador de torque para produção de ar comprimido. Se for identificado qualquer aceleração ou aumento de velocidade o modo auxiliar é prontamente desativado, pois o CH_{M1} pode ser usado novamente.

Figura 5.20 – Função gráfica de análise de modos e estados do veículo para CH_{M1}/CH_{M1a}



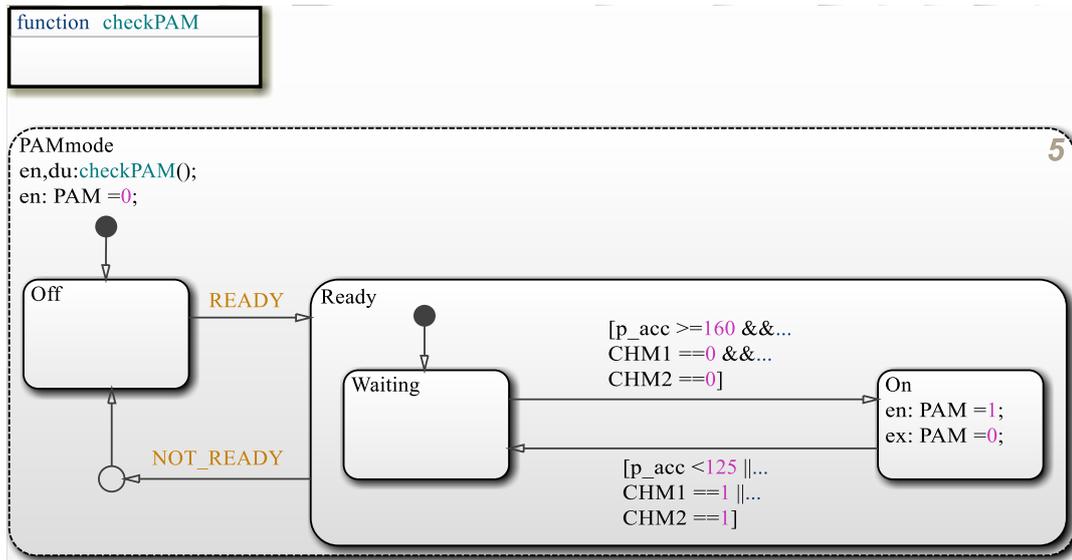
Fonte: Elaborado pelo Autor

5.2.2.5 Modo auxiliar de potência PA_M

O último modo a ser avaliado é o PA_M , cuja preparação depende somente do estado *Accelerating* do veículo. As condições para ativação são $CHM1 = CHM2 == 0$, pois o sistema deve dar preferência à produção de ar comprimido, e um valor adequado de p_{acc} , definido neste caso como 160 bar para acionamento e 125 bar para desativação, Figura 5.21. Esta diferença de valores foi definida arbitrariamente para permitir que o modo permaneça ativo por um certo

tempo para estabilização da operação dos componentes, enquanto o valor mínimo existe para garantir que se algum outro modo que utiliza os acumuladores for ativado a pressão hidráulica estará em um valor próximo do necessário para acionamento do motor hidráulico.

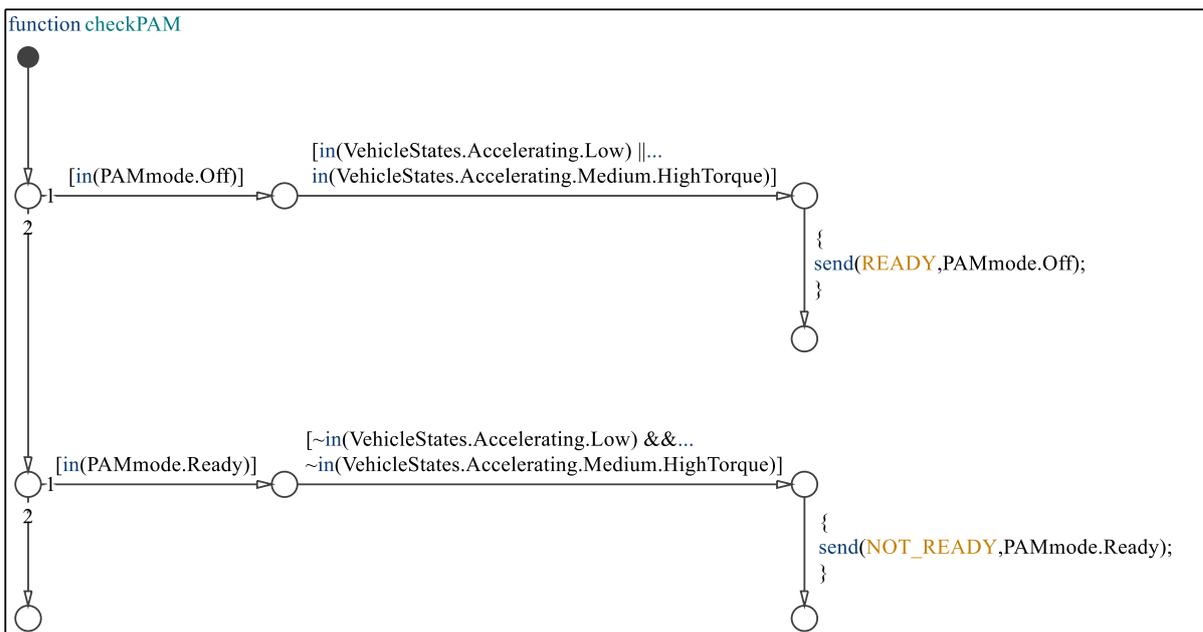
Figura 5.21 – Estado e função de ativação do modo PAM



Fonte: Elaborado pelo Autor

Por fim, os estados que permitem a ativação seguem a lógica descrita na seção 5.2.1 e são *VehicleStates.Accelerating.Low* ou *VehicleStates.Accelerating.Medium.HighTorque*, conforme Figura 5.22.

Figura 5.22 – Função gráfica de análise de modos e estados do veículo para PAM



Fonte: Elaborado pelo Autor

5.2.2.6 Síntese dos estados do veículo e condições para ativação dos modos

Esta subseção apresenta um resumo do que foi apresentado até o momento nesta seção 5.2. Inicia-se por descrever a técnica que foi utilizada para a modelagem do supervisor, onde foi proposto separar a máquina de estados por meio de decomposição AND para a princípio descrever discretamente o comportamento de um veículo, por meio da análise dos valores de $a_{throttle}$, a_{brake} , α_{road} , τ_e e v_{veh} . Essas variáveis foram selecionadas para atender ao sistema de veículo proposto em estudo e podem ser modificadas conforme necessário, mas mantém-se o objetivo de não avaliar as condições do sistema de hibridização neste momento.

A propriedade de hierarquia é de grande auxílio neste momento pois permite projetar uma análise sequencial das variáveis, assim o usuário pode inicialmente avaliar os parâmetros mais gerais que descrevem as transições de estados e, quando necessário, avaliar outras variáveis somente onde for preciso. Cita-se como exemplo o estado *VehicleStates.Braking* na Figura 5.12, que começa por avaliar o valor de BRAKE e, se entrar no estado *Low*, somente então é avaliado o valor de SLOPE, já que esta última variável não é considerada relevante para o estado *Medium*.

Também destaca-se a importância de considerar uma faixa adequada de valores nos limites definidos para a transição entre estados para reduzir a troca frequente de modos de operação, por exemplo, na Figura 5.11 tem-se a avaliação de SPEED no estado *Cruising.Downhill* e considera-se uma velocidade máxima de 16 km/h para ativar o estado *Low*, mas uma mínima de 20 km/h para o próximo estado, *Medium*. Em conjunto com a função “ \sim in()”, que garante que o estado não será reativado a cada execução do diagrama de estados, tem-se então que o sistema permaneceria do estado *Low* mesmo que a velocidade estivesse maior que 16 km/h (ou de maneira análoga no sentido contrário, com redução de velocidade).

O Quadro 5.2 apresenta a lista de vinte e um estados finais utilizados na modelagem do veículo, onde pode ser visto que nove são diretamente aplicados na tomada de decisões sobre os modos. Os estados descritos na seção 5.2.1 que não são avaliados existem para completar a modelagem do veículo ou como estado inicial antes da verificação de valor das variáveis, cuja utilização é recomendada para garantir a existência de uma transição e subestado padrões quando o estado pai é ativado, evitando assim eventuais conflitos na análise de transições do sistema.

Quadro 5.2 – Modos de operação e estados do veículo utilizados

Modo	Tipo de estado	Estados do veículo utilizados na análise
RG_{M1}/RG_{M1p}	Final	<i>VehicleStates.Cruising.Downhill.Medium</i>
		<i>VehicleStates.Braking.Low.Downhill</i>
RG_{M2}/RG_{M2p}	Final	<i>VehicleStates.Braking.Low.Plane_Uphill</i>
		<i>VehicleStates.Braking.Medium</i>
CH_{M1}/CH_{M2}	-	-
CH_{M1a}	Inicial/Final	<i>VehicleStates.Stop</i>
	Final	<i>VehicleStates.Cruising.Plane_Uphill.VeryLow</i>
		<i>VehicleStates.Cruising.Downhill.VeryLow</i>
PA_M	Final	<i>VehicleStates.Accelerating.Low</i>
		<i>VehicleStates.Accelerating.Medium.HighTorque</i>
-	Inicial	<i>VehicleStates.Accelerating.SpeedCheck</i>
		<i>VehicleStates.Accelerating.Medium.TorqueCheck</i>
		<i>VehicleStates.Cruising.SlopeCheck</i>
		<i>VehicleStates.Cruising.Plane_Uphill.Normal</i>
		<i>VehicleStates.Cruising.Downhill.SpeedCheck</i>
		<i>VehicleStates.Braking.BrakeCheck</i>
	Complementar	<i>VehicleStates.Braking.Low.SlopeCheck</i>
		<i>VehicleStates.Accelerating.High</i>
		<i>VehicleStates.Accelerating.Medium.LowTorque</i>
		<i>VehicleStates.Cruising.Downhill.Low</i>
		<i>VehicleStates.Cruising.Downhill.High</i>
		<i>VehicleStates.Braking.MaxSPEED</i>

Fonte: Elaborado pelo Autor

A próxima etapa foi a implementação dos estados que descrevem a ativação dos modos de operação. A utilização da função gráfica, que neste caso age como um sistema *if-else*, concentra a análise do veículo em um único local para adição ou remoção de estados conforme necessário e pode-se então usar eventos para indicar a possibilidade de uso de algum dos modos. A confirmação de ativação e desativação ocorre quando as condições de carga dos acumuladores e/ou reservatório de ar são atendidas, conforme disposto na Tabela 5.2, onde os valores de pressão estão definidos em [bar].

Tabela 5.2 – Condições de p_{acc} e p_{air} para ativação dos modos

Modo	Condição de ativação	Condição de desativação
RG_{M1}	$p_{acc} < 300 \parallel p_{air} < 10$	$p_{acc} > 340 \ \&\& \ p_{air} > 12$
RG_{M2}		
RG_{M1p}	$p_{acc} > 330 \ \&\& \ p_{air} > 11.5$	$\varepsilon_p < 0.01$
RG_{M2p}		
CH_{M1}	$p_{air} < 6 \ \&\& \ CHM2 == 0$	$p_{air} > 12 \parallel CHM2 == 1$
CH_{M2}	$p_{acc} \geq 205 \ \&\& \ p_{air} < 6$	$p_{acc} < 185 \parallel p_{air} > 12$
PA_M	$p_{acc} \geq 160 \ \&\& \dots$ $CHM1 = CHM2 == 0$	$p_{acc} < 125 \parallel \dots$ $CHM1 = CHM2 == 1$

Fonte: Elaborado pelo Autor

Por fim, é interessante mencionar que o resultado aqui apresentado foi obtido por meio de um processo iterativo com base na análise de resultados de simulações, com os *statecharts* implementados por partes para melhorar o detalhamento dos estados e as condições para troca de modos. Isto atende ao objetivo de criar um supervisório que permita adicionar, remover ou modificar modos de operação e seus parâmetros para atender outras metas no sistema ou quando este é modificado para incluir novos componentes.

5.3 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Neste capítulo foram apresentadas as adaptações realizadas no sistema do veículo e no controle hidráulico-pneumático, seguido da introdução do supervisório em máquinas de estados finitas desenvolvido no Stateflow® com base nos *statecharts* proposto por Harel.

A primeira parte preparou o sistema para que a troca entre modos durante o funcionamento do veículo possa ocorrer sem inconsistências no sistema de controle por meio de uma estratégia adaptada de *back-calculation* e integração condicional, integrou uma modelagem dos freios convencionais para garantir o torque de frenagem necessário quando o sistema híbrido sozinho é insuficiente e propõe um método auxiliar de carregamento dos reservatórios de ar para quando o veículo está parado.

Na segunda seção discutiu-se a solução de controle supervisório desenvolvido por meio da criação de dois macroestados para detalhamento do sistema, um que descreve o comportamento do veículo por meio da velocidade, posição dos pedais de aceleração e freio, torque do motor à combustão e inclinação da pista, enquanto o outro se baseia nos estados de

operação do veículo para tomar decisões sobre a ativação dos modos de acordo com os níveis de carga dos acumuladores hidráulicos e dos reservatórios de ar.

A proposta apresentada é focada em isolar a avaliação dos estados do veículo e usar condições em comum para tomar decisões sobre os modos de operação. A base da proposta também objetiva permitir a adição de outros estados e novos modos de operação separadamente para evitar conflitos na tomada de decisões, além de facilitar a modificação dos valores utilizados como parâmetros.

O modelo matemático do veículo é capaz neste momento de simular dinamicamente o desempenho do veículo em diferentes ciclos de trabalho e realizar a tomada de decisões durante a sua operação sem necessitar de informações prévias. O próximo capítulo apresentará alguns resultados obtidos por meio de simulações e uma análise do comportamento do sistema em diferentes situações de ciclos de condução.

6 RESULTADOS E ANÁLISES DE SIMULAÇÕES DO VEÍCULO HÍBRIDO

Com o supervisor proposto e desenvolvido iterativamente por meio de simulações chegou-se à proposta apresentada no capítulo anterior, com a identificação de pontos críticos e situações que exigiram ajuste dos parâmetros definidos heurísticamente. Obtém-se, então, um sistema capaz de operar conforme diferentes ciclos de trabalho, desde tráfego urbano com paradas e acelerações frequentes quanto um veículo de transporte de carga que trafega por longas distâncias em velocidades maiores.

Os resultados a seguir utilizam ciclos de condução padrões, normalmente usados para modelagem, simulação e avaliação de propostas de veículos convencionais ou híbridos para análise de desempenho de componentes e consumo de combustível e podem ser encontrados em Diesel Net (2020) e National Renewable Energy Laboratory (2020). Foram selecionados alguns ciclos projetados para o estudo de veículos pesados que consideram tráfego urbano e em rodovia para avaliar a capacidade do híbrido hidráulico-pneumático de absorver energia por meio do torque de frenagem e reutilização posterior, de modo a melhorar o aproveitamento energético da queima de combustível.

Destaca-se que os ciclos padronizados para avaliação de veículos normalmente não incluem a informação de inclinação de pista, porém este é um dado relevante para o híbrido em estudo. Assim, será analisado o desempenho do veículo nos ciclos padrões e a diferença alcançável quando uma inclinação arbitrária de pista é considerada com valor máximo de 3° para rodovias (LANG, 2007).

As simulações realizadas utilizam as opções de passo variável com tolerância relativa de 1×10^{-3} no MATLAB/Simulink®, já que os ciclos de condução consideram períodos de até 30 minutos de tráfego contínuo do veículo, o que tornaria as simulações com passo fixo computacionalmente pesadas, enquanto o supervisor é executado a cada 1 segundo, de modo a evitar a troca frequente entre estados e modos de operação.

Serão apresentados também neste capítulo os resultados de produção energética por meio do sistema híbrido e a variação no consumo específico do veículo em diferentes ciclos de trabalho, além da inclusão de dados sobre o comportamento e controle de componentes para exemplificar as modificações descritas nos capítulos anteriores.

6.1 MÉTODO PARA AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO DO SISTEMA

A modelagem dinâmica do sistema utiliza os dados do mapa BSFC para obter o consumo instantâneo de combustível em função do torque e da frequência rotacional do motor à

combustão (Equação (8)). Com esta informação e através do cálculo da produção de energia útil pela queima de combustível e qual parte foi utilizada para acelerar o veículo e produzir ar comprimido (do total absorvido pela bomba), pode-se avaliar o sistema em função do consumo específico definido pela Equação (9).

O consumo específico ϕ_e serve como uma representação do aproveitamento da queima de combustível, pois permite estimar a massa de combustível que foi consumida para produzir certa quantidade de energia. Definido como [kg/J] no sistema internacional de unidades, será adotada no decorrer deste capítulo a conversão para [g/kWh], conforme o BSFC é normalmente apresentado, para facilitar a interpretação dos resultados, já que 1 kWh é equivalente a 3,6 MJ.

Conforme apresentado na seção 4.2.1, o consumo específico é calculado pela divisão entre a massa de combustível consumida pela energia útil obtida. Para o sistema híbrido considera-se cada etapa de recuperação energética, assim, conforme a Equação (9), descreve-se a parte hidráulica E_{hyd} e pneumática E_{air} como

$$E_{hyd} = E_{pam} + E_{acc} \quad (42)$$

$$E_{pneu} = E_{air} + E_{air-CHM1}, \quad (43)$$

onde E_{pam} [kJ] é a energia de saída da bomba/motor 1P quando esta opera para fornecer torque de aceleração ao veículo em PA_M e E_{acc} [kJ] é a energia potencial hidráulica que permanece armazenada nos acumuladores ao final da simulação. Já para a parte pneumática, E_{air} [kJ] se refere ao total energético recuperado como ar comprimido nos modos RG_{M1} , RG_{M2} e CH_{M2} , enquanto $E_{air-CHM1}$ [kJ] é a quantia armazenada durante CH_{M1} , cuja fonte de potência para produção de ar comprimido é o motor à combustão. O cálculo do consumo específico passa a ser

$$\phi_e = \frac{\int \dot{m}_f dt}{\int P_e dt + E_{pam} + E_{acc} + E_{air} + E_{air-CHM1}}. \quad (44)$$

Com o modelo matemático disponível é possível simular o desempenho de um veículo convencional com ou sem uma estimativa da produção de ar comprimido e comparar com o sistema híbrido. Por fim, também é possível variar outros parâmetros do sistema, como a relação de transmissão do redutor mecânico i_H que conecta a bomba ao eixo *cardan* para variar o torque de frenagem e aceleração que o sistema hidráulico pode fornecer.

Também será apresentada a ativação dos modos de operação conforme definido no capítulo anterior de forma que, nos momentos que um modo aparece ativo, seja possível identificar

o estado do veículo e saber se que as condições de pressão hidráulica e pneumática foram satisfeitas. Quanto à troca entre controladores PID, será fornecido também um exemplo prático obtido diretamente de simulações no ciclo UDSS HD, com uma descrição sobre a necessidade desta implementação.

O freio convencional também se mostrou necessário em todos os ciclos avaliados, já que a potência máxima de frenagem que a bomba/motor consegue absorver é insuficiente para garantir a desaceleração necessária nos ciclos simulados. Destaca-se também a relevância do modo de carregamento auxiliar CH_{M1a} para garantir o funcionamento do sistema em algumas situações críticas, como quando o veículo permanece com velocidade nula por um certo tempo e consome ar comprimido.

O controle supervisorio por máquinas de estado implementado deve realizar uma verificação constante dos estados do veículo, já que o ciclo de condução não é conhecido e a execução dos modos não é sequencial. Para garantir um funcionamento adequado foi definido um tempo entre execuções dos *statecharts* de 1 segundo, valor este razoável para o processamento em um veículo real e garante que os estados serão verificados constantemente sem o chaveamento excessivo entre modos de operação sempre que ocorre alguma mudança nos parâmetros da análise.

6.2 CICLOS DE TRABALHO URBANOS

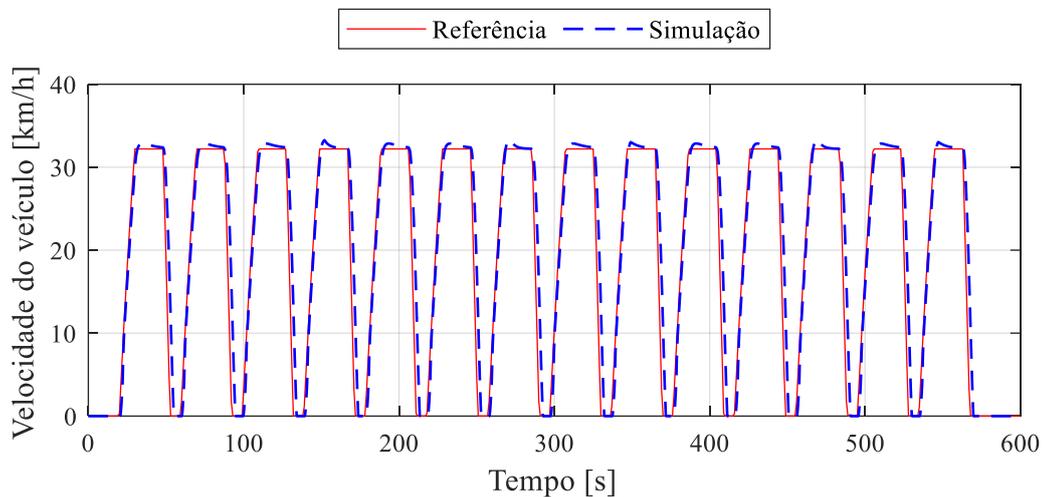
A primeira avaliação do sistema considera ciclos urbanos para ônibus e consistem de uma sequência de acelerações, tráfego em cruzeiro, frenagens e paradas por um curto intervalo de tempo. A velocidade máxima atingida no ciclo CBD (*Central Business District*) é de 32,2 km/h e a velocidade média fica em torno de 20,9 km/h, enquanto no ciclo *Braunschweig* o veículo pode chegar a valores próximos de 60 km/h pontualmente mas mantém uma velocidade média de 22,5 km/h, o que faz destes ciclos úteis para avaliar o desempenho dos modos regenerativos (RG_{M1} e RG_{M2}) e auxiliar de potência (PA_M).

6.2.1 Avaliação do veículo como híbrido hidráulico puro – ciclo CBD

A Figura 6.1 mostra a referência de velocidade e o perfil seguido pelo veículo híbrido durante um período de 600 segundos, onde são percorridos aproximadamente 3,22 km. Neste caso considera-se que não há consumo de ar comprimido e a inclinação da pista é nula durante todo o trajeto, logo o sistema opera como um híbrido hidráulico puro e os modos RG_{M1} , CH_{M1} e CH_{M2} não são ativados. Os parâmetros do veículo e do sistema hidráulico-pneumático utilizados

na simulação são os mesmos apresentados no capítulo 4 e considera-se três acumuladores de $0,032 \text{ m}^3$ (32 L) cada, totalizando $0,096 \text{ m}^3$ (96 L).

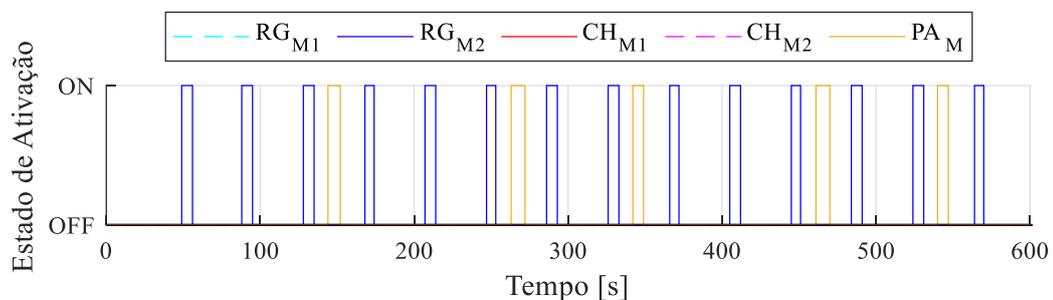
Figura 6.1 – Perfil de velocidade desejada e simulação – ciclo CBD



Fonte: Elaborado pelo Autor

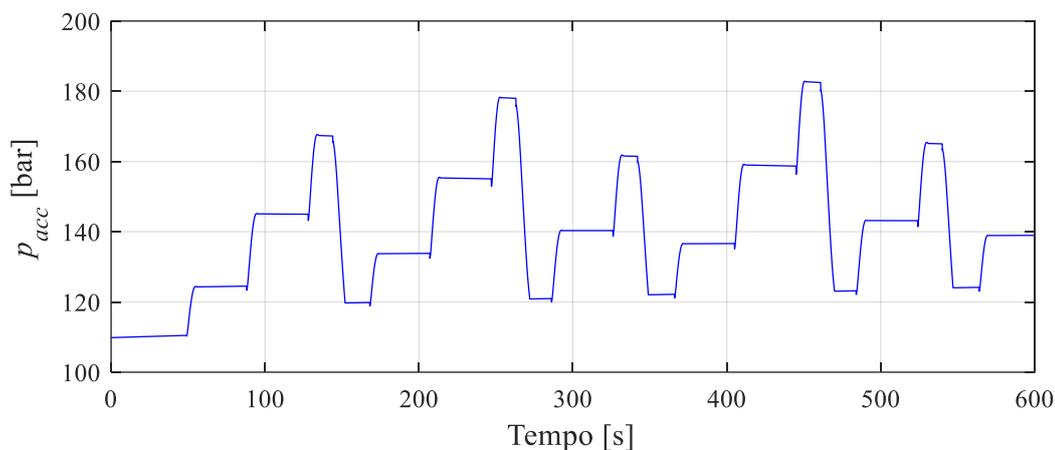
Os momentos em que cada modo é ativado podem ser visualizados na Figura 6.2, onde os modos RG_{M1} , CH_{M1} e CH_{M2} permanecem indicados na legenda para informar que nunca são ativados durante esta análise. Nota-se que ocorrem dois a três períodos de frenagem antes que o sistema ative o modo auxiliar de potência, mesmo que o ciclo de trabalho consista de períodos repetitivos de frenagem e aceleração. A razão é que, devido a intensidade de desaceleração desejada, o intervalo de frenagem é curto para que ocorra o carregamento total dos acumuladores conforme pode ser visto na Figura 6.3, além de exigir a utilização o sistema convencional para fornecer torque adicional.

Figura 6.2 – Ativação dos modos de operação – ciclo CBD



Fonte: Elaborado pelo Autor

Figura 6.3 – Pressão nos acumuladores hidráulicos 1Z1 – ciclo CBD



Fonte: Elaborado pelo Autor

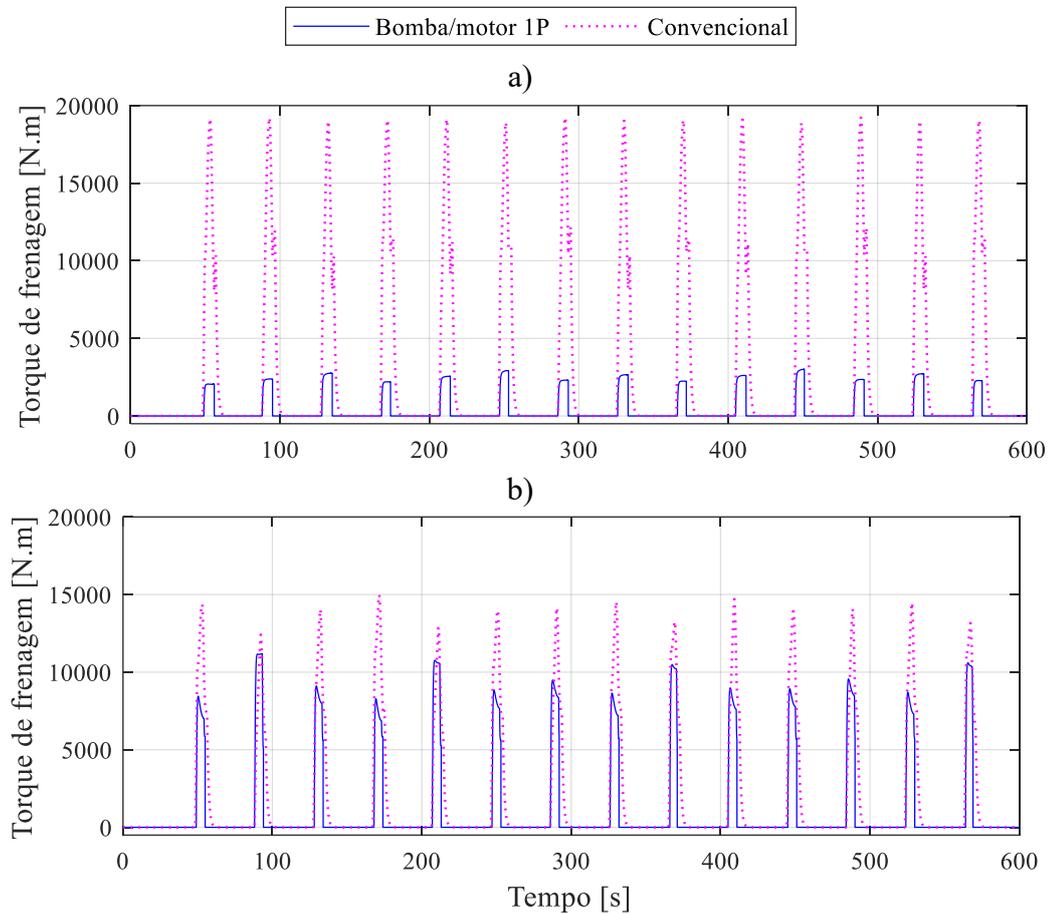
Este resultado mostra que, apesar dos intervalos de frenagem e aceleração durarem aproximadamente o mesmo tempo, a recuperação energética é relativamente mais restrita devido à limitação de potência do sistema hidráulico, tanto pelo tamanho da bomba/motor quanto pela pressão na linha hidráulica. Outro fator relevante é a limitação da velocidade angular que a bomba/motor pode atingir, mas foi observado (e descrito nos estados do veículo), que uma velocidade de até 80 km/h é satisfatória com $i_H = 1,76$.

Foi identificado que em ciclos de trabalho urbanos a velocidade raramente atinge valores muito maiores que o apresentado no CBD. Deste modo nota-se que seria possível aumentar a relação de transmissão do redutor mecânico de $i_H = 1,76$ (frequência rotacional máxima da bomba de $\omega_p \sim 1000$ rpm), usado nas simulações anteriores, para um valor de $i_H = 5$ sem comprometer o seu funcionamento. A Figura 6.4 apresenta os torques de frenagem aplicados pela bomba/motor e pelo sistema de freios convencionais para comparação dos resultados com a relação de transmissão original e com o valor atualizado.

Esta modificação permite ao sistema recuperar mais energia e reduzir a utilização dos freios por atrito, como pode ser visto pela diferença entre o torque máximo dos freios convencionais aplicado em cada uma das situações (de aproximadamente 19.000 Nm para valores próximos a 15.000 Nm), enquanto a bomba/motor, que antes era limitada a um torque inferior a 3.000 Nm é agora capaz de fornecer valores superiores a 10.000 Nm.

Figura 6.4 – Torque de frenagem da bomba/motor 1P e dos freios convencionais – ciclo CDB.

a) Com $i_H = 1,76$. b) Com $i_H = 5$.

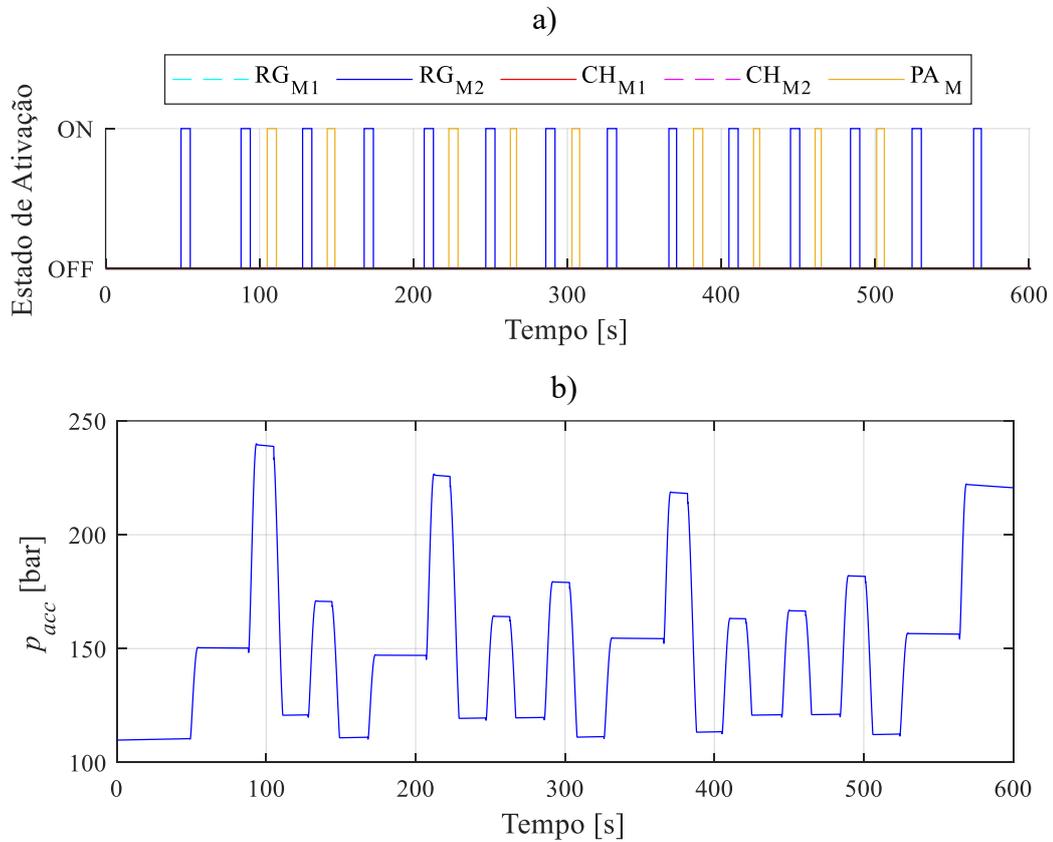


Fonte: Elaborado pelo Autor

A Figura 6.5 (a) mostra as mudanças no comportamento de ativação dos modos de operação em relação à Figura 6.2. Nota-se que o modo PA_M agora é ativado a cada um ou dois acionamentos do modo RG_{M2} , o que reflete em uma maior recuperação da energia cinética para carregamento dos acumuladores, parte (b) da figura.

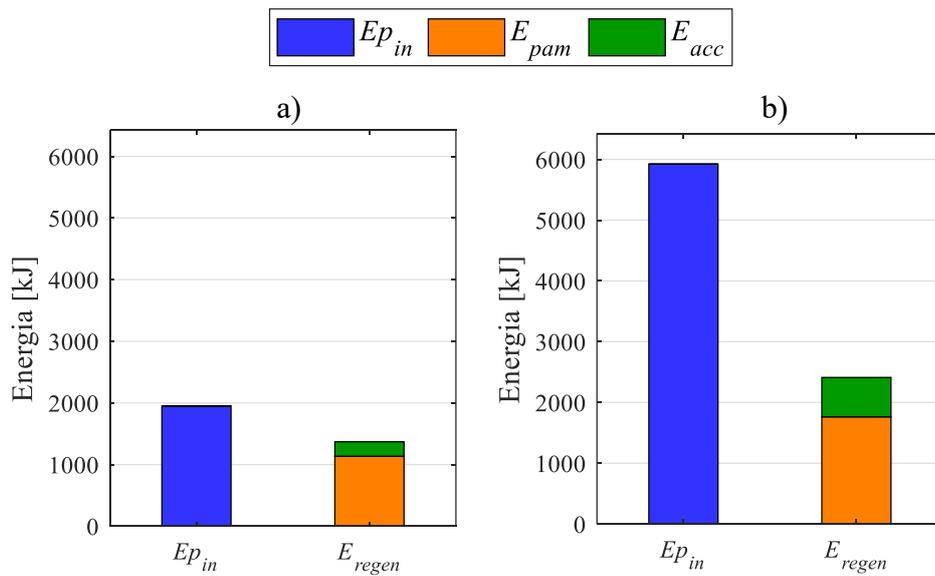
Devido às eficiências dos componentes em uso, o aumento da vazão fornecida pela bomba operando com velocidade angular maior reduz a eficiência do sistema, pois o aproveitamento da energia de entrada na bomba/motor Ep_{in} [kJ] (energia de frenagem) era de aproximadamente 70% para $i_H = 1,76$ e se torna 41% quando $i_H = 5$. Ainda assim, como pode ser visto na Figura 6.6, o total reutilizado é maior na segunda opção, onde $Ep_{in} = 5.922,8$ kJ e $E_{regen} = 2.411,6$ kJ (soma de E_{pam} e E_{acc}), enquanto que para a relação original $Ep_{in} = 1.949,8$ kJ e $E_{regen} = 1.369,7$ kJ, o que apresenta um efeito direto sobre o consumo específico do veículo híbrido.

Figura 6.5 – Acionamento dos modos e pressão hidráulica com $i_H = 5$ – ciclo CDB. a) Modos de operação. b) Pressão nos acumuladores hidráulicos 1Z1.



Fonte: Elaborado pelo Autor

Figura 6.6 – Energia absorvida pela bomba/motor 1P e total reutilizado – ciclo CBD. a) Com $i_H = 1,76$. b) Com $i_H = 5$.

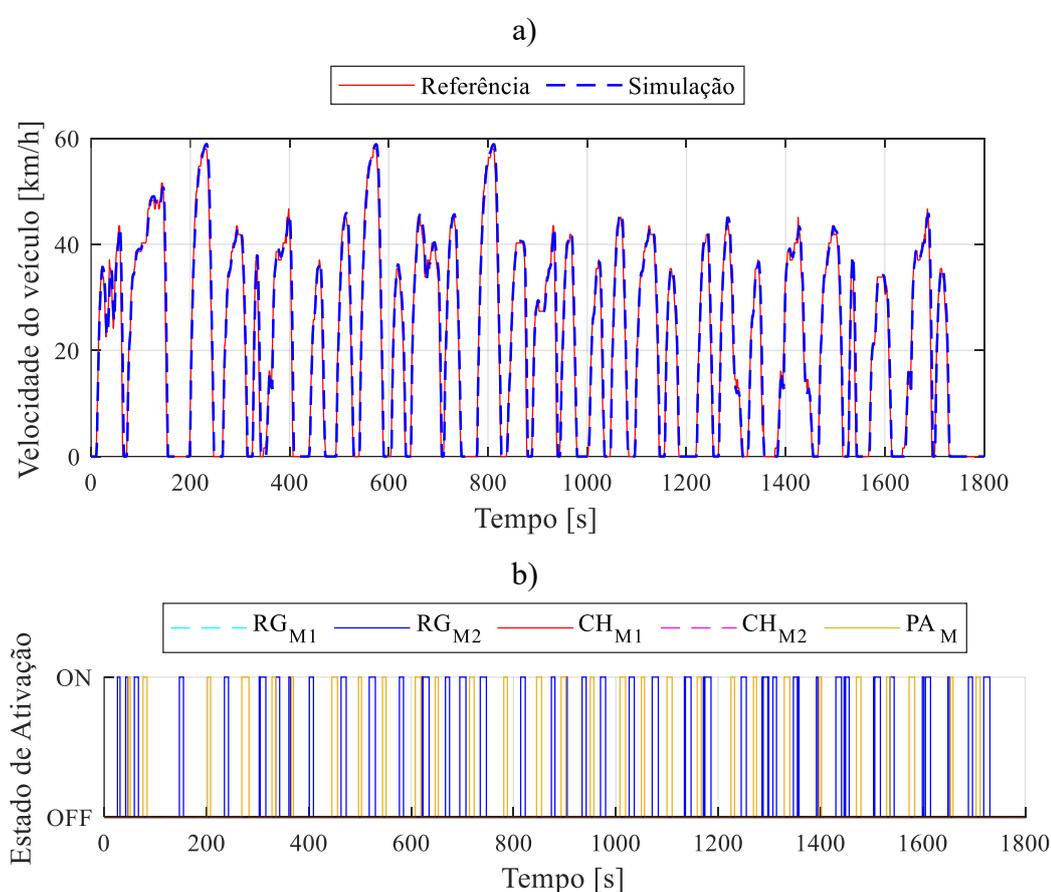


Fonte: Elaborado pelo autor

6.2.2 Avaliação do veículo como híbrido hidráulico puro – ciclo *Braunschweig*

Este ciclo de condução apresenta dados reais de velocidade de um ônibus urbano. Os períodos de aceleração, cruzeiro e frenagem não são mais repetitivos como no caso anterior, como pode ser visto na Figura 6.7, o que também influi na ativação dos modos e permite avaliar como o veículo se comportaria mais próximo de um caso real. Mantém-se o sistema operando sem produção de ar comprimido e com inclinação de pista nula.

Figura 6.7 – Perfil de velocidade e ativação dos modos com $i_H = 3,2$ – ciclo *Braunschweig*. a) Velocidade desejada e simulação. b) Ativação dos modos de operação

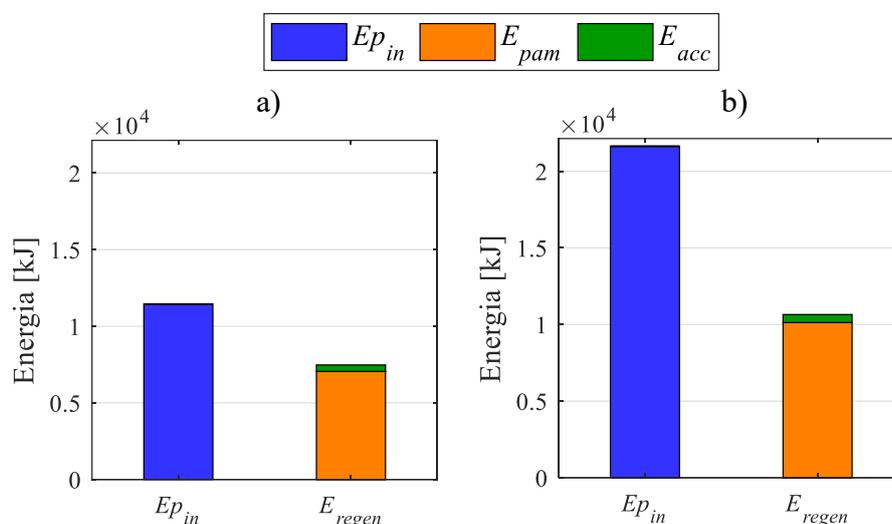


Fonte: Elaborado pelo Autor

A relação de transmissão i_H também foi modificada, porém como este ciclo atinge velocidades maiores que o CBD ela foi limitada em 3,2 para que a frequência rotacional máxima da bomba/motor permanecesse próxima de 2.500 rpm. Como no caso anterior, esta modificação afeta a eficiência e o total de energia reutilizada. Assim, para $i_H = 1,76$ a bomba absorve 11.458 kJ e são reutilizados 65%, ou seja 7.479,2 kJ, enquanto para o $i_H = 3,2$ este valor é reduzido para 49%, com $E_{p_{in}} = 21.636$ kJ e $E_{regen} = 10.655$ kJ, conforme pode ser visto na Figura 6.8.

Figura 6.8 – Energia absorvida pela bomba/motor 1P e total reutilizado – ciclo *Braunschweig*.

a) Com $i_H = 1,76$. b) Com $i_H = 3,2$.



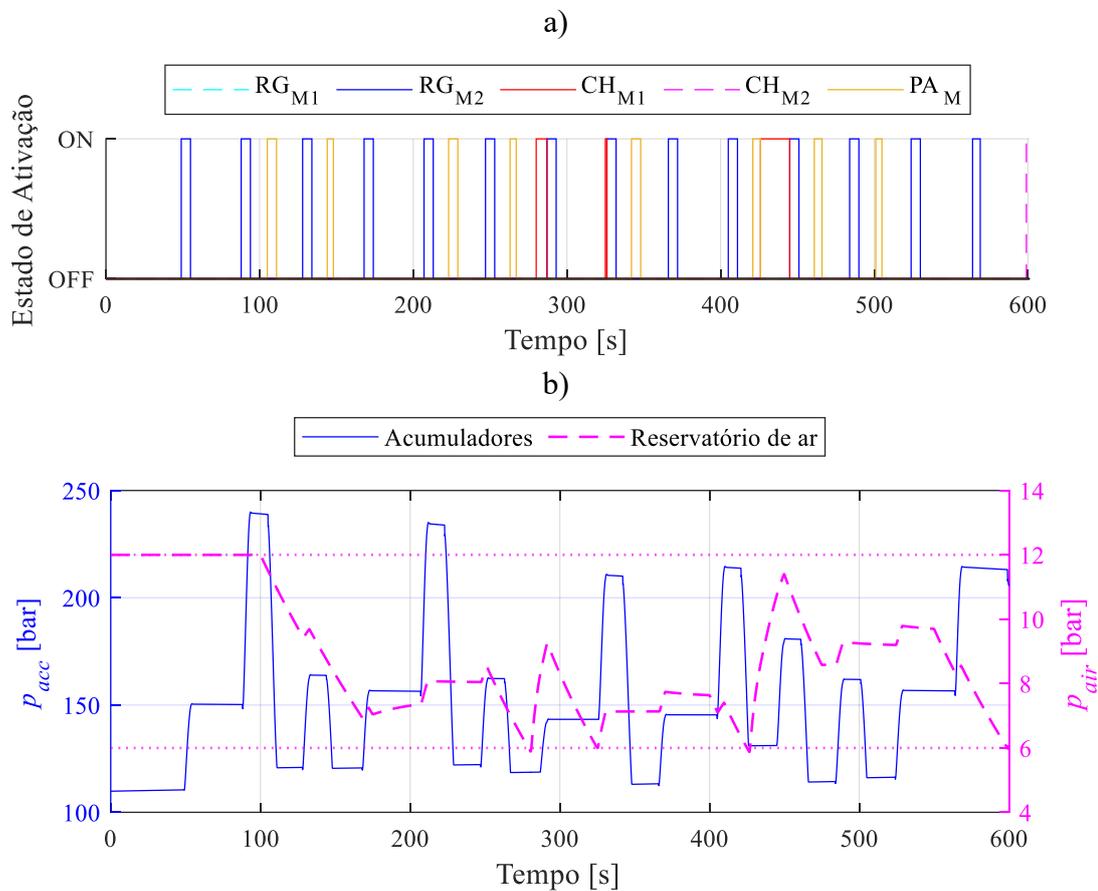
Fonte: Elaborado pelo Autor

6.2.3 Avaliação do veículo como híbrido hidráulico-pneumático

Será apresentado agora o comportamento do sistema quando passa a ser considerado um consumo arbitrário constante e intermitente de ar comprimido com início em 100 s durante o ciclo de condução, para que possa ser observado como o supervisor age para produzir ar comprimido quando necessário e como isto afeta os resultados obtidos anteriormente. O perfil de inclinação de pista permanece nulo neste momento.

A Figura 6.9 mostra como ocorre a ativação dos modos de operação e o comportamento das pressões nos acumuladores e no reservatório de ar durante o ciclo CBD com $i_H = 5$. Nota-se que o modo CH_{M2} não é ativado devido aos vários períodos de uso do modo auxiliar de potência, enquanto em três momentos (280, 325 e 426 s) o modo CH_{M1} é acionado pois a pressão de ar atinge o valor mínimo de 6 bar. O sistema também se adapta de acordo com as condições de operação, por exemplo em 287 e 326 s o CH_{M1} é desativado para ativação do RG_{M2} pois o motorista atua no pedal de freio, e os modos regenerativos possuem prioridade quanto aos outros por também produzirem ar comprimido. O CH_{M2} ainda é ativado em 599 s pois a pressão pneumática atinge 6 bar (Figura 6.9 (b)) mas como o ciclo tem duração de 600 s isto não chega a afetar os resultados.

Figura 6.9 – Comportamento do sistema com inclusão do consumo de ar – ciclo CBD. a) Ativação dos modos. b) Pressão nos acumuladores e pressão no reservatório de ar

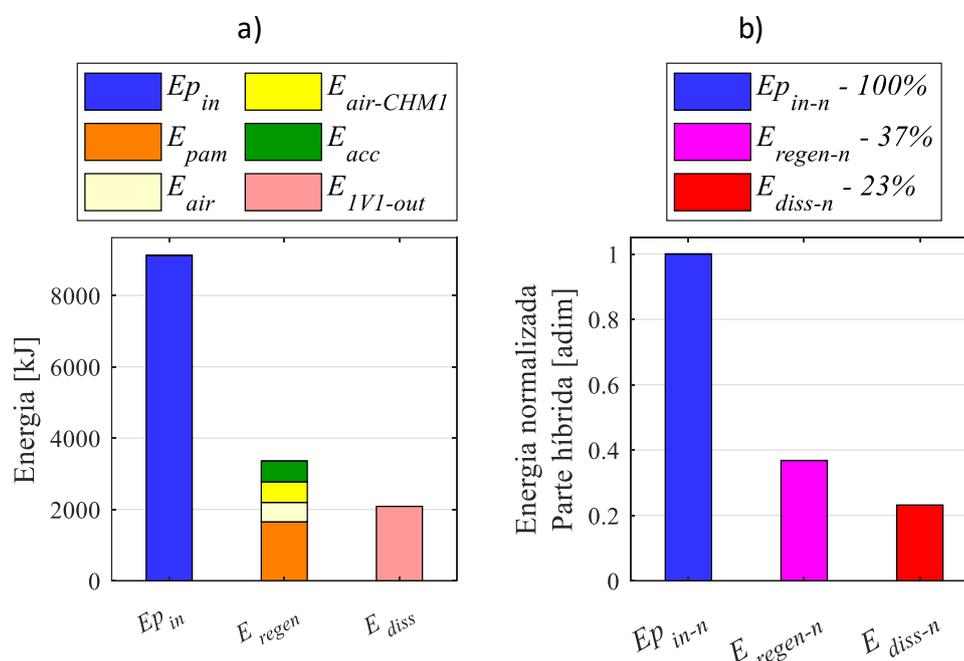


Fonte: Elaborado pelo Autor

A ativação do modo CH_{M1} pode ser prejudicial aos resultados finais de consumo de combustível do híbrido, pois enquanto no modelo convencional o torque requisitado pelo compressor de ar é obtido diretamente do motor à combustão, no caso da proposta deste trabalho é necessário utilizar a bomba/motor 1P, o que exige mais potência do motor à combustão e depende dos valores de i_H e i_T conforme Equação (41).

Na Figura 6.10 (a) estão representadas as energias $E_{p_{in}}$ e E_{regen} , que agora inclui também os valores de E_{air} e $E_{air-CHM1}$, e E_{diss} [kJ], que é a parte da energia dissipada no sistema hidráulico, neste caso igual a $E_{1V1-out}$ [kJ], energia dissipada na válvula 1V1 para limitação da frequência rotacional do motor 1A quando a vazão no sistema é alta. A Figura 6.10 (b) apresenta o resultado normalizado destas energias, onde $E_{p_{in-n}}$ [adim] se refere à normalização da energia da bomba $E_{p_{in}}$, $E_{regen-n}$ [adim] vem da energia regenerada útil E_{regen} e E_{diss-n} [adim] equivale ao total dissipado E_{diss} . Os valores de energia ao final do ciclo estão disponíveis na Tabela 6.1.

Figura 6.10 – Representação gráfica das energias do sistema híbrido e valor normalizado – ciclo CBD com produção de ar comprimido. a) Energias. b) Energias totais normalizadas



Fonte: Elaborado pelo Autor

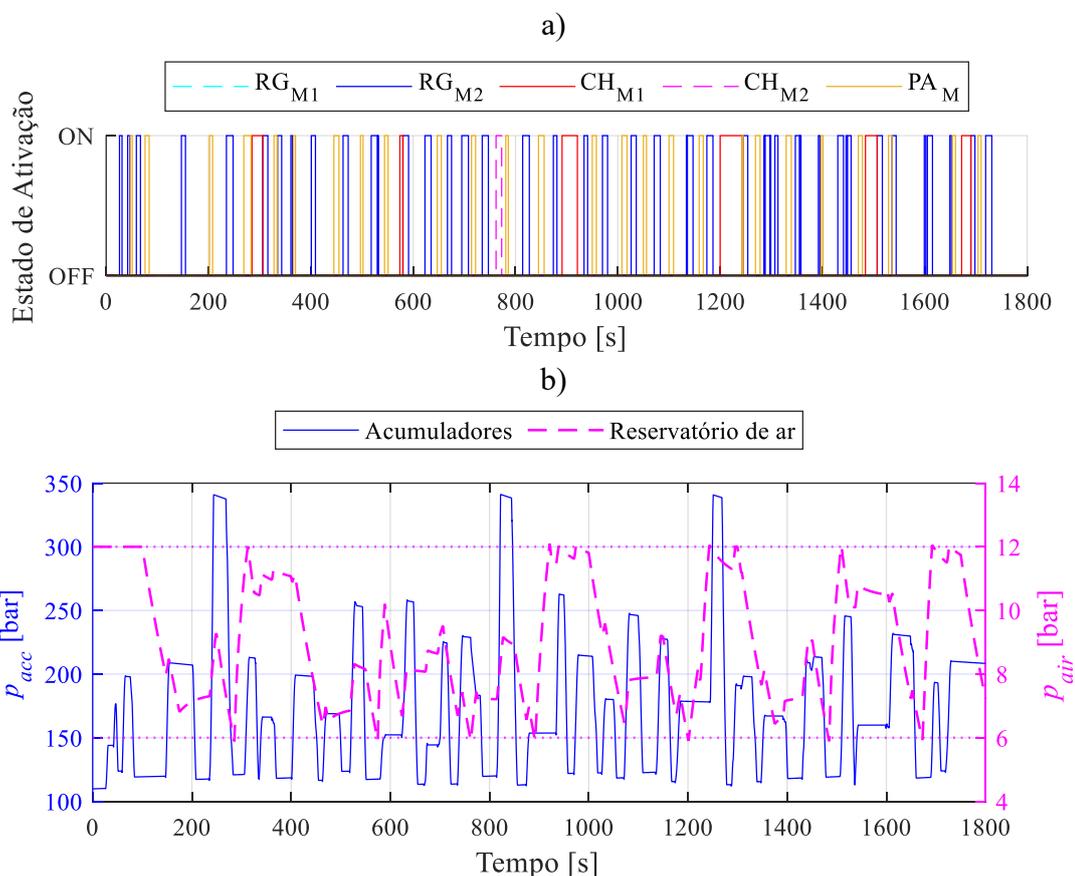
Tabela 6.1 – Valores de energia da parte híbrida – ciclo CBD com produção de ar comprimido

Energia	Valor [kJ]
$E_{p\ in}$	9.121,1
E_{pam}	1.654
E_{air}	543,1
$E_{air-CHM1}$	576,8
E_{acc}	585,2
$E_{1V1-out}$	2.086,3

Fonte: Elaborado pelo Autor

Já os resultados do ciclo *Braunschweig* estão dispostos na Figura 6.11. O modo CH_{M1} permanece ativo nos intervalos 285-306 s, 574-580 s, 891-921 s, 1200-1243 s, 1484-1507 s e 1672-1690 s, enquanto o modo CH_{M2} permaneceu ativo entre 762 s e 773 s. Por outro lado, observa-se na Figura 6.11 (b) que as diversas oportunidades de frenagem regenerativa conseguiram manter a pressão de ar comprimido em um valor superior a 6 bar pela maior parte do ciclo de condução, enquanto os cinco momentos onde a pressão pneumática atinge o valor máximo de 12 bar correspondem aos períodos de ativação de CH_{M1} , com exceção do intervalo entre 574 e 580 s, quando o RG_{M2} é ativado e interrompe o modo de carregamento.

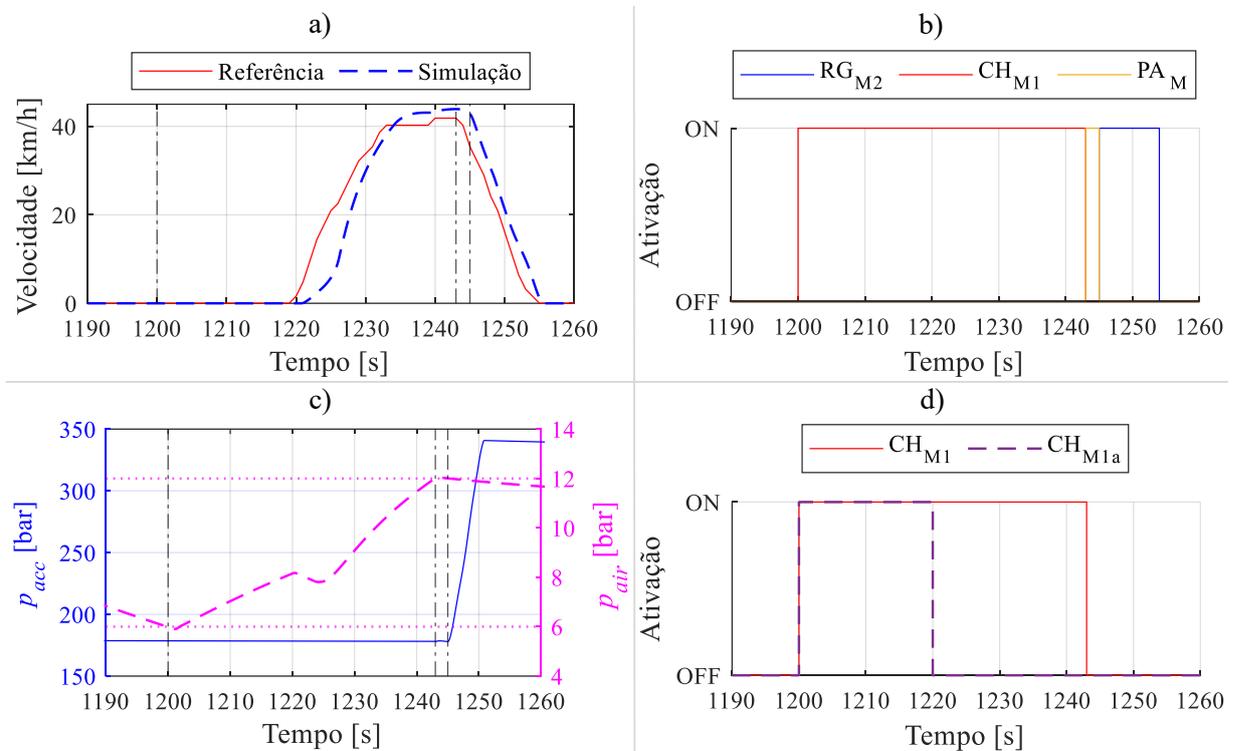
Figura 6.11 – Comportamento do sistema com inclusão do consumo de ar – ciclo *Braunschweig*. a) Ativação dos modos. b) Pressão nos acumuladores e pressão no reservatório de ar



Fonte: Elaborado pelo Autor

O intervalo entre 1190 e 1260 s deste ciclo é interessante para exemplificar a tomada de decisão do supervisor. Na Figura 6.12 (a) está apresentada a velocidade do veículo e observa-se na parte (c) que a pressão de ar fica inferior a 6 bar em 1200 s, o que leva o sistema a acionar o modo CH_{M1} e como o veículo está parado o modo secundário CH_{M1a} é ativado, parte (b) e (d) da figura. Em 1220 s o veículo começa a acelerar, o CH_{M1a} é desativado e a produção de ar comprimido passa a depender apenas do CH_{M1} , o que ocorre até aproximadamente 1243 s, quando $p_{air} = 12 \text{ bar}$, de modo que este modo pode ser desativado e como o supervisor identifica um pedido de aceleração do motorista, o modo PA_M é ativado. Pelo perfil de velocidade observa-se que o veículo inicia a desaceleração logo em seguida, então em 1245 s o modo auxiliar é desativado e o RG_{M2} passa a definir o funcionamento dos componentes do sistema.

Figura 6.12 – Intervalo com acionamento dos modos CH_{M1} , CH_{M1a} , RG_{M2} e PA_M – ciclo *Braunschweig*. a) Velocidade do veículo. b) Ativação dos modos principais. c) Pressão nos acumuladores e nos reservatórios de ar. d) Ativação do modo CH_{M1a}



Fonte: Elaborado pelo Autor

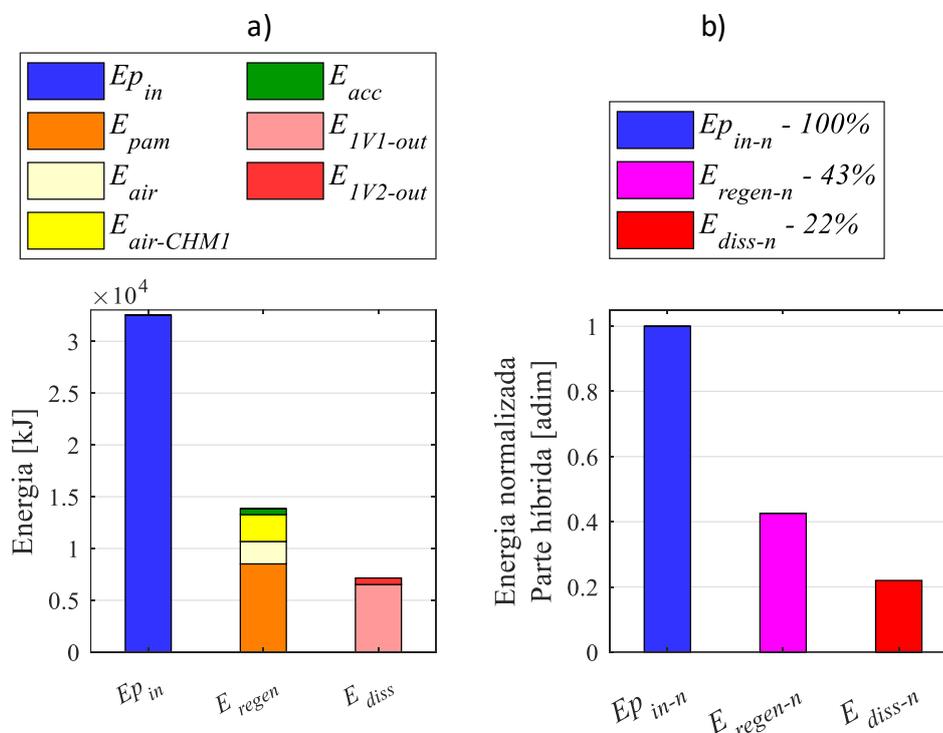
Os valores calculados de energia em cada parte estão disponíveis na Tabela 6.2, com a adição de $E_{1V2-out}$, que é a parte dissipada na válvula de alívio 1V2 quando a pressão atinge o máximo na linha hidráulica, enquanto a Figura 6.13 mostra a representação gráfica e normalizada destas energias.

Tabela 6.2 – Valores de energia da parte híbrida – ciclo *Braunschweig* com produção de ar comprimido

Energia	Valor [kJ]	Energia	Valor [kJ]
$E_{p_{in}}$	32.531	E_{acc}	580,5
$E_{p_{am}}$	8.513,1	$E_{1V1-out}$	6.523,4
E_{air}	2.163,6	$E_{1V2-out}$	624,5
$E_{air-CHM1}$	2.590,2		

Fonte: Elaborado pelo Autor

Figura 6.13 – Representação gráfica das energias do sistema híbrido e valor normalizado – ciclo *Braunschweig* com produção de ar comprimido. a) Energias. b) Energias totais normalizadas



Fonte: Elaborado pelo Autor

6.2.4 Consumo específico nos ciclos urbanos

Uma redução no valor de ϕ_e indica que ao final do ciclo foi consumido uma massa menor de combustível para produzir a mesma quantidade de energia, ou em outras palavras, o sistema se torna capaz de produzir uma quantidade maior de energia útil por massa de combustível consumida. Observa-se na Tabela 6.3 que a modificação de i_H traz melhorias em ambos os casos ao final do ciclo, onde ϕ_{e-cv} e ϕ_{e-hyb} são o consumo específico do convencional e do híbrido, respectivamente, e indica que pode ser útil para o sistema possuir uma relação de transmissão variável para permitir melhor controle do torque e frequência rotacional da bomba/motor durante a operação do veículo e melhorar os resultados do sistema de hibridização.

O veículo convencional foi simulado com o compressor sempre acoplado ao motor à combustão e consumindo potência do veículo convencional continuamente, enquanto no híbrido a produção é interrompida em função dos modos ativos. Isto faz com que a energia total armazenada como ar seja diferente entre os dois modelos, mas ainda fornece uma aproximação razoável para análise de desempenho do sistema.

Tabela 6.3 – Variação no consumo específico nos ciclos CBD e *Braunschweig*

Ciclo	i_H	Produção de ar comprimido	ϕ_{e-cv} [g/kWh]	ϕ_{e-hyb} [g/kWh]	Redução em ϕ_e
CBD	1,76	-	204,1	198	3%
	5	-		194,1	4,9%
		sim		188,5	6,4%
<i>Braunschweig</i>	1,76	-	202,4	188,8	5,1%
	3,2	-		184,4	7,3%
		sim		180,4	9%

Fonte: Elaborado pelo Autor

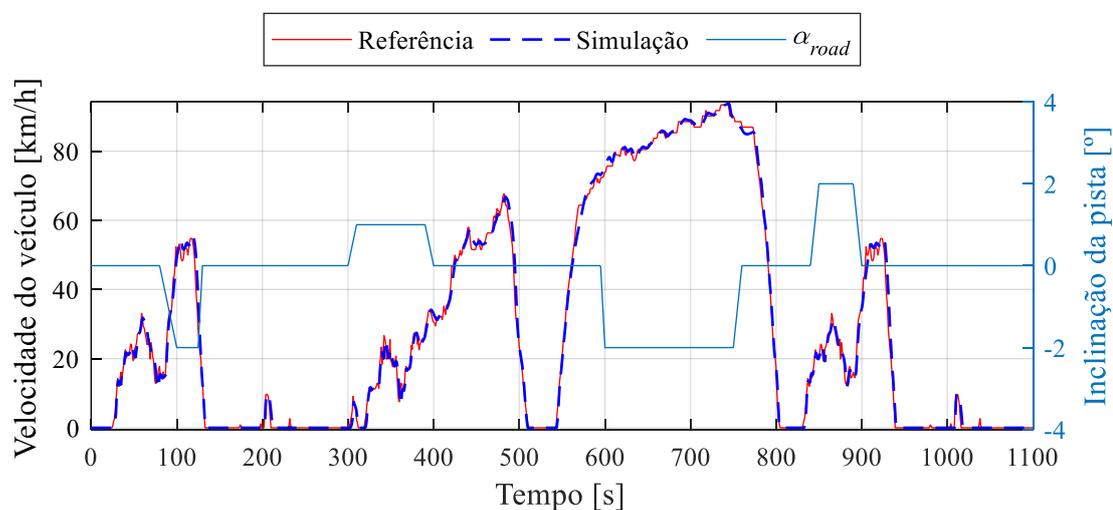
6.3 CICLO DE TRABALHO MISTO

O ciclo selecionado é o UDDS HD (*Urban Dynamometer Driving Schedule for Heavy-Duty Vehicles*), trajeto de 8,9 km com consumo de ar comprimido e inclinação de pista diferente de zero, que permite a utilização do sistema com o acionamento de todos os modos. O i_H é fixado em 1,76 devido o veículo atingir velocidades superiores a 90 km/h.

6.3.1 Perfil de inclinação de pista arbitrário – caso 1

A Figura 6.14 mostra o perfil de velocidade de referência e o resultado da simulação, além de um perfil de inclinação da pista arbitrária em função do tempo.

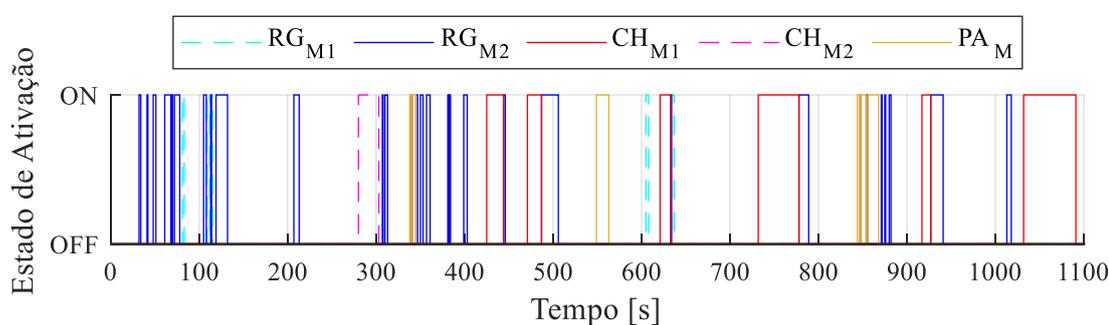
Figura 6.14 – Perfil de velocidade e inclinação da pista – ciclo UDDS HD caso 1



Fonte: Elaborado pelo Autor

Na Figura 6.15 é apresentada a sequência de ativação dos modos de operação, e como considera-se tráfego em declive e consumo de ar comprimido, o sistema passa a utilizar todos os modos de operação. Destaca-se o acionamento do RG_{M1} nos intervalos de 81 a 83 s, 108 a 109 s, 112 a 113s, 114 a 115 s (entre os dois últimos intervalos o RG_{M2} é ativado devido à intensidade de frenagem requisitada pelo motorista), 605 a 608 s e 634 a 637 s, enquanto o CH_{M2} é ativado entre 280 s e 303 s. Como existe um número bem menor de períodos de frenagem, o sistema deve ativar o modo CH_{M1} mais vezes durante o ciclo.

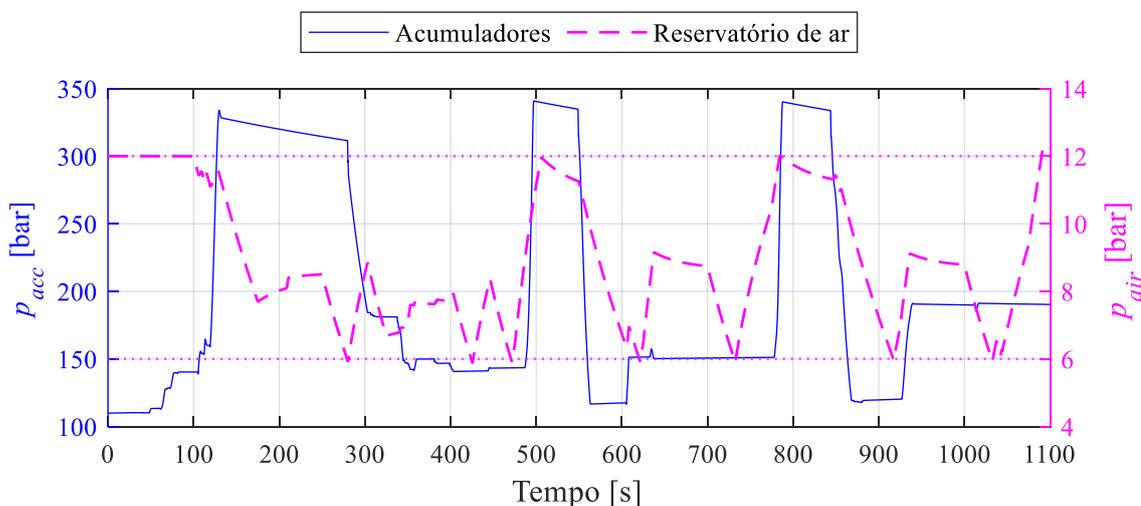
Figura 6.15 – Ativação dos modos de operação – ciclo UDDS HD caso 1



Fonte: Elaborado pelo Autor

Por outro lado, a existência de períodos longos de tráfego em declive em conjunto com períodos de frenagem contínua a partir de velocidades mais altas apresentam boas oportunidades de operação do sistema até o carregamento do total dos acumuladores (próximo dos 100, 500 e 800 s) e reservatórios de ar (500 e 800 s) conforme Figura 6.16.

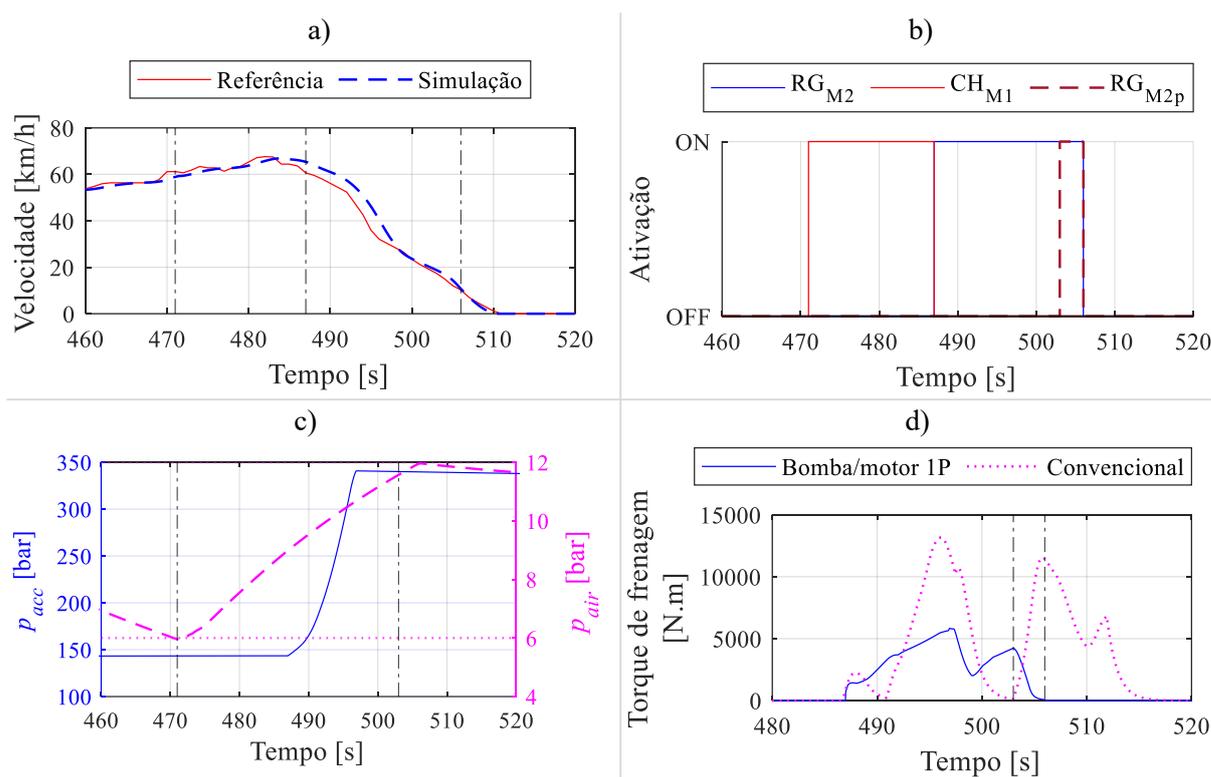
Figura 6.16 – Pressão nos acumuladores e reservatório de ar – ciclo UDDS HD caso 1



Fonte: Elaborado pelo Autor

Para explicar o *back-calculation* e o comportamento dos modos parciais de operação, será detalhado o intervalo entre 460 e 520 s. Em 471 s ocorre o acionamento do modo CH_{M1} pois o veículo trafega com velocidade aproximadamente constante e a pressão pneumática está baixa, como pode ser visto na Figura 6.17 (a) e (c). O RG_{M2} é ativado em 487 s, parte (b) da figura, pois o veículo passa a frear e permanece nesse estado pelos próximos 20 segundos. Isto se mostra tempo suficiente para o sistema atingir os valores de pressão máxima dos acumuladores e dos reservatórios de ar em 503 s, parte (c) da figura. O modo parcial RG_{M2p} é então ativado e pode ser observado na Figura 6.17 (d) que a transição entre o torque de frenagem da bomba/motor para apenas os freios convencionais é contínua e não surgem picos de torque de frenagem. A desativação de todos os modos ocorre em 506 s.

Figura 6.17 – Intervalo de acionamento de CH_{M1} , RG_{M2} e RG_{M2p} – ciclo UDDS HD. a) Velocidade do veículo. b) Acionamento dos modos. c) Pressão nos acumuladores e reservatório de ar. d) Torque de frenagem bomba/motor e convencional



Fonte: Elaborado pelo Autor

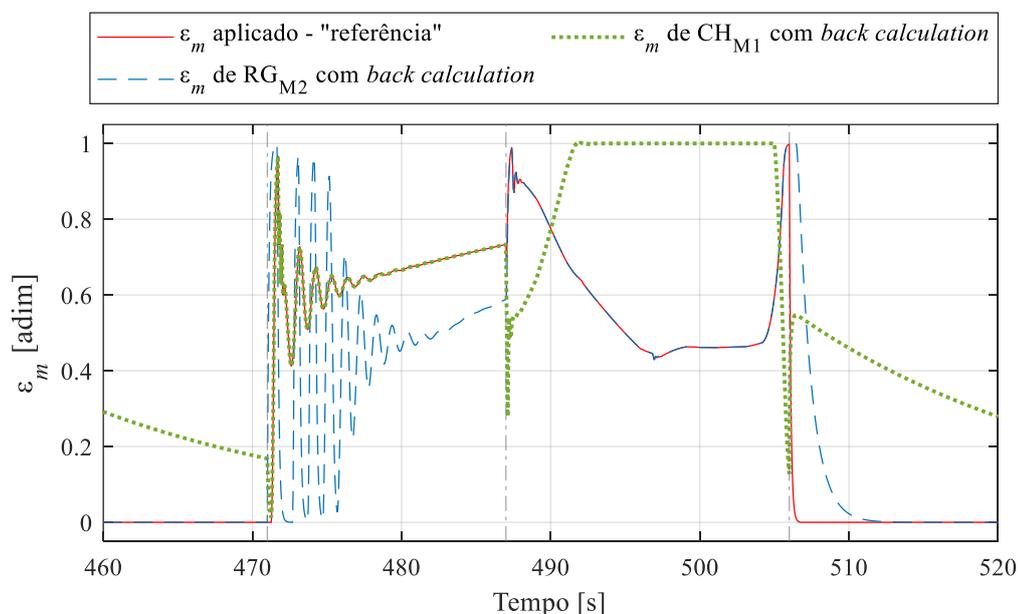
Com base neste mesmo intervalo pode-se analisar o efeito do *back-calculation* no controle do deslocamento volumétrico do motor hidráulico. Na seção 4.3 definiu-se que a referência para este componente no CH_{M1} é a pressão hidráulica, enquanto que no RG_{M2} busca-se manter a frequência rotacional em 1.500 rpm. Como apresentado, o erro de todos os

controladores deixa de ser nulo quando algum dos modos está ativo, enquanto a saída de controle efetivamente aplicada ao motor 1A é igual a saída do PID do modo ativo no momento. Assim foi implementada a estratégia do *back-calculation* que também age como um *anti-windup* que busca corrigir a saída dos controladores PID fora de uso para que se aproximem da saída de fato aplicada e evite descontinuidades no controle durante a troca de modos.

Em 471 s o CH_{M1} é acionado e pode ser observado na Figura 6.18 que o sinal aplicado ε_m (chamado neste caso de “referência”) é igual ao calculado por este modo, porém deseja-se aproximar o sinal de RG_{M2} deste valor, o que pode ser visualizado próximo de 480 s, quando o sinal de controle estabiliza e o sinal calculado pelo PID do RG_{M2} tende a seguir a trajetória da referência. O fato de o valor nunca se tornar igual deriva da utilização de referências distintas entre os controladores, assim o erro de RG_{M2} está em constante variação, o que reduz o efeito do *back-calculation*.

Em 487 s ocorre a troca dos modos, então como o valor de ε_m calculado por RG_{M2} estava próximo do anterior, a transição é quase contínua. Após a desativação dos modos em 506 s a referência de controle do motor hidráulico é definida como nula e observa-se que o *back-calculation* tende a levar a saída dos dois PIDs também para zero, conforme esperado.

Figura 6.18 – Efeito do *back-calculation* no controle do deslocamento volumétrico do motor hidráulico 1A – ciclo UDSS HD



Fonte: Elaborado pelo Autor

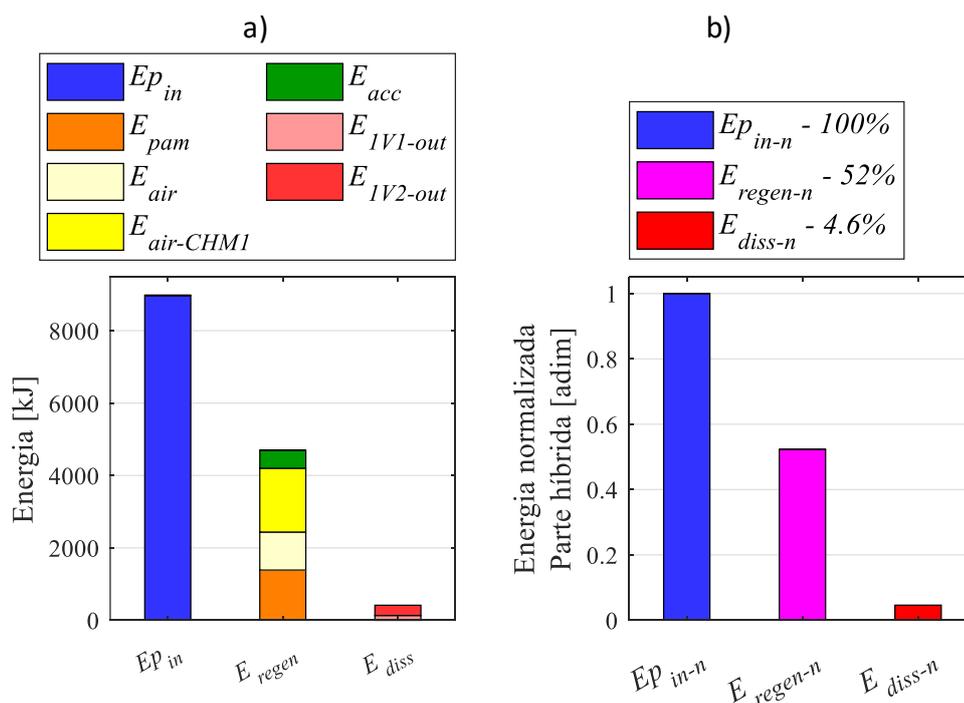
No período entre 487 e 506 s pode-se notar que o ε_m calculado para CH_{M1} não é corrigido a tempo para seguir a trajetória definida pelo ε_m de RG_{M2} . A razão para esta situação é

que nos modos regenerativos deseja-se carregar totalmente os acumuladores, assim a pressão na linha hidráulica fica bem superior à referência utilizada no CH_{M1} de 140 bar e o controle satura e tenta levar o deslocamento volumétrico ao seu valor máximo para reduzir a pressão. Para garantir a estabilidade do sistema, o ganho k_t aplicado no *back-calculation* deve ser pequeno, o que atrasa a correção do valor de controle. Porém este cenário não se mostrou um problema durante as simulações pois a transição de um modo regenerativo para o CH_{M1} é improvável, já que no primeiro caso também se gera ar comprimido e a pressão nos reservatórios aumenta o suficiente para que não seja necessário reativar o CH_{M1} logo em seguida à desativação de RG_{M1} ou RG_{M2} .

Essa complexidade extra para implementação de um método *anti-windup* remove a preocupação de ser necessário definir um valor inicial para o integrador se este fosse apenas reiniciado (*reset*), pois neste caso, se fosse definido como 0, a saída de ε_m em 487 s levaria o deslocamento volumétrico do motor a um valor muito baixo que, devido a vazão da bomba, corresponderia a uma frequência rotacional muito superior aos limites do componente.

Na Figura 6.19 pode-se visualizar a energia absorvida pela bomba/motor e como ela é reutilizada, assim como os valores normalizados. A eficiência do sistema hidráulico-pneumático é superior a 50% e os valores de energia estão disponíveis na Tabela 6.4

Figura 6.19 – Representação gráfica das energias do sistema híbrido e valor normalizado – ciclo UDDS HD – caso 1. a) Energias. b) Energias totais normalizadas



Fonte: Elaborado pelo Autor

Tabela 6.4 – Valores de energia da parte híbrida – ciclo UDDS HD – caso 1

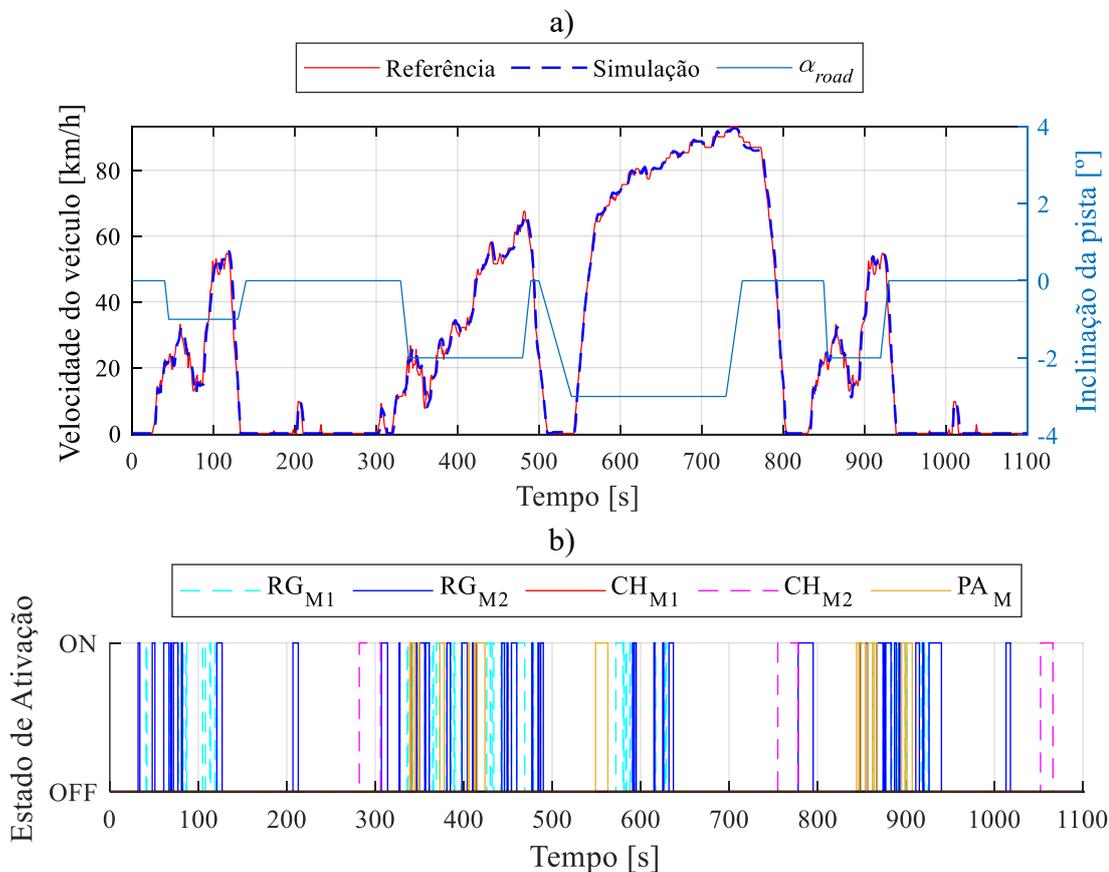
Energia	Valor [kJ]	Energia	Valor [kJ]
$E_{p_{in}}$	8.978,4	E_{acc}	498,6
E_{pam}	1.385,8	$E_{1V1-out}$	131,4
E_{air}	1.050,6	$E_{1V2-out}$	282,8
$E_{air-CHM1}$	1.763,5		

Fonte: Elaborado pelo Autor

6.3.2 Perfil de inclinação de pista arbitrário – caso 2

Neste momento procura-se avaliar como o perfil de inclinação de pista pode afetar os resultados finais do veículo híbrido, assim simulou-se o ciclo UDDS HD com inclinação negativa pela maior parte do ciclo, conforme Figura 6.20 (a). A parte (b) desta figura mostra como ocorre o acionamento dos modos de operação, onde nota-se que o CH_{M1} nunca é ativado.

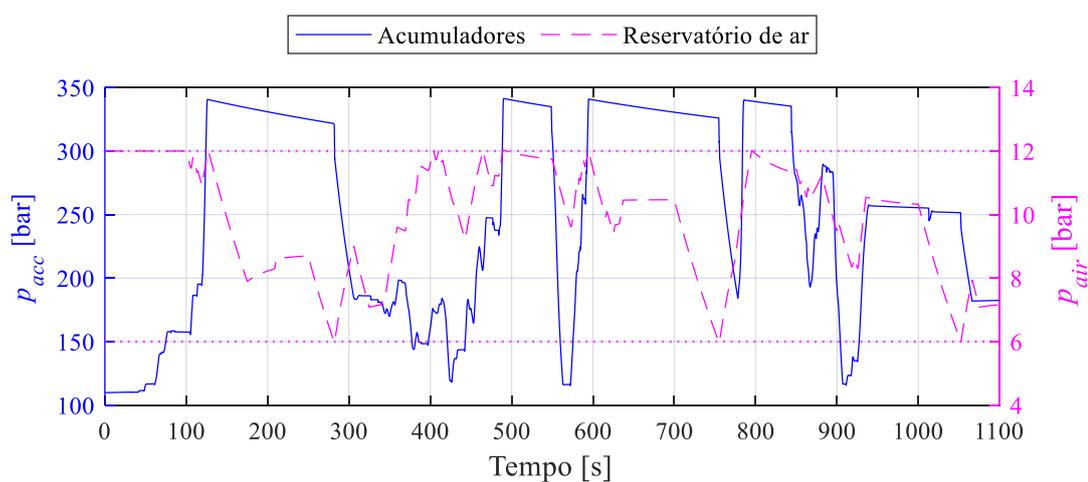
Figura 6.20 – Perfil de velocidade e inclinação da pista – ciclo UDDS HD caso 2. a) Perfil de velocidade e inclinação da pista. b) Acionamento dos modos de operação



Fonte: Elaborado pelo Autor

Neste caso o sistema tem um número consideravelmente maior de oportunidades de recuperar energia e os acumuladores hidráulicos são carregados com mais frequência (Figura 6.21), de modo que, quando existe necessidade de produção de ar comprimido, o modo CH_{M2} pode ser ativado.

Figura 6.21 – Pressão nos acumuladores e reservatório de ar – ciclo UDDS HD caso 2



Fonte: Elaborado pelo Autor

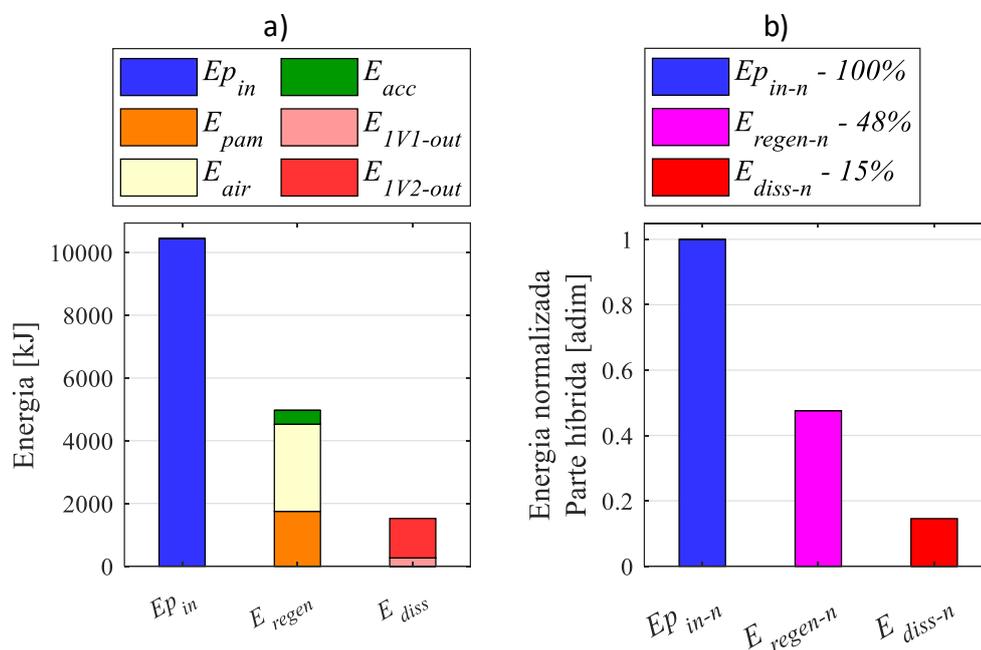
Pela Figura 6.22 a seguir percebe-se uma diferença considerável entre os valores de E_{air} , o que indica um melhor aproveitamento na energia recuperada. Porém, uma parte maior é dissipada, cerca de 15%, que decorre do sistema operar por mais tempo com pressão alta e acumuladores carregados, assim toda a vazão é direcionada ao motor e para limitar a pressão hidráulica a válvula 1V2 é aberta. Os valores das energias para comparação com o caso anterior estão disponíveis na Tabela 6.5, onde destaca-se um aumento de aproximadamente 26,1% no valor de E_{pam} e 164,7% no valor de E_{air} em relação ao caso 1.

Tabela 6.5 – Valores de energia da parte híbrida – ciclo UDDS HD – caso 2

Energia	Valor [kJ]	Energia	Valor [kJ]
$E_{p_{in}}$	10.439	E_{acc}	439,2
$E_{p_{am}}$	1.747,4	$E_{1V1-out}$	264,2
E_{air}	2.780,6	$E_{1V2-out}$	1.256,3

Fonte: Elaborado pelo Autor

Figura 6.22 – Representação gráfica das energias do sistema híbrido e valor normalizado – ciclo UDDS HD – caso 2. a) Energias. b) Energias totais normalizadas



Fonte: Elaborado pelo Autor

6.3.3 Consumo específico no ciclo misto com diferentes perfis de inclinação de pista

A Tabela 6.6 apresenta os resultados de consumo específico para as duas simulações realizadas com o UDDS HD. A primeira informação relevante é que existe uma variação pequena entre os valores de ϕ_{e-hyb} , o que é esperado, já que o consumo de ar comprimido é o mesmo nas duas situações. A pequena diferença nos valores finais é devido ao total energético recuperado E_{regen} ser um pouco maior no caso 2.

Tabela 6.6 – Variação no consumo específico no ciclo UDDS HD – casos 1 e 2

Ciclo	ϕ_{e-cv} [g/kWh]	ϕ_{e-hyb} [g/kWh]	Redução em ϕ_e
UDDS HD – caso 1	199,4	188,2	5,6%
UDDS HD – caso 2	206,4	187,9	9,0%

Fonte: Elaborado pelo Autor

É possível notar um maior consumo específico do veículo convencional apenas através da variação do perfil de inclinação da pista. Este resultado é atribuído ao fato de que mesmo com um consumo menor de combustível devido aos períodos de aceleração menos intensos (a inclinação auxilia na aceleração do veículo), o caso 2 acaba produzindo menos energia útil ao final do ciclo, já que o torque fornecido pelo motor é menor enquanto este trafega na mesma velocidade, o que é prejudicial aos resultados de economia de combustível pelo BSFC.

Por outro lado, quando o valor de ϕ_{e-cv} é comparado com ϕ_{e-hyb} nota-se que, para o híbrido, trafegar por mais tempo em declive é uma vantagem, pois permite acionar os modos que garantem a maior recuperação energética, RG_{M1} e RG_{M2} . Em conjunto com o não acionamento do modo CH_{M1} , obtém-se uma melhoria do consumo específico final próximo de 9% em relação ao convencional, resultado melhor que o obtido nos ciclos urbanos.

6.4 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Neste capítulo foram apresentados os resultados de simulações do modelo do veículo híbrido com o supervisor desenvolvido com base na teoria de máquinas de estados (*statecharts*). O sistema é avaliado em três ciclos de trabalho, CBD, *Braunschweig* e UDDS HD, onde os dois primeiros consideram tráfego urbano e o terceiro é um ciclo misto que intercala velocidades baixas e altas de tráfego em rodovia.

As condições de operação do sistema também são variadas para permitir diferentes análises do sistema. Foi identificado que uma variação na relação de transmissão i_H do redutor mecânico pode trazer melhorias na recuperação energética, desde que o veículo não trafegue em velocidades altas que levem os componentes hidráulicos a operar com frequência rotacional superior aos limites de catálogo.

Também foram apresentados resultados das simulações para exemplificar as modificações implementadas na seção 5.1, o sistema de frenagem convencional, troca de controladores PID e modo auxiliar de carregamento de ar. O acionamento do modo CH_{M1} pode ser prejudicial à economia de combustível, já que o torque requisitado do motor à combustão para utilizar o sistema hidráulico é consideravelmente maior do que o acionamento do compressor de ar diretamente pelo motor à combustão.

Ainda assim, quando o sistema é capaz de produzir ar comprimido apenas por meio dos modos que recuperam energia (RG_{M1} , RG_{M2} e CH_{M2}) é possível obter uma melhoria significativa no consumo específico do sistema, o que mostra a relevância do tráfego em declive por fornecer um número maior de oportunidades de frenagem e regeneração.

Os resultados apresentados mostram que o supervisor proposto foi capaz de operar sob diferentes condições de operação e tomar decisões para garantir o funcionamento adequado do sistema, que pôde ser então avaliado em diferentes ciclos de condução. O método aplicado para desenvolvimento do supervisor também permite realizar modificações e ajustes conforme necessário para detalhar os estados do veículo e dos modos de operação conforme desejado.

7 CONCLUSÕES

Esta dissertação foi realizada com o objetivo de desenvolver um sistema de controle supervísório para um veículo comercial híbrido paralelo hidráulico-pneumático proposto por Bravo (2017). O objetivo principal era obter um controlador supervísório que permita modificações e que seja capaz de operar em condições variadas e tomar decisões para adequar o funcionamento do sistema. O método proposto com a utilização dos *statecharts* apresenta também uma forma de modelagem objetiva que pode ser adaptada para utilização em outros sistemas.

O sistema em estudo consiste de um acoplamento localizado após a transmissão do veículo que permite conectar ao eixo *cardan* uma bomba/motor hidráulica, componente responsável por absorver a energia cinética e potencial disponível do veículo durante a frenagem e reduzir a utilização dos freios convencionais e para auxiliar na aceleração do veículo quando possível.

Isto é alcançado com a inclusão de um conjunto de acumuladores hidráulicos para armazenamento da energia recuperada, além da presença de válvulas de segurança e controle e um motor hidráulico, que em conjunto com a bomba/motor atua como uma transmissão hidrostática acoplada ao compressor de ar do veículo, fundamental para garantir o funcionamento de outras partes como freios convencionais e suspensão.

Com base na existência do modelo matemático do sistema que descreve o comportamento dinâmico dos componentes presentes, optou-se pela aplicação de um método heurístico baseado em máquinas de estados, que permitem descrever o comportamento do veículo de maneira discreta para detalhar diferentes condições de operação e então tomar decisões sobre a operação da parte híbrida.

A proposta dos *statecharts* desenvolvida por Harel (1987) combina as características de autômatos e máquinas de Mealy e de Moore e inclui diferentes propriedades, como hierarquia e ortogonalidade. O *software* MATLAB/Simulink® foi utilizado pois possui a biblioteca Stateflow®, uma ferramenta baseada nesta metodologia e que permite a implementação direta do supervísório ao modelo do veículo.

Esta estratégia foi considerada vantajosa em relação aos outros métodos comumente aplicados, como lista de regras e *fuzzy*, por ser uma ferramenta gráfica que permite visualizar a transição entre estados do sistema e realizar a análise em partes para considerar os parâmetros que o descrevem separadamente, além da possibilidade de desenvolvimento de um método que

pode ser replicado posteriormente para a inclusão de novos modos de operação ou modificação das condições implementadas conforme necessário.

Uma modelagem sucinta do sistema proposto é apresentada e seguida do detalhamento dos modos de operação do veículo (RG_{M1} , RG_{M2} , CH_{M1} , CH_{M2} e PA_M), seus objetivos e quais componentes são utilizados, assim como o sistema de controle dinâmico utilizado para operação dos componentes, onde destaca-se o uso de controladores e referências diferentes para a bomba/motor e motor hidráulico.

Para o controle do *windup* nos integradores dos PIDs da bomba/motor e do motor hidráulico, foi implementado uma solução baseada na integração condicionada e no *back-calculation*. O primeiro ponto é zerar o erro dos controladores quando nenhum modo que utiliza o componente está ativo, enquanto o segundo busca levar a saída de controle que não está em uso para que seja igual ou próxima do valor calculado pelo PID efetivamente aplicado. Esta segunda modificação evita picos no controle quando um modo é desativado e outro acionado logo em seguida, que em combinação com o acionamento condicional também atua como uma estratégia de *anti-windup*, pois direciona a saída da parte integrativa dos controladores para o valor nulo quando todos os modos estão inativos.

Também foi identificada a necessidade de implementação do sistema de frenagem convencional para garantir a desaceleração necessária nos ciclos de condução, assim foi desenvolvida uma lógica para a integração dos sistemas de frenagem dando preferência à regeneração energética e com aplicação de modos parciais RG_{M1p} e RG_{M2p} quando os acumuladores e reservatório de ar estão quase carregados para garantir uma transição contínua entre os torques de frenagem.

O modo CH_{M1a} foi implementado para garantir a operação adequada do veículo em situações onde este se encontra parado e a pressão de ar comprimido atinge valores críticos. Como a bomba/motor é acoplada diretamente ao eixo *cardan*, este modo auxiliar é responsável por identificar esta condição de operação e garantir que o motor à combustão pode ser usado para acionar a bomba/motor sem acelerar o veículo.

A próxima etapa foi o detalhamento da modelagem por máquinas de estados do sistema. O método proposto consiste em descrever inicialmente os modos de operação de um veículo convencional ou híbrido (parado, acelerando, em cruzeiro ou freando) com base em velocidade, posição dos pedais de aceleração e frenagem, inclinação da pista e torque do motor à combustão. Com estes estados bem definidos foi possível descrever as condições de ativação dos modos de operação com base em valores de pressão hidráulica e pneumática.

Por fim foram apresentados os resultados de simulação do veículo híbrido em três ciclos de trabalho, dois urbanos e um misto. Foi possível estimar como uma variação da relação de transmissão do redutor mecânico afeta o desempenho do sistema e o torque de frenagem da bomba/motor. Também foi identificado que o modo CH_{M1} pode ser prejudicial à economia de combustível pois exige um torque maior do motor à combustão do que o acoplamento direto com o compressor de ar.

Nos ciclos urbanos foram identificadas melhorias no consumo específico na faixa de 4,9% a 7,3% quando considera-se o sistema como hidráulico puro, 6,4% a 8,8% ao incluir a produção de ar comprimido e 5,6% e 9% para o ciclo misto completo, resultado que é consideravelmente influenciado pelo perfil de inclinação da pista, que permite vários períodos de recuperação energética e reduz a necessidade de acionamento do modo de carregamento 1.

Os resultados obtidos confirmam a aplicabilidade do controle supervisorio para a análise de sistema e tem-se agora um modelo matemático adaptado para a realização de diferentes análises com variação de parâmetros de projeto e de componentes e modificações nas lógicas de controle.

Considera-se relevante para a continuidade da pesquisa o desenvolvimento de um controle supervisorio ótimo por meio do modelo dinâmico ou através de uma adaptação para o caso quase-estático (para aplicação da programação dinâmica, por exemplo). Os resultados desta análise podem ser de grande relevância para identificar padrões de operação do sistema que garantem melhores resultados de economia de combustível e que podem ser usados para modificar a lógica implementada por máquinas de estados e melhor definir os limites de transição de estados e ativação dos modos de operação.

A parte de controle dinâmico de componentes também pode ser melhor avaliada. A necessidade de troca entre controladores com referências distintas é prejudicial para o funcionamento dos componentes do sistema e traz vários desafios. As soluções implementadas se mostraram satisfatórias para esta análise, porém um estudo mais aprofundado ou aplicação de outros métodos de controle pode trazer melhorias na eficiência e desempenho do sistema.

Também se sugere um estudo aprofundado sobre a parte mecânica responsável pela integração da parte híbrida ao eixo do veículo. Seria interessante ao sistema ser capaz de variar a relação de transmissão para permitir a operação da bomba/motor em regiões de maior eficiência independentemente da velocidade do veículo, através, por exemplo, da integração com a transmissão do veículo.

REFERÊNCIAS

ALTAIR ENGINEERING. **Success Story Developing the World ' s First Series Hydraulic Hybrid Bus through Simulation Driven Design.** [S. l.: s. n.] Disponível em: <https://www.altair.com/pd/customer-story/altair-busolutions/developing-the-world's-first-series-hydraulic-hybrid-bus>

ÅSTRÖM, Karl J.; HÄGGLUND, Tore. **Advanced PID control.** [S. l.]: ISA-The Instrumentation, Systems, and Automation Society, 2006.

BAER, Katharina; ERICSON, Liselott; KRUS, Petter. Aspects of parameter sensitivity for series hydraulic hybrid light-weight duty vehicle design. *In: 9TH FPNI PH.D. SYMPOSIUM ON FLUID POWER, FPNI 2016 2016, Florianópolis, Brasil. Anais [...].* Florianópolis, Brasil: American Society of Mechanical Engineers, 2016. p. 9. Disponível em: <https://asmedigitalcollection.asme.org/FPST/proceedings-abstract/FPNI2016/50473/V001T01A041/229676>. Acesso em: 24 jan. 2020.

BLEAZARD, Tyler *et al.* Optimal control and performance based design of the blended hydraulic hybrid. *In: ASME/BATH 2015 SYMPOSIUM ON FLUID POWER AND MOTION CONTROL, FPMC 2015 2015, Anais [...].* : American Society of Mechanical Engineers, 2015. Disponível em: <https://asmedigitalcollection.asme.org/FPST/proceedings-abstract/FPMC2015/57236/V001T01A027/289489>. Acesso em: 19 jan. 2020.

BRAVO, Rafael Rivelino da Silva. **Sistema Hidráulico-Pneumático de Frenagem Regenerativa e Hibridização de Veículos Comerciais.** 2017. - Tese (Doutorado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2017. Disponível em: <https://repositorio.ufsc.br/xmlui/handle/123456789/178330>

BRAVO, Rafael Rivelino da Silva *et al.* Hydraulic-pneumatic regenerative braking system for hybridization of commercial urban vehicles. *In: 24TH ABCM INTERNATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING 2018, Anais [...].* : Associação Brasileira de Engenharia e Ciências Mecânicas - ABCM, 2018. p. 9. Disponível em: <http://abcm.org.br/anais-de-eventos/COB17/1787>. Acesso em: 27 jan. 2020.

BRAVO, Rafael Rivelino da Silva; DE NEGRI, Victor Juliano; OLIVEIRA, Amir Antônio Martins de. Heuristic control strategy of a novel Hydraulic/Pneumatic concept of regenerative system for commercial hybrid vehicles. *In: 9TH FPNI PH.D. SYMPOSIUM ON FLUID POWER, FPNI 2016 2016, Florianópolis. Anais [...].* Florianópolis: American Society of Mechanical Engineers, 2016. p. 11. Disponível em: <https://asmedigitalcollection.asme.org/FPST/proceedings-abstract/FPNI2016/50473/V001T01A039/229658>. Acesso em: 24 jan. 2020.

ÇAĞATAY BAYINDIR, Kamil; GÖZÜKÜÇÜK, Mehmet Ali; TEKE, Ahmet. A comprehensive overview of hybrid electric vehicle: Powertrain configurations, powertrain control techniques and electronic control units. **Energy Conversion and Management**, [S. l.], v. 52, n. 2, p. 1305–1313, 2011. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890410004309>. Acesso em: 20 jan. 2020.

CAMARA, Mamadou Baïlo *et al.* DC/DC converter design for supercapacitor and battery

power management in hybrid vehicle applications - polynomial control strategy. **IEEE Transactions on Industrial Electronics**, [S. l.], v. 57, n. 2, p. 587–597, 2010. Disponível em: <https://ieeexplore.ieee.org/document/5075550>. Acesso em: 19 jan. 2020.

CASSANDRAS, Christos G.; LAFORTUNE, Stéphane. **Introduction to Discrete Event Systems**. 2. ed. New York: Springer, 2010.

ÇENGEL, Yunus A.; BOLES, Michael A. Chapter Three: Properties of Pure Substances. *In: Thermodynamics: An Engineering Approach*. 8. ed. New York: McGraw-Hill Education, 2015. p. 111–162.

CHEN, Jia Shiun. Energy efficiency comparison between hydraulic hybrid and hybrid electric vehicles. **Energies**, [S. l.], v. 8, n. 6, p. 4697–4723, 2015.

CHEONG, Kai Loon. **Design and Analysis of Hydraulic Hybrid Passenger Vehicles**. 2015. - University of Minnesota, [s. l.], 2015. Disponível em: <https://conservancy.umn.edu/handle/11299/175548>. Acesso em: 19 jan. 2020.

CHEONG, Shin-Young; SAFONOV, Michael G. Bumpless Transfer for Adaptive Switching Controls. **IFAC Proceedings Volumes**, [S. l.], v. 41, n. 2, p. 14415–14420, 2008. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1474667016413078>. Acesso em: 30 jan. 2020.

CHOI, Sungwoo *et al.* Model-free control of automotive engine and brake for Stop-and-Go scenarios. *In: 2009 EUROPEAN CONTROL CONFERENCE, ECC 2009 2009*, Budapest, Hungary. **Anais [...]**. Budapest, Hungary: Institute of Electrical and Electronics Engineers Inc., 2009. p. 3622–3627. Disponível em: <https://ieeexplore.ieee.org/document/7074962>. Acesso em: 29 jan. 2020.

CHU, Steven. **Advancing Technology for America's Transportation: Summary Report National Petroleum Council**. [S. l.: s. n.]. Disponível em: <https://www.npc.org/reports/trans.html>.

COELHO, Antonio Augusto Rodrigues; JERONYMO, Daniel Cavalcanti; ARAÚJO, Rejane de Barros. **Sistemas dinâmicos: controle clássico e preditivo discreto**. 1. ed. Florianópolis, Brasil: Editora da UFSC, 2019.

DEPPEN, Timothy O. *et al.* Predictive energy management for parallel hydraulic hybrid passenger vehicle. *In: ASME 2010 DYNAMIC SYSTEMS AND CONTROL CONFERENCE, DSCC2010 2010*, **Anais [...]**. : ASMEDC, 2010. p. 185–192. Disponível em: <https://asmedigitalcollection.asme.org/DSCC/proceedings/DSCC2010/44182/185/348769>. Acesso em: 19 jan. 2020.

DEPPEN, Timothy O. *et al.* Optimal energy use in a light weight hydraulic hybrid passenger vehicle. **Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Transactions of the ASME**, [S. l.], v. 134, n. 4, p. 11, 2012. Disponível em: <https://asmedigitalcollection.asme.org/dynamicsystems/article-abstract/134/4/041009/400766/Optimal-Energy-Use-in-a-Light-Weight-Hydraulic?redirectedFrom=fulltext>. Acesso em: 27 jan. 2020.

DIESEL NET. **Emission Test Cycles**. [s. l.], 2020. Disponível em: <https://dieselnet.com/standards/cycles/index.php>. Acesso em: 21 fev. 2020.

EATON CORPORATION. **Eaton - Hydraulic Launch Assist**. [s. l.], 2009. Disponível em: <https://www.eaton.com/SEAsia/ProductsSolutions/Hydraulics/ProductsServices/HydraulicLaunchAssist/index.htm>. Acesso em: 21 jan. 2020.

FILIPI, Z. Hydraulic and pneumatic hybrid powertrains for improved fuel economy in vehicles. *In: Alternative Fuels and Advanced Vehicle Technologies for Improved Environmental Performance: Towards Zero Carbon Transportation*. [S. l.]: Elsevier Inc., 2014. p. 505–540. *E-book*. Disponível em: <https://doi.org/10.1533/9780857097422.2.505>. Acesso em: 18 jan. 2020.

FRANKLIN, Gene F.; POWELL, J. David; EMAMIM-NAEINI, Abbas. Basic Properties of Feedback. *In: Feedback Control of Dynamic Systems*. 5. ed. [S. l.]: Pearson Education, Inc., 2006. p. 166–229.

GOSAL, Amritpal Singh. **Modelling and control of a hydrostatic transmission for a load-haul-dump underground-mining machine**. 2004. - University of British Columbia Library, [s. l.], 2004. Disponível em: <https://open.library.ubc.ca/cIRcle/collections/ubctheses/831/items/1.0080787>. Acesso em: 29 jan. 2020.

GUZZELLA, Lino; SCIARRETTA, Antonio. **Vehicle Propulsion Systems - Introduction to Modeling and Optimization**. 3. ed. Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2013.

HAREL, David *et al.* On the Formal Semantics of Statecharts. *In: UNDEFINED 1987, Anais [...]*. : IEEE, 1987. p. 54–64. Disponível em: [https://www.semanticscholar.org/paper/On-the-Formal-Semantics-of-Statecharts-\(Extended-Harel-Pnueli/9e6e6d40612c32561b38202f1fc446255cef3852#paper-header](https://www.semanticscholar.org/paper/On-the-Formal-Semantics-of-Statecharts-(Extended-Harel-Pnueli/9e6e6d40612c32561b38202f1fc446255cef3852#paper-header). Acesso em: 28 jan. 2020.

HAREL, David. Statecharts: a visual formalism for complex systems. **Science of Computer Programming**, [S. l.], v. 8, n. 3, p. 231–274, 1987. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0167642387900359>. Acesso em: 28 jan. 2020.

HAREL, David; NAAMAD, Amnon. The STATEMATE Semantics of Statecharts. **ACM Transactions on Software Engineering and Methodology**, [S. l.], v. 5, n. 4, p. 293–333, 1996. Disponível em: <https://dl.acm.org/doi/10.1145/235321.235322>. Acesso em: 28 jan. 2020.

HARIA, Hiral Jayantilal. **A Novel Mode-switching Hydraulic Hybrid for an On-highway Vehicle: A Study of Architecture and Control**. 2016. - Purdue University, [s. l.], 2016. Disponível em: https://docs.lib.purdue.edu/open_access_theses/950. Acesso em: 26 jan. 2020.

HEYWOOD, John *et al.* **On the Road toward 2050: Potential for Substantial Reductions in Light-Duty Vehicle Use and Greenhouse Gas Emissions** (John Heywood, Don MacKenzie, Org.). [S. l.: s. n.]. Disponível em: <https://energy.mit.edu/publication/on-the-road-toward-2050/>.

HUI, Sun *et al.* Control strategy of hydraulic/electric synergy system in heavy hybrid vehicles. **Energy Conversion and Management**, [S. l.], v. 52, n. 1, p. 668–674, 2011. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890410003559>. Acesso em: 22 jan. 2020.

HUI, Sun; JUNQING, Jing. Research on the system configuration and energy control strategy for parallel hydraulic hybrid loader. **Automation in Construction**, [S. l.], v. 19, n. 2, p. 213–220, 2010. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0926580509001575>. Acesso em: 27 jan. 2020.

JOHRI, Rajit; SALVI, Ashwin; FILIPI, Zoran. Optimal energy management for a hybrid vehicle using neuro-dynamic programming to consider transient engine operation. In: ASME 2011 DYNAMIC SYSTEMS AND CONTROL CONFERENCE AND BATH/ASME SYMPOSIUM ON FLUID POWER AND MOTION CONTROL, DSCC 2011 2011, **Anais [...]**. [S. l.: s. n.] p. 279–286. Disponível em: <https://asmedigitalcollection.asme.org/DSCC/proceedings-abstract/DSCC2011/54761/279/353642>. Acesso em: 19 jan. 2020.

KERMANI, S. *et al.* Predictive energy management for hybrid vehicle. **Control Engineering Practice**, [S. l.], v. 20, n. 4, p. 408–420, 2012. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0967066111002498>. Acesso em: 26 jan. 2020.

KURT, Arda. **Hybrid-State System Modelling for Control , Estimation and Prediction in Vehicular Autonomy**. 2012. - The Ohio State University, [s. l.], 2012. Disponível em: <https://core.ac.uk/display/47031263>

LACROIX, S.; LABOURE, E.; HILAIRET, M. An integrated fast battery charger for electric vehicle. In: (IEEE, Org.)2010 IEEE VEHICLE POWER AND PROPULSION CONFERENCE, VPPC 2010 2010, Lile, France. **Anais [...]**. Lile, France [s. n.] p. 6. Disponível em: <http://ieeexplore.ieee.org/stamp/stamp.jsp?tp=&arnumber=5729063&isnumber=5728974>. Acesso em: 18 jan. 2020.

LANG, Fernando. Inclinações das ruas e das estradas. **Física na Escola**, São Paulo, v. 8, p. 10, 2007. Disponível em: https://www.if.ufrgs.br/~lang/Textos/Ruas_estradas.pdf

LEON QUIROGA, Jorge A.; GONZALEZ MANCERA, Andres L.; GARCIA BRAVO, Jose M. A Fuzzy logic controller for a hydrostatic transmission for an electric hybrid bus in bogotá, Colombia. In: ASME/BATH 2017 SYMPOSIUM ON FLUID POWER AND MOTION CONTROL, FPMC 2017 2017, **Anais [...]**. : American Society of Mechanical Engineers, 2017. p. 11. Disponível em: <https://asmedigitalcollection.asme.org/FPST/proceedings-abstract/FPMC2017/58332/V001T01A042/233852>. Acesso em: 27 jan. 2020.

LINSINGEN, Irlan von. **Fundamentos de sistemas hidráulicos**. 4. ed. Florianópolis: Editora da UFSC, 2013.

LIU, Jinming; PENG, Huei. Modeling and control of a power-split hybrid vehicle. **IEEE Transactions on Control Systems Technology**, [S. l.], v. 16, n. 6, p. 1242–1251, 2008.

LIU, Wei. **Hybrid Electric Vehicle System Modeling**. [S. l.: s. n.].

M. SABRI, M. F.; DANAPALASINGAM, K. A.; RAHMAT, M. F. A review on hybrid electric vehicles architecture and energy management strategies. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, [S. l.], v. 53, p. 1433–1442, 2016. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032115010060>. Acesso em: 27 jan. 2020.

MA, Zetao *et al.* Comprehensive Analysis and Optimal Configurations of the EVT Powertrain. **IEEE Transactions on Vehicular Technology**, [S. l.], v. 68, n. 10, p. 9573–9587, 2019. Disponível em: <https://ieeexplore.ieee.org/abstract/document/8788594>. Acesso em: 19 jan. 2020.

MARTINEZ, Clara Marina *et al.* Energy Management in Plug-in Hybrid Electric Vehicles: Recent Progress and a Connected Vehicles Perspective. **IEEE Transactions on Vehicular Technology**, [S. l.], v. 66, n. 6, p. 4534–4549, 2017.

MCCANDLISH, D.; DOREY, R. E. The mathematical modelling of hydrostatic pumps and motors. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture**, [S. l.], v. 198, n. 3, p. 165–174, 1984. Disponível em: http://journals.sagepub.com/doi/10.1243/PIME_PROC_1984_198_062_02. Acesso em: 29 jan. 2020.

MIDGLEY, William J. B.; CEBON, David. Comparison of regenerative braking technologies for heavy goods vehicles in urban environments. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering**, [S. l.], v. 226, n. 7, p. 957–970, 2012.

MOHAN, G.; ASSADIAN, F.; LONGO, S. Comparative analysis of forward-facing models vs backward-facing models in powertrain component sizing. *In: IET HYBRID AND ELECTRIC VEHICLES CONFERENCE 2013 (HEVC 2013) 2013*, London. **Anais [...]**. London: Institution of Engineering and Technology, 2013. p. 6. Disponível em: <https://ieeexplore.ieee.org/document/6728840>. Acesso em: 25 jan. 2020.

NATIONAL RENEWABLE ENERGY LABORATORY. **NREL DriveCAT - Chassis Dynamometer Drive Cycles**. [s. l.], 2020. Disponível em: <https://www.nrel.gov/transportation/drive-cycle-tool/>. Acesso em: 21 fev. 2020.

NETO, Antonio Hadade. **Técnicas Anti-Windup em Estruturas de Controle PID, RST e GPC**. 2005. - Universidade Federal de Santa Catarina, [s. l.], 2005. Disponível em: <https://repositorio.ufsc.br/handle/123456789/102669>. Acesso em: 30 jan. 2020.

NÜESCH, Tobias *et al.* Equivalent consumption minimization strategy for the control of real driving NOx emissions of a diesel hybrid electric vehicle. **Energies**, [S. l.], v. 7, n. 5, p. 3148–3178, 2014. Disponível em: <http://www.mdpi.com/1996-1073/7/5/3148>. Acesso em: 27 jan. 2020.

OMG. **About the Unified Modeling Language Specification Version 2.5.1**. [s. l.], 2020. Disponível em: <https://www.omg.org/spec/UML/#documents>. Acesso em: 28 jan. 2020.

ONORI, Simona; SERRAO, Lorenzo; RIZZONI, Giorgio. **Hybrid Electric Vehicles - Energy Management Strategies**. 1. ed. London: Springer-Verlag London, 2016.

PARKER HANNIFIN CORPORATION. **Parker RunWise - Advanced Series Hybrid Drive**. Columbus, OH [s. n.]

PISU, Pierluigi; RIZZONI, Giorgio. A comparative study of supervisory control strategies for hybrid electric vehicles. **IEEE Transactions on Control Systems Technology**, [S. l.], v. 15, n. 3, p. 506–518, 2007. Disponível em: <https://ieeexplore.ieee.org/document/4162492>. Acesso em: 27 jan. 2020.

PRITHVIRAJ, Jaipal. **Hydraulic hybrids**. 2017. - KTH, [s. l.], 2017. Disponível em: <http://kth.diva-portal.org/smash/record.jsf?pid=diva2%3A1189550&dsid=8978>

QUEIROZ, Max H.; CURY, José E. R. Modular Supervisory Control of Large Scale Discrete Event Systems. *In: Discrete Event Systems*. [S. l.]: Springer US, 2000. p. 103–110. *E-book*. Disponível em: https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-1-4615-4493-7_10. Acesso em: 26 jan. 2020.

RAMLI, Makbul A. M.; HIENDRO, Ayong; TWAHA, Ssennoga. Economic analysis of PV/diesel hybrid system with flywheel energy storage. **Renewable Energy**, [S. l.], v. 78, p. 398–405, 2015.

RAMOS, Marcos Vinícius Midena; NETO, João José; VEGA, Ítalo Santiago. **Linguagens formais: teoria, modelagem e implementação**. Porto Alegre: Bookman, 2009.

ROSA, João Luíz Garcia. **Linguagens Formais e Autômatos Finitos**. Rio de Janeiro: LTC, 2015.

RYDBERG, Karl-erik. Energy Efficient Hydraulic Hybrid Drives. *In: THE 11TH SCANDINAVIAN INTERNATIONAL CONFERENCE ON FLUID POWER, SICFP'09, JUNE 2-4, 2009, LINKÖPING, SWEDEN 2009, Anais [...]*. [S. l.: s. n.] p. 1–14. Disponível em: <http://liu.diva-portal.org/smash/record.jsf?pid=diva2:373607>

SALMASI, Farzad Rajaei. Control strategies for hybrid electric vehicles: Evolution, classification, comparison, and future trends. **IEEE Transactions on Vehicular Technology**, [S. l.], v. 56, n. 5 I, p. 2393–2404, 2007. Disponível em: <https://ieeexplore.ieee.org/document/4305534>. Acesso em: 27 jan. 2020.

SOMÀ, Aurelio. Trends and Hybridization Factor for Heavy-Duty Working Vehicles. *In: DONATEO, Teresa (org.). Hybrid Electric Vehicles*. 1. ed. [S. l.]: IntechOpen, 2017. p. 31. *E-book*. Disponível em: <https://www.intechopen.com/books/hybrid-electric-vehicles/trends-and-hybridization-factor-for-heavy-duty-working-vehicles>

SPRENGEL, Michael Wayne. **Influence of architecture design on the performance and fuel efficiency of hydraulic hybrid transmissions**. 2015. - Purdue University, [s. l.], 2015. Disponível em: https://docs.lib.purdue.edu/open_access_dissertations/1317. Acesso em: 19 jan. 2020.

STECKI, Jacek; MATHESON, Paul. Advances in Automotive Hydraulic Hybrid Drives. *In: PROCEEDINGS OF THE JFPS INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON FLUID POWER 2005, Anais [...]*. [S. l.: s. n.] p. 664–669.

STEELHEAD COMPOSITES. **High Pressure Bladder Accumulators**. [s. l.], 2018. Disponível em: <https://steelheadcomposites.com/powermax-series/>. Acesso em: 19 jan. 2020.

STELSON, Kim A. *et al.* Optimization of a Passenger Hydraulic Hybrid Vehicle to Improve Fuel Economy. **Proceedings of the JFPS International Symposium on Fluid Power**, [S. l.], v. 2008, n. 7–1, p. 143–148, 2008. Disponível em: <http://joi.jlc.jst.go.jp/JST.Journalarchive/isfp1989/2008.143?from=CrossRef>. Acesso em: 27 jan. 2020.

THE MATHWORKS INC. **MathWorks Automotive Advisory Board (MAAB) - Control**

Algorithm Modeling Guidelines using Matlab, Simulink and Stateflow. [S. l.: s. n.] Disponível em: <https://www.mathworks.com/solutions/automotive/standards/maab.html>

TROVÃO, João P. *et al.* A multi-level energy management system for multi-source electric vehicles - An integrated rule-based meta-heuristic approach. **Applied Energy**, [S. l.], v. 105, p. 304–318, 2013. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261913000081>. Acesso em: 24 jan. 2020.

VILLANI, Emilia; MIYAGI, Paulo E.; VALETTE, Robert. **Modelling and Analysis of Hybrid Supervisory Systems: A Petri Net Approach.** [S. l.]: Springer London, 2007. *E-book*. Disponível em: <https://link.springer.com/book/10.1007/978-1-84628-651-3#about>. Acesso em: 26 jan. 2020.

VINOT, Emmanuel *et al.* Model simulation, validation and case study of the 2004 THS of Toyota Prius. **International Journal of Vehicle Systems Modelling and Testing**, [S. l.], v. 3, n. 3, p. 139–167, 2008.

VISIOLI, Antonio. **Practical PID Control.** [S. l.]: Springer London, 2006.

VOGEL, Adam *et al.* Improving hybrid vehicle fuel efficiency using inverse reinforcement learning. **Proceedings of the National Conference on Artificial Intelligence**, [S. l.], v. 1, p. 384–390, 2012.

VOLVO CAMINHÕES. **Volvo caminhões - série FH.** Sweden: Volvo trucks, 2012. Disponível em: <https://www.volvotrucks.com.br/pt-br/trucks/volvo-fh/specifications/powertrain.html#>

VU, Tri Vien; CHEN, Chih Keng; HUNG, Chih Wei. A model predictive control approach for fuel economy improvement of a series hydraulic hybrid vehicle. **Energies**, [S. l.], v. 7, n. 11, p. 7017–7040, 2014. Disponível em: <http://www.mdpi.com/1996-1073/7/11/7017>. Acesso em: 19 jan. 2020.

WANG, Y.; SUN, Zhendong; CHEN, Zonghai. Energy management strategy for battery/supercapacitor/fuel cell hybrid source vehicles based on finite state machine. **Applied Energy**, [S. l.], v. 254, 2019. Disponível em: <https://www.mendeley.com/catalogue/energy-management-strategy-batterysupercapacitorfuel-cell-hybrid-source-vehicles-based-finite-state/>

WILSON, Peter; MANTOOTH, H. Alan. Modeling of Systems. *In: Model-Based Engineering for Complex Electronic Systems.* 1. ed. [S. l.]: Elsevier, 2013. p. 79–124. *E-book*. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B978012385085000004X>. Acesso em: 27 jan. 2020.

WU, Bin *et al.* Optimal power management for a hydraulic hybrid delivery truck. *In: VEHICLE SYSTEM DYNAMICS 2004, Anais [...].* [S. l.: s. n.] p. 23–40. Disponível em: <https://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/00423110412331291562>. Acesso em: 27 jan. 2020.

WU, Wei *et al.* A hydraulic hybrid propulsion method for automobiles with self-adaptive system. **Energy**, [S. l.], v. 114, p. 683–692, 2016. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544216311550>

YUAN, Zou *et al.* Comparative study of dynamic programming and pontryagin's minimum principle on energy management for a parallel hybrid electric vehicle. **Energies**, [S. l.], v. 6, n. 4, p. 2305–2318, 2013. Disponível em: <http://www.mdpi.com/1996-1073/6/4/2305>. Acesso em: 27 jan. 2020.

ZACCARIAN, Luca; TEEL, Andrew R. A common framework for anti-windup, bumpless transfer and reliable designs. **Automatica**, [S. l.], v. 38, n. 10, p. 1735–1744, 2002. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0005109802000729>. Acesso em: 31 jan. 2020.

ZHANG, Haoxiang; WANG, Feng; STELSON, Kim A. Modeling and design of a hydraulic hybrid powertrain for passenger vehicle. *In*: ASME/BATH 2017 SYMPOSIUM ON FLUID POWER AND MOTION CONTROL, FPMC 2017 2017, **Anais [...]**. : American Society of Mechanical Engineers, 2017. p. 8. Disponível em: <https://asmedigitalcollection.asme.org/FPST/proceedings-abstract/FPMC2017/58332/V001T01A075/233863>. Acesso em: 27 jan. 2020.

ZHANG, Xiaowu; PENG, Huei; SUN, Jing. A near-optimal power management strategy for rapid component sizing of multimode power split hybrid vehicles. **IEEE Transactions on Control Systems Technology**, [S. l.], v. 23, n. 2, p. 609–618, 2015.