ANDRÉ VINICIUS OLIVEIRA MAGGIO

Simulação *hardware in the loop* de um motor de combustão Flex

São Paulo

(2019)

ANDRÉ VINICIUS OLIVEIRA MAGGIO

Simulação *hardware in the loop* de um motor de combustão Flex

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

Orientador:

Prof. Dr. João Francisco Justo Filho

Coorientador:

Prof. Dr. Armando Antônio Maria Laganá

São Paulo

(2019)

ANDRÉ VINICIUS OLIVEIRA MAGGIO

Simulação *hardware in the loop* de um motor de combustão Flex

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

Área de Concentração:

Engenharia Elétrica, Sistemas Eletrônicos

Orientador:

Prof. Dr. João Francisco Justo Filho

Coorientador:

Prof. Dr. Armando Antônio Maria Laganá

São Paulo

(2019)

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

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

São Paulo, _____ de _____ de 2019

Assinatura do autor: _____

Assinatura do orientador: _____

Catálogo-na-publicação

MAGGIO, ANDRÉ VINICIUS OLIVEIRA

Simulação hardware in the loop de um motor de combustão Flex / A. V. O.
MAGGIO -- versão corr. -- São Paulo, 2019.
165 p.

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

1. MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA 2. BIOCOMBUSTÍVEIS
3. SISTEMAS DINÂMICOS 4. SIMULAÇÃO DE SISTEMAS 5. SIMULAÇÃO
(MODELAGEM COMPUTACIONAL) I. Universidade de São Paulo. Escola
Politécnica. Departamento de Engenharia de Sistemas Eletrônicos II.t.

AGRADECIMENTOS

Meus sinceros agradecimentos ao auxílio e apoio dos integrantes do Grupo de Eletrônica, em especial aos colegas Marcos Henrique Carvalho Silva e Angelo Maggio Neto. Agradeço também, ao apoio dos colegas Bruno Silva Pereira, ao Demerson Moscardini e ao Lucas Motta de Novaes, por todo o auxílio prestado e por seu tempo cedido durante a execução dos ensaios.

Aos meus orientadores Prof. Dr. Armando Antônio Maria Laganá e Prof. Dr. João Francisco Justo Filho por todo auxílio, esforço, tempo e paciência sem os quais o presente trabalho não seria concluído. Ao Prof. Dr. Cláudio Garcia, Prof. Dr. Leopoldo Rideki Yoshioka, Prof. Dr. Janito Vaqueiro Ferreira e Prof. Dr. Sérgio Inácio Ferreira pelas revisões deste trabalho e por todas as sugestões apresentadas.

Ao Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo (IPT) por ceder suas instalações para a execução dos ensaios. Aos funcionários do IPT em especial ao Marco Isola Naufal, Rafael Rodrigues de Mello, Lukas Kretschmar Waeny, Sérgio Inácio Ferreira, Rennan Gomes, Ruan Carlos Vieira Godoy, e todos os funcionários que atuam no laboratório de motores do IPT, que de alguma forma cederem seu tempo auxiliando na execução e preparação dos ensaios.

À minha família, por todo o apoio e incentivo durante todo o desenvolvimento deste trabalho. À CAPES por ter fornecido a bolsa auxílio durante a pesquisa feita neste trabalho, ao centro Paula Souza pelo apoio financeiro e equipamentos cedidos e a Universidade de São Paulo pela estrutura e equipamentos cedidos.

À ETAS do Brasil, por terem cedido a instrumentação necessária para viabilizar os ensaios realizados. Em especial aos funcionários: André Pelisser e Alexandre Kawamoto por toda a assistência e auxílio prestados. À MTE-THOMSON, pela doação do sensor MAF fornecido conjuntamente com a sua curva de calibração.

RESUMO

No presente trabalho, foi desenvolvida uma simulação *hardware in the loop* (HIL) de um motor de combustão Flex, com a finalidade de auxiliar as fases de teste e de elaboração do sistema de controle utilizado no motor, chamado de ECU (*Engine Control Unit*). Para tanto, foi feito um trabalho de análise, otimização e implementação dos modelos que representam o motor de combustão Flex, assim como dos seus sensores e atuadores, com o intuito de viabilizar sua simulação em tempo real, permitindo a sua interação com a ECU. Foi utilizado como objeto de estudo o motor EA111 VHT (*Very High Torque*) 1.6l do veículo GOL total Flex 2008, a partir do qual foram conduzidos diversos testes em dinamômetro, com o intuito de identificar os parâmetros intrínsecos presentes nos modelos selecionados. A partir dos dados coletados foi feita a análise do desempenho dos modelos identificados, obedecendo métricas preestabelecidas, e os modelos foram implementados em ambiente LabCar, onde foi validada a simulação em tempo real, comparando-se os valores obtidos com os valores dos testes conduzidos no motor real. Obtendo como resultado final: uma simulação capaz de emular as características relevantes do motor interagindo em tempo real com a ECU.

Palavras-Chave: Unidade de controle do motor (ECU). Sensores e atuadores automotivos. Simulação de motores automotivos. Motor FLEX. Simulação *Hardware in the loop* (HIL). Simulação em tempo real.

ABSTRACT

A hardware in the loop simulation (HIL) for a Flex fuel engine was developed, at this work, to improve and assist the ECU (Engine Control Unit) development phases. In order to make the HIL simulation, a work of analysis, optimization and implementation was performed based on the Flex fuel engine models, as its sensors and actuators, with the goal of performing HIL simulation in real time, allowing the interaction between the ECU and HIL simulation. The study object was the EA111 VHT (Very High Torque) 1.6l engine from the vehicle GOL 2008 total Flex. Tests were performed at this motor, in order to identify the intrinsic parameters, present in the selected models. From the collected data, the identified models were analyzed, obeying pre-established metrics, implementing the models in the LabCar tool, where the HIL simulation was validated in real time by comparing the values obtained with the simulation to the tests performed at the real engine. The final result is obtained: a HIL simulation capable of emulating the engine's relevant characteristics, interacting in real time with the ECU.

Keywords: Engine Control Unit (ECU). Automotive sensors and actuators. Automotive engine simulation. Flex-fuel engine. Hardware in the loop simulation (HIL). Real Time simulation.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1	– Etapas do teste de verificação e validação da ECU.....	18
Figura 2	– Fluxograma e submodelos da simulação HIL.....	20
Figura 3	– Componentes do motor.	24
Figura 4	– Uso do sensor lambda como sensor de composição do combustível. ..	29
Figura 5	– Submodelos do motor de combustão interna.	30
Figura 6	– Percurso da mistura ar-combustível.....	37
Figura 7	– Eficiência da combustão em função do fator lambda (λ) para diferentes composições (Ex).....	42
Figura 8	– Fenômeno da detonação dentro do cilindro.	47
Figura 9	– Pressão no cilindro para diferentes ângulos de ignição.	47
Figura 10	– Probabilidade de ocorrer detonação v.s. pressão máxima do cilindro...	49
Figura 11	– Fluxo de calor no motor.....	52
Figura 12	– Circuito elétrico e exemplos de bobinas comerciais.....	66
Figura 13	– Modelo da válvula borboleta.....	67
Figura 14	– Válvula injetora e tipos de sistemas de injeção.	68
Figura 15	– Válvula termostática eletrônica.....	70
Figura 16	– Resposta característica do sensor de posição da borboleta TPS	72
Figura 17	– Sensor de posição do pedal do acelerador.	73
Figura 18	– Exemplo de sensor de temperatura do fluido de refrigeração.	73
Figura 19	– Sensor MAF.	75
Figura 20	– Sensor de rotação tipo relutância variável (a), e resposta característica do sensor (b).	77
Figura 21	– Sensor e valor da constante dielétrica em função da porcentagem de etanol na mistura.....	78
Figura 22	– Sonda lambda banda estreita.....	80
Figura 23	– Sonda banda larga.	81
Figura 24	– Motor e instrumentação utilizada.....	82
Figura 25	– Motor montado no dinamômetro hidráulico.	83
Figura 26	– Bancada de teste.....	84
Figura 27	– Curva modelada do sensor de abertura da válvula borboleta (TPS) e pedal do acelerador.....	85
Figura 28	– Sinal do sensor de temperatura.....	86

Figura 29 – Sinais dos sensores de rotação (RPM) e de fase.....	87
Figura 30 – Curva do sensor TMAP e pontos coletados.	89
Figura 31 – Curva característica do sensor MAF.	90
Figura 32 – Resposta característica do sensor de detonação.....	94
Figura 33 – Análise espectral do sinal do sensor de detonação utilizando a FFT....	95
Figura 34 – Semiciclo positivo do sinal simulado do sensor de detonação.	96
Figura 35 – Ensaio realizado com o bico injetor.	97
Figura 36 – Massa injetada em função do tempo de injeção.	98
Figura 37 – Motor montado no dinamômetro ativo do IPT.	101
Figura 38 – Sinal filtrado obtido com o osciloscópio para diferentes ângulos de ignição.	106
Figura 39 – Sinal de referência aplicado ao ângulo de ignição.	106
Figura 40 – Eficiência volumétrica com condição de contorno em zero.	109
Figura 41 – Eficiência volumétrica com condição de contorno em um.	110
Figura 42 – Eficiência volumétrica sem condição de contorno.	110
Figura 43 – Função fluxo da válvula borboleta utilizada no modelo da equação (92).	111
Figura 44 – Função característica da válvula borboleta utilizada no modelo da equação (92).	112
Figura 45 – Área de abertura da válvula borboleta utilizada no modelo da equação (93).	112
Figura 46 – Etapas na obtenção do sinal de referência.	114
Figura 47 – Sinais de referência e da sonda.	115
Figura 48 – Perdas por bombeamento dos gases.	116
Figura 49 – Perdas por fricção.	117
Figura 50 – Exemplo de identificação do fator de eficiência em função do ângulo de ignição.	119
Figura 51 – Fator de eficiência em função do ângulo de ignição do modelo 02.	119
Figura 52 – Exemplo de identificação do ângulo ótimo de ignição, modelos 01 e 03.	120
Figura 53 – Exemplo de identificação do fator de ignição, modelos 01 e 03.	121
Figura 54 – Fator de eficiência em função da rotação do modelo 03.	121
Figura 55 – Fator da eficiência em função de lambda do modelo 01.	123

Figura 56 – Exemplo de identificação da eficiência em função de lambda do modelo 02. Pontos com maior dispersão (a), e com menor dispersão (b).	123
Figura 57 – Fator da eficiência em função de lambda do modelo 02.	124
Figura 58 – Função característica da válvula borboleta para diferentes condições de rotação.	126
Figura 59 – Eficiência volumétrica para diferentes composições de combustível. .	127
Figura 60 – Exemplos de resultados obtidos com a simulação do subsistema de ar.	128
Figura 61 – Resultados obtidos com a simulação do subsistema de combustível.	130
Figura 62 – Erro dos resultantes do subsistema mecânico.	132
Figura 63 – Espectro do sinal do sensor de detonação para diferentes ângulos de ignição.	133
Figura 64 – Influencias da rotação (a), fator lambda(b), pressão na admissão (c) e temperatura do motor (d) no valor máximo de tensão do sensor de detonação.	135
Figura 65 – Simulação do sinal do sensor de detonação.	137
Figura 66 – ECU conectada ao simulador.	138
Figura 67 – Exemplos de simulações do subsistema de combustível em malha fechada.	142
Figura 68 – Exemplos de simulações do subsistema de ar em malha fechada.	143
Figura 69 – Exemplos de simulações do subsistema mecânico em malha fechada.	144
Figura 70 – Simulador HIL.....	145
Figura 71 – Modelos do subsistema de ar.....	156
Figura 72 – Modelo do subsistema de combustível.....	157
Figura 73 – Modelos do subsistema mecânico.....	158

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Dados coletados para o sensor de posição da borboleta (TPS) e o pedal do acelerador.	84
Tabela 2 – Dados coletados para o sensor de temperatura do motor.	85
Tabela 3 – Dados coletados para o sensor de pressão e de temperatura do ar (TMAP).	88
Tabela 4 – Dados do sensor MAF.	90
Tabela 5 – Dados do sensor de composição.	91
Tabela 6 – Dados da sonda lambda.	92
Tabela 7 – Erro devido a proporção de oxigênio presente na molécula do combustível.	93
Tabela 8 – Influência da frequência na massa injetada (combustível E30).	98
Tabela 9 – Massa injetada por bico (combustível E30).	99
Tabela 10 – Dados do motor.	100
Tabela 11 – Tipos de modelos testados.	115
Tabela 12 – Tipos de modelos.	118
Tabela 13 – Métricas aplicadas as simulações do subsistema de ar.	129
Tabela 14 – Métricas aplicadas às simulações do subsistema de combustível.	131
Tabela 15 – Métricas aplicadas as simulações do subsistema mecânico.	132
Tabela 16 – Características da placa de interface.	138
Tabela 17 – Conexões entre a ECU e o LabCar.	139
Tabela 18 – Erro final dos sensores após a calibração.	139
Tabela 19 – Métricas aplicadas a simulação em malha fechada.	141
Tabela 20 – Características com base nos dados da Petrobras e ANP.	160
Tabela 21 – Dados do Laboratório de Combustíveis Líquidos do IPT.	160
Tabela 22 – Dados dos combustíveis analisados na referência [42].	161
Tabela 23 – Dados das misturas feitas e analisadas na referência [42].	162
Tabela 24 – Dados das misturas feitas e analisadas na referência [43].	163
Tabela 25 – Dados das misturas feitas e analisadas na referência [44].	163

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AFR	<i>Air–Fuel Ratio</i>
ECS	<i>Embedded Control System</i>
ECU	<i>Engine Control Unit</i>
EGR	<i>Exhaust Gas Recirculation</i>
EMS	<i>Engine Management System</i>
ETC	<i>Electronic Throttle Control</i>
Ex	Escala de composição do combustível em porcentagem volumétrica de etanol (% v/v)
FLEX	<i>Flexible Fuel Vehicle</i>
HIL	<i>Hardware in the Loop</i>
MAE	Erro absoluto médio
MAF	<i>Mass Air Flow sensor</i>
MAP	<i>Manifold Absolute Pressure sensor</i>
MAPE	Erro percentual absoluto médio
MIL	<i>Model in the Loop</i>
NTC	<i>Negative Temperature Coefficient (thermoresistive sensor)</i>
OBD	<i>On-Board Diagnostic</i>
PMI	Ponto Morto Inferior
PMS	Ponto Morto Superior
PWM	<i>Pulse Width Modulation</i>
RL	Circuito Resistor Indutor
SIL	<i>Software in the Loop</i>
SVT	<i>Smart Virtual Transducers</i>
TMAP	<i>Manifold Absolute Pressure and Temperature sensor</i>
TPS	<i>Throttle Position Sensor</i>
VES	<i>Virtual Engine System</i>
VHT	<i>Very High Torque</i>

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	13
1.1	JUSTIFICATIVAS E OBJETIVOS.....	15
1.2	ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO	16
2	CICLO DE DESENVOLVIMENTO DA UNIDADE DE CONTROLE DO MOTOR DE COMBUSTÃO FLEX.....	17
3	MODELAGEM DO MOTOR DE COMBUSTÃO FLEX	22
3.1	COMPONENTES DO MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA	23
3.2	A TECNOLOGIA FLEX.....	28
3.3	MODELAGEM DO MOTOR DE COMBUSTÃO.....	30
3.3.1	Subsistema de ar	31
3.3.2	Subsistema de combustível	34
3.3.3	Subsistema mecânico	39
3.3.4	Subsistema térmico.....	52
3.4	MODELAGEM DOS SENSORES E ATUADORES DO MOTOR	63
3.4.1	Atuadores.....	64
3.4.2	Sensores.....	71
4	SIMULAÇÃO DO MOTOR FLEX	82
4.1	IDENTIFICAÇÃO DOS SENSORES E ATUADORES.....	84
4.2	ENSAIOS REALIZADOS NO MOTOR	99
4.3	IDENTIFICAÇÃO DO SUBSISTEMA DE AR.....	107
4.4	IDENTIFICAÇÃO DO SUBSISTEMA DE COMBUSTÍVEL	113
4.5	IDENTIFICAÇÃO DO SUBSISTEMA MECÂNICO	116
5	ANALISE E RESULTADOS DA SIMULAÇÃO	125
5.1	SIMULAÇÃO E SELEÇÃO DOS MODELOS.....	125
5.2	IMPLEMENTAÇÃO NO LABCAR.....	137
5.2.1	Simulação em malha aberta.....	139

5.2.2	Simulação em malha fechada	140
6	CONCLUSÃO E TRABALHOS FUTUROS	146
	REFERÊNCIAS	149
	APÊNDICE A – Modelos em Simulink.....	155
	APÊNDICE B – Métricas estatísticas	159
	ANEXO A – Propriedades dos combustíveis.....	160
	ANEXO B – Instrumentação e equipamentos utilizados	164

1 INTRODUÇÃO

A frota nacional de veículos triplicou nas duas últimas décadas e, segundo projeções feitas com base nos dados do Departamento Nacional de Trânsito (DENATRAN), deve ultrapassar a marca dos 100 milhões ao longo deste ano. O mundo já superou, no ano de 2017, a marca de 1 bilhão de automóveis, segundo a *Organisation Internationale des Constructeurs d'Automobiles* (OICA). Neste mesmo ano, um estudo feito pelo Instituto de Energia e Meio Ambiente (IEMA), na cidade de São Paulo, aponta que os automóveis são responsáveis por cerca de 73% das emissões de gases estufa. O uso em larga escala dos veículos automotores, em nível mundial, gera uma demanda crescente por veículos mais confortáveis, seguros, eficientes, com menores níveis de emissões de poluentes e que utilizem combustíveis alternativos. Este fato tem incentivado pesquisas científicas em diversas áreas [1], [2].

Uma solução encontrada, para atender a esta demanda, foi o uso de sistemas de controle embarcados (ECS, *Embedded Control System*), a fim de reduzir emissões de gases poluentes e otimizar o funcionamento do motor de combustão interna, visando diminuir o consumo de combustível [2].

Desde a década de 70, os automóveis passaram a utilizar o módulo de controle de ignição eletrônico, substituindo o controle mecânico feito pelo distribuidor. Devido ao grande sucesso no uso do módulo, este acabou por assumir, também, o controle do sistema de injeção de combustível. Este hardware, utilizado no controle de ambos, passou a ser chamado de unidade de controle do motor (ECU, *Engine Control Unit*) [2] [3]. A ECU passou a controlar diversas variáveis e componentes no motor como a relação ar-combustível (AFR, *Air-fuel ratio*), a abertura da válvula borboleta (controlada pelo ETC, *Electronic throttle control*), o avanço de ignição, o turbocompressor e a válvula de recirculação de gases (EGR, *Exhaust Gas Recirculation*). A ECU conta, também, com módulos de diagnóstico, que detectam falhas no motor [1].

O uso dos sistemas de controle embarcados em conjunto com pesquisas em combustíveis alternativos, como o etanol, permitiu o surgimento da tecnologia Flex. Veículos equipados com esta tecnologia podem utilizar gasolina e/ou etanol. O uso de biocombustíveis, como o etanol (álcool etílico), contribui para a redução das emissões de carbono que é reabsorvido com o plantio da biomassa necessária para a produção do biocombustível, fechando o ciclo. Deste modo, tais veículos são uma alternativa mais limpa em relação a um veículo movido somente a gasolina. A desvantagem dos biocombustíveis está associada às questões econômicas que o tornam, muitas vezes, pouco competitivo frente aos combustíveis derivados do petróleo. Porém, a possibilidade do uso de biocombustíveis como aditivo tem ganhado força a nível mundial.

A adição de etanol à gasolina reduz as emissões de gás carbônico, podendo até mesmo se equiparar a redução proporcionada por um carro híbrido movido puramente a gasolina. O uso de etanol como aditivo é uma alternativa simples e econômica aos carros híbridos. Entretanto, provavelmente, o menor nível de emissões seria alcançado com um veículo híbrido Flex ou, um veículo híbrido a etanol.

Em alguns países, como o Brasil, o uso do etanol como aditivo é obrigatório pela legislação N°8.723, de 1993, sendo que a gasolina pura não é mais comercializada. As projeções indicam que, ao término de 2018, os veículos Flex compunham cerca de 80% da frota nacional de automóveis. Países como Suécia, Suíça, Irlanda, França, Alemanha, Reino Unido, EUA, China e Índia também já utilizam o etanol, como aditivo e de forma mais discreta como combustível acrescido em 15% de gasolina, para facilitar a partida a frio.

1.1 JUSTIFICATIVAS E OBJETIVOS

Nas últimas décadas, tem-se observado um aumento crescente do uso da eletrônica pela engenharia automotiva e os dispositivos de controle assumem um número crescente de funções [2]. Entretanto, projetar, otimizar e garantir a confiabilidade dos sistemas de controle embarcados é uma tarefa cada vez mais complexa devido às necessidades de atender a um mercado mais exigente não só em questões socioambientais, mas, também, no que se refere ao tempo de desenvolvimento de um novo veículo. Para o caso de um motor de combustão Flex, existe ainda uma dificuldade adicional quanto ao projeto de sua unidade de controle. Pois não só o comportamento do motor muda com o combustível, como também a ECU deve ainda ser capaz de detectar o combustível com o qual o motor está trabalhando.

Neste contexto, buscou-se uma solução capaz de auxiliar no desenvolvimento da unidade de controle do motor de combustão Flex. A partir da análise e revisão da literatura disponível sobre esta questão, optou-se por implementar a ferramenta conhecida como simulação por *hardware in the loop* (HIL) (descrita no capítulo 2).

Este trabalho tem por objetivo principal implementar a simulação por *hardware in the loop* (HIL) aplicada ao motor Flex, para auxiliar no desenvolvimento de sua unidade de controle. Para tanto, também é objetivo deste trabalho: investigar, otimizar, selecionar e implementar modelos matemáticos capazes de representar o motor de combustão Flex e, também, seus sensores e atuadores, a fim de viabilizar sua simulação em tempo real em um *hardware* específico. Executar testes diversos em um motor de combustão real a fim de: identificar parâmetros presentes nos modelos matemáticos e validar tanto os modelos matemáticos quanto a simulação do motor de combustão Flex.

1.2 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

Este trabalho é composto por: seis capítulos, dois apêndices, e dois anexos. O primeiro capítulo contém a introdução do trabalho. No segundo capítulo, foi feita uma descrição do ciclo de desenvolvimento da unidade de controle de motor (ECU), e da *simulação hardware in the loop* (HIL) e como esta última é utilizada no ciclo de desenvolvimento da ECU. No terceiro capítulo foi feita uma breve introdução sobre os componentes principais do motor de combustão interna, é apresentado o conceito da tecnologia Flex, e são apresentados os modelos matemáticos tanto do motor quanto dos sensores e atuadores que o equipam. No quarto capítulo, foram descritos os ensaios realizados com o motor real sendo utilizado como objeto de estudo o motor EA111 VHT (*Very High Torque*) 1.6l. Ainda no quarto capítulo, foi feita a identificação dos parâmetros presentes nos modelos matemáticos, apresentando diversas curvas características, mapas e tabelas obtidas. No quinto capítulo, foi feita a apresentação e discussão dos resultados obtidos com as simulações dos modelos matemáticos, a seleção destes modelos tendo como base métricas estatísticas, bem como a sua implantação e validação final no ambiente LabCar. O sexto capítulo contém as conclusões e referências a trabalhos futuros. Nos apêndices A e B, encontram-se os modelos utilizados em Simulink e as expressões matemáticas das métricas estatísticas, respectivamente. No anexo A, encontram-se: as propriedades dos combustíveis utilizados, propriedades diversas encontradas na literatura tanto da gasolina quanto do etanol e suas misturas, além de algumas expressões matemáticas para estas propriedades. Já o anexo B contém detalhes da instrumentação utilizada durante os ensaios feitos.

2 CICLO DE DESENVOLVIMENTO DA UNIDADE DE CONTROLE DO MOTOR DE COMBUSTÃO FLEX

Os motores a combustão modernos são completamente controlados por ECSs. O controle se tornou sofisticado e passou a assumir o sistema de gerenciamento do motor, nominado EMS (*engine management system*). Uma ECU comercial moderna possui entre 50 a 120 mapas de correção e consulta, podendo chegar a 15 variáveis medidas e 30 manipuladas [2], e possui diferentes estratégias (estados) de operação, tais como partida, marcha lenta, operação normal e operação priorizando a potência (modo *boost*) [1]. Comparado com sistemas embarcados comuns, a ECU tem exigências rigorosas de confiabilidade, robustez, compartilhamento de recursos e custos [1] [4]. Deste modo, é natural que os sistemas de controle embarcado (ECS, *Embedded Control Systems*) automotivos demandem novos métodos de testes em igual nível de complexidade e confiabilidade [[5]. O projeto da ECU envolve diversos aspectos de engenharia de *software*, *hardware* e calibração [4].

Os algoritmos de controle contam cada vez mais com modelos matemáticos que permitem prever o comportamento do motor (controle tipo *feedforward*) em conjunto com a técnica de controle tradicional, que utiliza somente o sistema de realimentação (controle tipo *feedback*) [1]. O controle também deve ser robusto e capaz de se adaptar às variações nos parâmetros provocadas pelo processo de fabricação do motor [1]. A nova geração de algoritmos e ECUs demandam, ainda, mais etapas de teste e de calibração. Um método muito utilizado no teste de ECUs é a simulação por *hardware in the loop* (HIL), pois permite que *hardware*, *software*, bem como sua integração e interação com outros componentes, possam ser testados e otimizados [3] [6] [7] [8]. Com o uso da simulação HIL, também é possível verificar o comportamento em tempo real do protótipo e a sua influência em cada subsistema presente na simulação [6] [9].

Esta ferramenta de teste foi inicialmente introduzida pela indústria aeroespacial e militar na década de 50. Naquela época, o custo da simulação HIL era

elevado, o que restringiu sua utilização apenas a estas duas áreas. O conceito básico era permitir que cada componente crítico pudesse ser testado e aperfeiçoado em bancada antes de seu uso final. Com o desenvolvimento de computadores e *hardwares* de maior capacidade computacional e menor custo, surge a possibilidade de utilizar a simulação HIL na área automotiva [3] [5]. Outro ponto que contribuiu muito para o uso da simulação HIL foi o progresso das técnicas e ferramentas de *software* na área de modelagem e de simulação [10]. Atualmente, a simulação HIL domina a indústria automotiva, evitando e/ou encurtando certas etapas de testes complexas no protótipo final do veículo, conhecidas como etapas EOL (*End of line test*), [11] [12]. Também melhora a confiabilidade da simulação quando comparada a uma simulação feita puramente via *software* e permite reproduzir condições de teste agressivas e perigosas, que poderiam acarretar acidentes em um veículo real [13] [14] [15].

O ciclo de desenvolvimento/teste da ECU é dividido em três etapas básicas (figura 1). A primeira consiste no desenvolvimento e validação do algoritmo de controle, verificando se ele atende às condições pré-definidas. Esta etapa é conhecida como *model in the loop* (MIL) e consiste numa simulação em ambiente virtual, onde o modelo do controlador é testado em conjunto com uma simulação do motor real (VES, *Virtual Engine System*) e cada subsistema de controle é testado individualmente [2] [6] [16].

Fonte: adaptado de [6].

A segunda etapa é chamada de *software in the loop* (SIL), visando corrigir possíveis erros e otimizar o *software* da ECU [17]. É gerado o software de controle a

ser executado pela ECU tendo como base, os modelos da etapa MIL. Nesta fase, cada módulo do *software* é testado, assim como a sua integração [2] [6]. Esta etapa também é executada em um ambiente virtual, porém, mais próximo de uma situação real, sendo que nesta etapa já se pode considerar o efeito dos sensores, ruídos de medição, atrasos de propagação dos sinais na simulação [2] [16]. O *hardware* que faz a simulação HIL normalmente também é utilizado para realizar a simulação SIL [2] [16]. Na terceira e última etapa ocorre a integração do *software*, já validado, com um protótipo de *hardware* da ECU [6] [18].

Para ser testado, o protótipo é conectado a um *hardware* específico que executa uma simulação de alta confiabilidade feita em tempo real do motor de combustão, etapa chamada de *hardware in the loop* (HIL). Utilizar uma simulação, ao invés do motor físico, permite controlar melhor o ambiente de teste, garantindo uma melhor repetitividade e uniformidade nos testes da ECU, assim como simular fatores humanos, instabilidades e condições de falha [19], a fim de verificar o comportamento e a capacidade do *hardware* de controle em lidar com estas situações. O *hardware* de simulação (simulador) também pode avaliar o sistema de controle, gerando indicadores e métricas de desempenho, a serem utilizados em seu aperfeiçoamento [7] [8] [20]. O uso destes índices de desempenho da ECU de forma interativa também é útil para encontrar causas das falhas e erros presentes [11]. A simulação, utilizada nas etapas descritas, possui um modelo matemático que representa o motor de combustão [10] [12] [21]. O modelo deve ser detalhado o suficiente para garantir a qualidade da simulação, atendendo aos requisitos de cada rotina de teste, podendo incluir condições de falha e, para o caso da simulação HIL, permitir que a simulação ocorra em tempo real [20].

O conceito de simulação em tempo real subentende que ela deve ser executada de modo que os sinais de entrada e saída possuam os mesmos valores, em função do tempo, que a planta real apresentaria [19]. Contudo, a planta real, no caso o motor, está no domínio contínuo do tempo, e a simulação, por sua vez, está no domínio discreto, sendo executada em passos. O passo de simulação deve ser inferior à amostragem das variáveis da ECU e das constantes de tempo do motor, de forma

a garantir a qualidade da simulação e evitar efeitos indesejáveis [14] [20]. Desta forma, a simulação em tempo real possui tempos de execução rígidos, sendo necessário o uso de um *hardware* específico para executá-la [10] [12] [21]. Portanto, a maior complexidade do modelo demanda um maior poder computacional [19] [20]. O simulador deve contar, ainda, com dispositivos de entrada e saída (I/Os) tanto analógicos como digitais e ser capaz de emular cargas para o caso de alguns atuadores, quando necessário [14].

Existem, atualmente, ferramentas de simulação dinâmica, como o MATLAB e o Simulink. Estas ferramentas possuem funcionalidades como o *Real-Time Workshop*, que gera e executa códigos C e C++ a partir de diagramas Simulink, e funções MATLAB. Tais ferramentas são amplamente utilizadas por desenvolvedores de simuladores HIL. O código fonte gerado pelo *Real-Time Workshop* já é otimizado priorizando a velocidade da simulação [22].

Para que o modelo de simulação se comunique adequadamente com a ECU, é necessário um subsistema de interface que o faça (figura 2). O sinal de cada sensor, gerado pelo modelo de simulação da planta, é lido pelo *hardware* em teste (ECU), que responde enviando sinais aos atuadores emulados para controlar a planta. Desta forma, os sinais de controle atuam nos valores das variáveis na simulação da planta [2].

Figura 2 – Fluxograma e submodelos da simulação HIL.

Fonte: O autor.

A interface inclui o modelo dos sensores e atuadores ou utiliza um SVT (*Smart Virtual Transducers*) para emular o comportamento de um sensor ou atuador físico [5].

Também podem ser utilizados atuadores reais devido à dificuldade adicional envolvida em sua modelagem e simulação em tempo real com precisão como, por exemplo, a válvula borboleta e os bicos injetores [19].

Existem, ainda, dois tipos de simulação HIL: em malha aberta (*offline* ou *open loop*) e em malha fechada (*closed loop*). Na simulação em malha aberta, os sinais de controle gerados pela ECU não interagem com a simulação. A operação em malha aberta é útil para testar as funções básicas de ECU e a integridade do *hardware*, garantindo que a ECU leia os sensores e acione os atuadores de forma correta [5] [22]. A operação em malha aberta exige menos do simulador, uma vez que os estímulos gerados a partir dele são predefinidos e não dependem do sinal de controle da ECU [20]. Já na operação em malha fechada (*online* ou *closed loop*), a ECU atua diretamente sobre a simulação [5] [23].

3 MODELAGEM DO MOTOR DE COMBUSTÃO FLEX

Conforme a seção 0, a ferramenta HIL requer uma simulação em tempo real do motor de combustão Flex que, por sua vez, necessita de um modelo matemático que o represente. O modelo matemático pode ser obtido por duas vias: a analítica e a estatística [24]. A modelagem analítica, também conhecida como “caixa branca”, tem por objetivo utilizar um conjunto de equações que predizem o comportamento da planta real. Essas equações, por sua vez, podem ser empíricas, obtidas através da experimentação, ou teóricas, obtidas através de princípios físicos e químicos [24]. A modelagem estatística, também chamada de “caixa preta”, visa estabelecer uma correlação entre as variáveis de entrada e saída do sistema proveniente exclusivamente de métodos numéricos como redes neurais e interpolações [24].

Por mais que se possa recriar o comportamento de um sistema, uma simulação gera resultados que podem diferir da planta real, uma vez que cada modelo matemático possui um certo grau de erro característico. Existe um compromisso entre o erro e o comportamento do sistema, de forma a não deixar a simulação excessivamente complexa, o que dificulta sua execução em tempo real, ou a não usar um modelo muito simplificado que gere resultados insatisfatórios [24]. Para tanto, é sempre conveniente comparar o desempenho de modelos diferentes e adotar o mais conveniente para a aplicação.

A modelagem do tipo caixa preta pode ser rapidamente obtida a partir do conjunto de dados disponível, entretanto a qualidade do modelo é proporcional ao tamanho deste conjunto de dados, fato que não ocorre com a modelagem tipo caixa branca, uma vez que se conhece o modelo físico do sistema, basta que se possua dados suficientes para identificar seus parâmetros. A vantagem do modelo físico está na sua robustez, pois, caso se deseje alterar algum parâmetro, como o número de cilindros, por exemplo isto pode ser feito com uma maior facilidade que no modelo caixa preta. Entretanto, o modelo caixa preta, tem a vantagem de não precisar de uma etapa de modelagem fenomenológica, tarefa que pode ser muito complexa em alguns casos. Parte do conjunto de dados deve ser reservada à validação do modelo em

ambos os casos [24]. A modelagem também pode ser híbrida recebendo o nome de “caixa cinza”.

Devido à complexidade de alguns fenômenos que ocorrem no motor e, também, visando um modelo que auxilie na elaboração das estratégias de controle utilizadas na ECU de forma didática, será utilizada a modelagem do tipo híbrida (caixa cinza) para a simulação da dinâmica do motor. O modelo tipo caixa cinza foi escolhido devido à complexidade envolvida na modelagem de alguns fenômenos do motor de combustão interna, que serão representados por mapas multidimensionais e funções de transferência.

3.1 COMPONENTES DO MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA

Primeiramente, é feita uma breve descrição e classificação do motor em seus subsistemas, a fim de facilitar a compreensão dos modelos apresentados na seção 3.3. O motor possui uma grande diversidade de componentes, que se agrupam em quatro subsistemas principais: subsistema de ar, de combustível, mecânico e o térmico, cada um com seus respectivos componentes [25] [26] [27].

O subsistema de ar é responsável por alimentar o motor com ar fresco e limpo proveniente do ambiente externo a fim de permitir a queima do combustível. Entre seus principais componentes estão o filtro de ar, o duto de entrada de ar (mangueira de ar), a válvula borboleta, o coletor de admissão e os cilindros (figura 3) [26] [27] [28].

O ar originário do ambiente é admitido para dentro do motor durante o ciclo de admissão devido ao movimento alternativo dos pistões. Primeiramente, o ar é filtrado a fim de remover as impurezas e partículas que poderiam danificar a estrutura interna do motor. Após ser filtrado, o fluxo de ar segue pelo duto de admissão encontrando a válvula borboleta. A válvula borboleta possui um prato que,

dependendo da sua abertura, oferece maior ou menor restrição na área pela qual o fluxo de ar pode seguir, provocando o seu estrangulamento. A principal função da válvula borboleta é fazer o controle do fluxo de ar que adentra no motor. Após a válvula borboleta, o ar segue para o coletor de admissão que o distribui para cada cilindro. O coletor de admissão possui um sensor de pressão e temperatura (sensor TMAP, *Manifold Absolute Pressure and Temperature sensor*), permitindo que o sistema de controle possa estimar a massa de ar admitida pelo motor. Também existem motores que contam com sensor de fluxo de ar (sensor MAF, *Mass Air Flow sensor*) normalmente situado no duto de admissão.

Figura 3 – Componentes do motor.

Fonte: O autor.

O subsistema de combustível é responsável por alimentar o motor com combustível para, em conjunto com o subsistema de ar, compor a mistura ar-

combustível. Entre seus principais componentes estão a sonda lambda, tanque, bicos injetores, bomba e filtro de combustível (figura 3) [26] [27] [28].

O combustível proveniente do tanque é bombeado através de uma bomba (bomba de combustível) em direção ao motor. Ao passar pela bomba, segue por um filtro, de forma semelhante ao fluxo de ar. A bomba tem por função, além de transportar o combustível do tanque para o motor, oferecer a pressão necessária para que o combustível possa ser atomizado. Junto à bomba, existe uma válvula reguladora, a fim de manter a pressão na linha de combustível constante de forma a garantir a qualidade da atomização do combustível. O combustível pressurizado segue para a flauta, cuja função é distribuir o combustível de forma uniforme para os bicos injetores de combustível (válvulas injetoras). A flauta, assim como os coletores, consiste de um duto com 4 derivações nas quais se situam cada bico injetor. Por fim, o combustível chega ao bico injetor, sendo este composto de uma válvula solenoide que, ao ser acionada, permite ao combustível fluir através de um orifício muito delgado, presente na extremidade do bico injetor, atomizando-o. Uma vez atomizado, o combustível mistura-se ao fluxo de ar logo antes de entrar no cilindro, formando a mistura ar-combustível.

Existe uma quantidade mínima de ar necessária para queimar completamente uma dada quantidade de combustível, chamada de queima estequiométrica. A relação estequiométrica é definida como a razão de massa mínima de ar necessária, por unidade de massa de combustível. Esta relação é obtida por meio de equações químicas, portanto varia com a composição do combustível. Seu valor vai de 14,7:1, para o caso da gasolina pura, a 9:1 para o caso do etanol. Ou seja, para queimar 1 kg de gasolina são necessários 14,7 kg de ar, porém, o motor nem sempre opera em regime estequiométrico, uma vez que tanto a quantidade de ar quanto a de combustível admitidos varia. O fator lambda (λ) relaciona a relação ar-combustível, na qual o motor está trabalhando, com a relação estequiométrica conforme a equação (1) [28].

$$\lambda = \frac{\dot{m}_{ar}(t)}{\dot{m}_{comb}(t) \cdot \sigma_0(Ex)} \quad (1)$$

t : tempo em s;

λ : fator lambda, adimensional;

$\dot{m}_{ar}$: vazão mássica de ar admitida em kg/s;

$\dot{m}_{comb}$: vazão mássica de combustível admitida em kg/s;

σ_0 : relação estequiométrica, adimensional, em função da composição do combustível (Ex).

Os gases resultantes da combustão, são expelidos pelos pistões no ciclo de exaustão, seguindo para o coletor de exaustão, onde situa-se a sonda lambda (ou sensor de concentração de oxigênio). Este sensor tem por finalidade permitir que o sistema de controle possa estimar a concentração de oxigênio presente nos gases de escape, e atue de modo a compor corretamente a mistura de ar-combustível conforme o regime de operação do motor.

O subsistema mecânico converte parte da energia térmica proveniente da queima da mistura ar-combustível em energia mecânica. Entre seus principais componentes estão as válvulas de admissão e exaustão, os pistões, a árvore de manivelas ou virabrequim e as velas de ignição (figura 3) [26] [27] [28].

Os pistões produzem energia útil através da contínua execução dos quatro tempos do ciclo termodinâmico: admissão, compressão, expansão e exaustão. No ciclo de admissão, a válvula de admissão se abre, permitindo que o pistão receba a mistura ar-combustível, composta nos subsistemas de ar e de combustível descritos anteriormente. Fecha-se a válvula de admissão e a mistura é, então, comprimida pelo movimento de subida do pistão, até que este atinja seu curso máximo, posição esta chamada de ponto morto superior (PMS). A mistura é inflamada, no próprio ciclo de compressão, pela centelha produzida pela vela de ignição, sendo que o momento exato da centelha é determinado pelo *hardware* de controle. A mistura inflamada se expande rapidamente, forçando o pistão a realizar o movimento descendente,

realizando trabalho. Ao atingir o ponto morto inferior (PMI), o pistão já extraiu trabalho dos gases resultantes da combustão e a válvula de escape é aberta dando início à fase final de exaustão. Com o movimento ascendente do pistão, os gases queimados são expelidos para o coletor de exaustão, seguindo seu caminho através do catalisador e escapamento, sendo então liberados para o ambiente. O componente responsável por converter o movimento alternativo dos pistões em movimento rotativo é chamado de virabrequim, ou árvore de manivelas, sendo as válvulas de admissão e exaustão acionadas pelo eixo do comando de válvulas que está acoplado ao virabrequim.

O subsistema térmico é responsável pela refrigeração do motor. Permite que o calor absorvido pelo motor, que não foi convertido em energia mecânica, seja dissipado ao ambiente. Entre seus principais componentes estão a bomba-d'água, a válvula termostática e o radiador (ou trocador de calor) (figura 3) [26] [27] [28]. Cada cilindro possui um êmbolo que realiza o movimento alternativo dentro da parede do cilindro (camisa do pistão), que por sua vez pertence ao bloco do motor. O bloco, devido à diferença entre sua temperatura e a dos gases durante a combustão, absorve calor. Este calor absorvido, acompanhado do calor gerado pelas perdas por atrito, flui pelo motor, necessitando ser dissipado ao ambiente, a fim de manter o motor dentro da faixa de temperatura adequada de funcionamento. Para tanto, o bloco do motor conta com diversas galerias internas pelas quais circula um fluido de refrigeração, sendo este composto por água e aditivos. O fluido de refrigeração eleva sua temperatura ao percorrer o bloco, transportando o calor de dentro do motor para o ambiente externo através do radiador e da ação da bomba-d'água, sendo o restante do calor dissipado por convecção e irradiação entre a superfície do motor e o ambiente. A bomba-d'água, geralmente é do tipo mecânica acoplada ao eixo do virabrequim e o radiador é um trocador de calor.

O sistema de refrigeração é necessário, principalmente, quando a temperatura do motor excede os limites de operação (em torno de 95°C). O fluido de refrigeração pode circular através do circuito externo composto pelo radiador e do circuito interno composto pelas galerias do bloco sendo, a válvula termostática

responsável por direcionar o fluido através destes dois circuitos. Durante o aquecimento do motor, a válvula termostática permanece fechada impedindo que o fluido circule pelo radiador. Isto permite que o motor se aqueça mais rapidamente, uma vez que o motor não deve trabalhar com uma temperatura muito distante da ideal e evita desperdícios de energia. Na medida em que a temperatura do motor vai se aproximando de seu valor ideal, a válvula começa a se abrir permitindo o fluxo do fluido para o radiador. O fluido então, circula pelo radiador, reduzindo sua temperatura e retorna novamente ao motor, resfriando-o.

3.2 A TECNOLOGIA FLEX

O objetivo da tecnologia Flex é permitir que o motor de combustão interna trabalhe com qualquer mistura de etanol ou gasolina. Para tanto, possui características particulares quando comparado a um motor de combustão interna tradicional, tais como: bicos injetores de maior vazão, proteções contra corrosão nas partes internas do motor, devido à presença de água no etanol, e sistema de partida a frio.

O primeiro veículo Flex foi lançado no ano de 2003 pela *Volkswagen*: o Gol 1.6 Total Flex. O interesse do uso do etanol está no fato deste ser um combustível renovável e contribuir com a redução na emissão dos gases do efeito estufa. Para indicar o teor de etanol no combustível é utilizado a escala “Ex” onde “x” representa a porcentagem volumétrica de etanol presente no combustível, por exemplo: E0 para gasolina pura e E100 para etanol puro.

Fazer um motor que trabalhe tanto com gasolina quanto com etanol sempre foi um grande desafio, sendo que cada combustível possui suas características particulares, como taxa de compressão ideal, poder calorífico e relação estequiométrica específicos. A taxa de compressão é definida como a razão dos volumes quando o pistão se encontra no ponto morto inferior (PMI) e no ponto morto

superior (PMS), indicando quanto a mistura ar-combustível é comprimida [27]. A taxa ideal para gasolina seria de 8:1 até 10:1, já o etanol pode chegar a 16:1.

Para resolver o problema da diferença nas taxas de compressão, foi adotada uma taxa intermediária para o motor Flex, indo tipicamente de 11:1 a 13,1:1, e adição obrigatória de etanol a gasolina como aditivo. No Brasil, a gasolina comercializada possui 27% de etanol adicionado à sua composição (E27). Não seria recomendável o uso de gasolina pura (E0) em motor com uma taxa de compressão elevada como a que é utilizada no motor Flex, pois, devido ao fenômeno da detonação. Outro fator de extrema importância para a tecnologia Flex é o uso dos sistemas de controle eletrônicos (ECUs) e a utilização da sonda lambda, sensor que, para o caso do motor Flex, permite, além de corrigir a correta proporção da mistura ar-combustível, detectar o tipo de combustível que o motor está queimando (figura 4) [29].

Figura 4 – Uso do sensor lambda como sensor de composição do combustível.

Fonte: adaptado de [29].

Os primeiros sensores de composição de combustível apresentavam custo muito elevado, o que inviabilizaria seu uso em larga escala. O uso da sonda lambda como medidor indireto da composição de combustível foi o que viabilizou a produção do motor Flex [29] [30]. Através dos diversos sensores do veículo e conhecendo a vazão volumétrica do bico injetor, o *hardware* de controle pode estimar o fator lambda da mistura. Ao comparar o valor estimado com a média do valor lido pelo sensor lambda e constatar uma diferença significativa, o *hardware* de controle supõe que houve uma alteração na composição do combustível e passa a corrigir o tempo de injeção de forma adequada (figura 4) [29] [30]. A desvantagem é que o motor leva

certo tempo (da ordem de até algumas dezenas de minutos) para detectar quando um novo combustível está sendo queimado [29] [30]. Outro problema do veículo Flex está na partida a frio quando utiliza etanol (E100) [31]. Existem duas formas viáveis comercialmente para resolver este problema. A primeira é fazer uso de um sistema auxiliar de injeção de gasolina no momento da partida. Já a outra é fazer uso de um atuador para preaquecer o etanol a 80°C no momento da injeção [32].

3.3 MODELAGEM DO MOTOR DE COMBUSTÃO

Inicialmente, foram definidas as variáveis de interesse do sistema que, para o caso deste trabalho são: ângulo de abertura da válvula borboleta, ângulo de ignição, massa e composição do combustível injetado, torque, fator lambda, temperatura do motor, rotação, pressão no coletor de admissão, sinal do sensor de detonação, temperatura ambiente e pressão atmosférica. O torque é uma variável tanto de entrada como de saída, pois o motor pode tanto receber um torque externo quanto produzir torque [17] [25]. A seguir, é necessário estabelecer as relações de entrada e saída entre as variáveis. Conforme descrito na seção 3.1, é interessante utilizar submodelos em vez de um modelo concentrado do motor [2] [25] (figura 5).

Fonte: O autor.

3.3.1 Subsistema de ar

O subsistema de ar permite calcular a massa de ar admitida pelo motor e a pressão no coletor de admissão a partir do ângulo de abertura da válvula borboleta, rotação do motor, temperatura e pressão ambientes. Os principais componentes deste subsistema são: as válvulas borboleta e de recirculação de gases de exaustão (válvula EGR, *exhaust gas recirculation*), o coletor de admissão, os cilindros e o sistema de turbo alimentação. Para este trabalho, são apresentados modelos para motores sem válvula EGR do tipo aspirado, ou seja, sem o sistema de turbo alimentação. A modelagem deste subsistema será dividida em seus principais componentes: a válvula borboleta, o coletor de admissão e os cilindros.

- **Válvula borboleta**

A válvula borboleta controla o fluxo de massa de ar admitido pelo motor em função de sua abertura. O ar vindo do filtro passa através do duto de ar encontrando uma restrição de área de passagem imposta pelo prato da válvula. Desse modo, o fluxo é proporcional à área de abertura $A(\theta)$, à função fluxo, a densidade do fluxo e ao coeficiente de descarga da válvula C_d . Ao combinar estes fatores, aproximando-se o fluxo através da válvula borboleta como unidirecional isentrópico, obtém-se a equação (2) [31] [33].

$$\dot{m}_{valv}(t) = \frac{c_d \cdot A(\theta) \cdot p_{in}(t)}{\sqrt{R \cdot T_{in}(t)}} \cdot \psi\left(\frac{p_{out}(t)}{p_{in}(t)}\right) \quad (2)$$

$$\psi\left(\frac{p_{out}(t)}{p_{in}(t)}\right) = \begin{cases} \frac{1}{\sqrt{2}} & ; \quad p_{out}(t) < \frac{1}{2} \cdot p_{in}(t) \\ \sqrt{\frac{2 \cdot p_{out}(t)}{p_{in}(t)} \cdot \left(1 - \frac{p_{out}(t)}{p_{in}(t)}\right)} & ; \quad p_{out}(t) \geq \frac{1}{2} \cdot p_{in}(t) \end{cases} \quad (3)$$

$\dot{m}_{valv}$: vazão mássica de ar através da válvula em kg/s;

C_d : coeficiente de descarga da válvula (adimensional);

A : área de abertura da válvula em m²;

θ : ângulo de abertura da válvula em $^\circ$;

p_{in} e p_{out} : pressões de entrada e saída da válvula em Pa;

T_{in} : temperatura do ar na entrada da válvula em K;

R : constante mássica universal dos gases para o ar em J/(kg*K);

Ψ : função fluxo.

O coeficiente de descarga C_D pode ser modelado como função da razão de pressões na entrada e saída da válvula e, de sua área de abertura. O coeficiente de descarga e a área de abertura da válvula podem ser agrupados em uma única função, denominada função característica da válvula (F_c) [31].

$$F_c = c_d(\theta, p_{adm}/p_{amb}) \cdot A(\theta) \quad (4)$$

Na referência [34], modelou-se a função característica da válvula sob a forma de um mapa em função da rotação do motor e da abertura da válvula $F_c(\omega_e, \theta)$. Incluindo a função característica na equação (2) chega-se à equação (5).

$$\dot{m}_{valv}(t) = \frac{F_c(\omega_e, \theta) \cdot p_{in}(t)}{\sqrt{R \cdot T_{in}(t)}} \cdot \Psi\left(\frac{p_{out}(t)}{p_{in}(t)}\right) \quad (5)$$

$\dot{m}_{valv}$: vazão mássica da válvula em kg/s;

F_c : função característica da válvula;

ω_e : rotação do motor em RPM;

θ : ângulo de abertura da válvula em $^\circ$;

p_{in} e p_{out} : pressões de entrada e saída da válvula em Pa;

T_{in} : temperatura do ar na entrada da válvula em K;

R : constante mássica universal dos gases para o ar em J/(kg*K);

Ψ : função fluxo.

- **Coletor de admissão**

Após passar através da válvula, o ar segue para o coletor de admissão antes de prosseguir aos cilindros [33]. O coletor de admissão é modelado como um reservatório de volume constante. Deste modo, a massa de gás contida no coletor depende dos fluxos mássicos de entrada e saída. A variação no tempo da massa contida no coletor influi diretamente na sua pressão. Utilizando uma aproximação isotérmica, onde considera-se a temperatura dos gases contidos no coletor igual à temperatura do fluxo de ar que este recebe, obtém-se a equação (6) [25] [26] [34].

$$\frac{d}{dt}p(t) = \frac{R \cdot T_{in}(t)}{V} \cdot (\dot{m}_{in}(t) - \dot{m}_{out}(t)) \quad (6)$$

$$\rho(t) = \frac{p(t)}{R \cdot T_{in}(t)} \quad (7)$$

p : pressão no coletor em Pa;

k : razão dos calores específicos, c_p/c_v ;

R : constante universal dos gases para o ar em J/(kg*K);

V : volume do coletor em m³;

$\dot{m}_{in}$ e $\dot{m}_{out}$: vazão mássica de entrada e saída em m³/s;

T_{in} e T_{out} : temperatura dos fluxos de entrada e saída em K.

No caso do coletor de admissão, $\dot{m}_{in}$ é a massa de ar proveniente da válvula borboleta devido à diferença de pressão entre o coletor de admissão e a pressão ambiente, sendo a pressão do coletor aproximadamente igual à pressão de saída da válvula. Já $\dot{m}_{out}$ é a massa de ar que é admitida pelos cilindros.

- **Vazão mássica de ar através dos cilindros**

Os cilindros se comportam, nos ciclos de admissão e exaustão, como uma bomba de gás, devido ao volume deslocado em consequência do movimento alternativo dos pistões. Deste modo, a sua vazão volumétrica, teoricamente, dependeria apenas da geometria e da rotação do motor. Porém, a eficiência de toda

bomba real varia de acordo com seu regime de operação. A eficiência de bombeamento do motor (eficiência volumétrica) varia com diversas condições, principalmente com a carga e a rotação [34]. Descreve-se a vazão mássica através do cilindro como sendo uma bomba ideal corrigida pela eficiência volumétrica equação (8):

$$\dot{m}_{ar}(t) = \rho \cdot \frac{V_d}{N} \cdot \frac{\omega_e(t)}{60} \cdot \eta_{Vol}(\omega_e, p_m) \quad (8)$$

$\dot{m}_{ar}$: vazão mássica admitida em kg/s;

ρ : densidade dos gases em kg/m³;

V_d : volume de descolamento do motor em m³;

ω_e : rotação do motor em RPM;

p_m : pressão no coletor de admissão em Pa;

N : número de voltas entre os ciclos de expansão do cilindro (adimensional), $N=2$ para motores de 4 tempos;

η_{Vol} : eficiência volumétrica (adimensional).

A eficiência volumétrica depende de vários parâmetros e pode ser decomposta em função de diversos fatores [25] [26] [34]. A eficiência volumétrica também varia com a composição do combustível e o fator lambda, pois, entre outras razões, o combustível injetado, ao se vaporizar, influi na densidade da mistura [34]. Porém, selecionando apenas os fatores que mais influenciam a eficiência volumétrica de um motor Flex, pode-se modela-la como um mapa tridimensional em função da rotação do motor, pressão na admissão e composição do combustível $\eta_{Vol}(\omega_e, p_m, Ex)$ [34].

3.3.2 Subsistema de combustível

O subsistema de combustível permite calcular a massa de combustível admitida pelo cilindro, o fator lambda e a dinâmica de resposta da sonda. Os principais

componentes deste subsistema são: os bicos injetores, o coletor de exaustão, os cilindros e a sonda lambda.

- **Admissão de combustível**

O combustível presente no tanque, após ser admitido e pressurizado pela bomba, é introduzido, junto ao ar admitido, nos cilindros através do bico injetor, compondo a mistura ar-combustível. Os vapores de combustíveis presentes na mistura ar-combustível vêm de duas vias: a primeira, advindos da vaporização do combustível atomizado pelo bico injetor, e a segunda, pela camada de filme presente no duto de admissão situado imediatamente antes da válvula de admissão e na própria superfície da válvula. A camada de filme se forma, pois, parte das gotas de combustível injetadas tem dificuldade em se vaporizar, terminando por aderir às superfícies do duto de admissão e da válvula de admissão.

Essa dinâmica de evaporação é modelada através de dois parâmetros [25] [26] [34]: o fator k , que determina a proporção do combustível que adere ao filme, e a constante de tempo de evaporação da camada de filme (τ_{fil}), conforme as equações (9) e (10) [25] [26] :

$$\dot{m}_{comb}(t) = (1 - k(\omega_e, p_m)) \cdot \dot{m}_{inj}(t) + \frac{m_{filme}(t)}{\tau_{filme}(\omega_e, p_m)} \quad (9)$$

$$\frac{d}{dt} m_{filme}(t) = -\frac{m_{filme}(t)}{\tau_{fil}(\omega_e, p_m)} + k(\omega_e, p_m) \cdot \dot{m}_{inj}(t) \quad (10)$$

$\dot{m}_{comb}$: vazão mássica de combustível admitida em kg/s;

m_{filme} : massa de combustível presente no filme em kg;

$\dot{m}_{inj}$: vazão mássica do bico injetor em kg/s;

k : proporção da quantidade de combustível que adere ao filme, adimensional;

τ_{fil} : constante de tempo de evaporação do filme em s.

Combinando as equações (9) e (10) e aplicando a transformada de Laplace:

$$\dot{m}_{comb}(s) = \left(\frac{s \cdot \tau_{fil}(\omega_e, p_m) \cdot (1 - k(\omega_e, p_m)) + 1}{s \cdot \tau_{fil}(\omega_e, p_m) + 1} \right) \cdot \dot{m}_{inj}(s) \quad (11)$$

Porém, alguns modelos presentes na literatura também incluem uma constante de tempo adicional (τ_{fv}), com intuito de incluir a dinâmica de vaporização das gotas de combustível injetado [35]. O modelo, então, é reescrito conforme as equações (12), (13) e (14).

$$\dot{m}_{comb}(t) = \dot{m}_{fv}(t) + \frac{m_{filme}(t)}{\tau_{fil}(\omega_e, p_m)} \quad (12)$$

$$\frac{d}{dt} \dot{m}_{fv}(t) = \frac{1}{\tau_{fv}(\omega_e, p_m)} \cdot \left((1 - k(\omega_e, p_m)) \cdot \dot{m}_{inj}(t) - \dot{m}_{fv}(t) \right) \quad (13)$$

$$\frac{d}{dt} m_{filme}(t) = k(\omega_e, p_m) \cdot \dot{m}_{inj}(t) - \frac{m_{filme}(t)}{\tau_{fil}(\omega_e, p_m)} \quad (14)$$

$\dot{m}_{comb}$: vazão mássica de combustível admitida em kg/s;

m_{filme} : massa do filme em kg;

$\dot{m}_{fv}$: taxa de evaporação do spray de combustível injetado kg/s;

$\dot{m}_{inj}$: vazão mássica do bico injetor em kg/s;

k : proporção da quantidade de combustível que adere ao filme;

τ_{fv} : constante de tempo de evaporação do spray de combustível em s;

τ_{filme} : constante de tempo de evaporação do filme em s.

Combinando as equações (12), (13) e (14) e aplicando a transformada de Laplace:

$$\frac{\dot{m}_{comb}(s)}{\dot{m}_{inj}(s)} = \left(\frac{s \cdot \left((1 - k(\omega_e, p_m)) \cdot \tau_{fil}(\omega_e, p_m) + k(\omega_e, p_m) \cdot \tau_{fv}(\omega_e, p_m) \right) + 1}{(s \cdot \tau_{fil}(\omega_e, p_m) + 1) \cdot (s \cdot \tau_{fv}(\omega_e, p_m) + 1)} \right) \quad (15)$$

- **Coletor de exaustão**

Após a combustão, a mistura de gases é expelida durante o ciclo de exaustão para o duto de exaustão, se unindo aos demais dutos no coletor de exaustão, seguindo para o catalisador e o escapamento [25] [26] [34]. Deste modo, existe um atraso de transporte associado ao deslocamento da mistura ar-combustível uma vez que, após ser admitida, é queimada e expelida pelo cilindro, percorrendo o duto de exaustão até finalmente chegar ao coletor (figura 6).

Figura 6 – Percurso da mistura ar-combustível.

Fonte: adaptado de [25].

Após a nova massa de gás chegar ao coletor de exaustão, existe também o processo de sua mistura com os gases já presentes no coletor, ao mesmo tempo em que essa nova massa de gás também expulsa os gases que preenchia o coletor de exaustão. Este fenômeno de mistura e renovação dos gases presentes no coletor é modelado como uma dinâmica de primeira ordem, conforme a equação (16) [25] [26] [34].

$$\lambda_{exa}(s) = \frac{1}{s \cdot \tau_{exa} + 1} \cdot e^{-s \cdot t_d} \cdot \lambda_{cilin}(s) \quad (16)$$

λ_{exa} : fator lambda do coletor de exaustão (adimensional);

λ_{cilin} : fator lambda dos gases no cilindro (adimensional);

τ_{exa} : constante de tempo de mistura dos gases no coletor de exaustão em s;

t_d : atraso de transporte dos gases no cilindro e duto de exaustão em s.

O fator lambda dos gases no cilindro é obtido através da massa de ar e de combustível admitidas e pela relação estequiométrica que depende da composição do combustível, conforme a equação (17).

$$\lambda_{ciin}(s) = \mathcal{L} \left\{ \frac{m_{ar}(t)}{m_{comb}(t) \cdot \sigma(Ex)} \right\} = \mathcal{L} \left\{ \frac{\dot{m}_{ar}(t)}{\dot{m}_{comb}(t) \cdot \sigma(Ex)} \right\} \quad (17)$$

λ_{ciin} : fator lambda dos gases no cilindro (adimensional);

m_{ar} ou $\dot{m}_{ar}$: ar admitido em kg ou kg/s;

m_{comb} ou $\dot{m}_{comb}$ combustível admitido em kg ou kg/s;

$\sigma(Ex)$: relação estequiométrica (adimensional) variando linearmente, de 9:1, para o etanol e 14,7:1 para a gasolina.

- **Sonda lambda (sensor de oxigênio)**

A sonda lambda é um transdutor do tipo cerâmico, que gera um sinal elétrico em função do gradiente de concentração de oxigênio entre o ambiente de medição e um ambiente de referência, pôr exemplo, o ar ambiente. Sua dinâmica de resposta é modelada como um sistema de primeira ordem, conforme a equação (18) [25] [26] [34]. Este sensor é descrito em maiores detalhes na subseção 2.4.2.

$$\lambda_{sonda}(s) = \frac{1}{s \cdot \tau_{sonda} + 1} \cdot \lambda_{exa}(s) \quad (18)$$

λ_{sonda} : fator lambda lido pela sonda (adimensional);

λ_{exa} : fator lambda do coletor de exaustão (adimensional);

τ_{exa} : constante de tempo de resposta da sonda em s;

3.3.3 Subsistema mecânico

O subsistema mecânico é responsável pela produção de energia mecânica e torque a partir da energia liberada durante a combustão, permitindo, também, o cálculo da rotação do motor [25]. O torque produzido em conjunto com a rotação resulta na potência útil produzida pelo motor, que é proporcional ao regime de carga. O regime de carga possui mais de uma definição, sendo a posição do pedal do acelerador a mais comumente utilizada. Deste modo, quanto mais se solicita o pedal, maior o regime de carga. Porém, o regime de carga também pode ser definido como a abertura da válvula borboleta ou como a pressão no coletor de admissão. Foi adotado para este trabalho, o regime de carga do motor como sendo a pressão no coletor de admissão.

O torque, é uma função não linear que depende de diversas variáveis, como relação ar-combustível (fator λ), rotação do motor, ângulo de ignição, temperatura do motor, composição e quantidade do combustível injetado. Estas variáveis compõe a eficiência indicada, e as perdas são incluídas através do termo T_{perdas} , sendo estas, portanto, modeladas separadamente conforme a equação (19) [34].

$$T = \eta \cdot \frac{m_{\varphi} \cdot H(Ex)}{N \cdot 2 \cdot \pi} - T_{perdas} \quad (19)$$

η : eficiência indicada;

m_{φ} : massa de combustível admitida em kg em um ciclo do motor ($N \cdot 2 \cdot \pi$);

N : número de voltas entre os ciclos de expansão do cilindro (adimensional), $N=2$ para motores de 4 tempos;

$H(Ex)$: poder calorífico inferior da mistura de combustível utilizada em J/kg;

T_{perdas} : perdas em Nm;

T : torque produzido em um ciclo do motor em Nm.

- **Eficiência indicada**

A eficiência indicada depende de vários parâmetros e pode ser decomposta em função de fatores, adotados como independentes entre si, conforme a equação (19) [34]. Outra possibilidade é utilizar uma rede neural para estimar a eficiência indicada.

$$\eta = \eta_{\omega_e} \cdot \eta_{\lambda} \cdot \eta_{\zeta} \quad (20)$$

η_{ω_e} : fator da eficiência indicada dependente da rotação do motor;

η_{λ} : fator da eficiência indicada dependente da relação ar-combustível;

η_{ζ} : fator da eficiência indicada dependente do ângulo de ignição.

O fator η_{ω_e} estabelece as perdas na eficiência em função da rotação do motor. Quando o motor se encontra em regime de baixa rotação, o tempo que os gases têm para trocar calor com as paredes do cilindro aumenta e, conseqüentemente, isto aumenta as perdas de calor para o ambiente, reduzindo seu rendimento. Já quando o motor está em regime de rotação elevada, o tempo necessário para que a combustão ocorra se torna um fator limitante, de modo que existe uma faixa ótima de rotação para o motor [25]. Ainda considerando o caso do motor Flex, tem-se que cada combustível possui um dado tempo necessário para que a combustão ocorra, além de outros fatores, o que torna necessário incluir também a composição como variável.

A literatura apresenta diversas opções de modelagem para o fator η_{ω_e} . A referência [36] sugere a equação (21). A variável Ex foi adicionada à equação original, a fim de computar o efeito da composição do combustível.

$$\eta_{\omega_e}(\omega_e, p_m, Ex) = \left(k_{\omega 1}(Ex) - k_{\omega 2}(Ex) \cdot e^{-\left(\omega_e/k_{\omega 3}(Ex)\right)} \right) \cdot \dots \quad (21)$$

$$\dots \cdot (k_{p 1}(Ex) + k_{p 2}(Ex) \cdot p_m + k_{p 3}(Ex) \cdot p_m^2)$$

$k_{\omega i}$ e $k_{p i}$: constantes;

ω_e : rotação do motor em RPM;
 p_m : pressão na admissão em Pa;
 Ex : composição do combustível.

Nas referências [25] [26], este fator é tido como sendo quadrático, e cujos coeficientes do polinômio são função da condição de operação do motor, conforme a equação (22). Outra possibilidade é modelar o fator de correção pela rotação como um mapa [34].

$$\eta_{\omega_e}(\omega_e, p_m, Ex) = (k_{\omega 1}(Ex, p_m) + k_{\omega 2}(Ex, p_m) \cdot p_m + \dots + k_{\omega 3}(Ex, p_m) \cdot p_m^2(Ex, p_m)) \quad (22)$$

O fator η_ζ estabelece as perdas na eficiência em função do desvio do ângulo de ignição (ζ) com relação ao ângulo ótimo (ζ_0), sendo esta uma relação aproximada por um polinômio de segundo grau conforme a equação (23) [25] [34]. ζ_0 é encontrado na literatura como MBT (*maximum break torque*) ou ângulo de máximo torque de saída.

$$\eta_\zeta(\zeta, Ex) = 1 - k_\zeta(\omega_e, p_{adm}, Ex) \cdot (\zeta - \zeta_0(\omega_e, p_{adm}, Ex))^2 \quad (23)$$

k_ζ : fator de ignição, adimensional;
 ζ_0 : ângulo ótimo de ignição em °APMS;
 p_{adm} : pressão no coletor de admissão em Pa;
 ω_e : rotação do motor em RPM;
 Ex : composição do combustível.

O ângulo de ignição é comumente expressado na unidade °APMS ou graus antes do ponto morto superior (PMS). Como a combustão demanda determinado tempo para se completar, a ignição deve ocorrer antes do ponto morto superior, evitando que o motor entre no ciclo de expansão ao mesmo tempo que a combustão esteja em sua fase inicial, exercendo trabalho sobre o pistão apenas no instante em que este se encontra próximo ao PMI. Isto é chamado na literatura de avanço de

ignição, ou seja, fazer com que a ignição aconteça de forma adiantada com relação ao PMS [25] [27]. Conforme a referência [34], tanto o ângulo ótimo de ignição $\zeta_0(\omega_e, p_{adm}, Ex)$ como o fator de ignição $k_\zeta(\omega_e, p_{adm}, Ex)$ podem ser implementados sob a forma de mapas.

O fator η_λ é a eficiência de combustão. Neste fator, procura-se incluir efeitos como a combustão parcial da mistura, devido à falta ou excesso de oxigênio disponível, conforme ilustrado na figura 7. A eficiência da combustão depende, também, da composição do combustível, como sugere a referência [34], figura 7.

Figura 7 – Eficiência da combustão em função do fator lambda (λ) para diferentes composições (Ex).

Fonte: [34].

O fator η_λ pode ser obtido por duas formas, calculado pela equação (24) conforme as referências [25] e [34] ou calculado pela equação (28) conforme a referência [36]. A referência [26] sugere uma simplificação da equação (24), para a equação (25).

$$\eta_\lambda(\lambda) = \begin{cases} k_{\lambda 2} \cdot \lambda - k_{\lambda 3}; & \text{para } \lambda_{min} < \lambda < 1 \\ k_{\lambda 1} + (1 - k_{\lambda 1}) \cdot \sin\left(\frac{\lambda - \lambda_1}{1 - \lambda_1}\right); & \text{para } \lambda_1 < \lambda < \lambda_2 \\ 1; & \text{para } \lambda_2 < \lambda < \lambda_{max} \end{cases} \quad (24)$$

$$\eta_\lambda(\lambda) = \begin{cases} 1; & \text{para } \lambda \geq 1 \\ \lambda; & \text{para } \lambda < 1 \end{cases} \quad (25)$$

$k_{\lambda i}$ são variáveis onde, $k_{\lambda 1} = k_{\lambda 2} \cdot \lambda - k_{\lambda 3}$;

λ_i são os limites de transição;

λ_{min} e λ_{max} são os valores de lambda nos quais a combustão não ocorre caracterizando a chamada falha de ignição (*misfire*). Seus valores típicos são 0,7 e 1,3, respectivamente.

A referência [36], conforme dito, sugere uma relação quadrática para o fator η_λ resultando na equação (26).

$$\eta_\lambda(\omega_e, \lambda, Ex) = (k_{\lambda 1}(Ex) + k_{\lambda 2}(Ex) \cdot \lambda + k_{\lambda 3}(Ex) \cdot \lambda^2 + k_{\lambda 4} \cdot \omega_e) \quad (26)$$

$k_{\lambda i}$: constantes;

ω_e : rotação do motor em RPM;

p_m : fator lambda, adimensional;

Ex : composição do combustível.

• Perdas

As perdas se devem ao atrito das partes móveis (T_{fric}), ao funcionamento dos dispositivos auxiliares (T_{aux}), e ao bombeamento dos gases (T_{bomb}), conforme a equação (27) [25] [27].

$$T_{perdas} = T_{fric}(T_{\acute{o}leo}, \omega_e) + T_{bomb}(\omega_e, p_{adm}) + T_{aux} \quad (27)$$

$k_{\lambda i}$: constantes;

ω_e : rotação do motor em RPM;

p_m : fator lambda (adimensional);

Ex : composição do combustível.

O termo T_{fric} inclui as perdas por atrito das partes móveis como no movimento dos pistões e acionamento das válvulas. Neste trabalho optou-se por incluir no termo

T_{fric} as perdas devido ao funcionamento dos dispositivos mecânicos auxiliares como as bombas de óleo e de água, uma vez que estes dispositivos estão permanentemente conectados ao motor e funcionam de forma contínua. Como a viscosidade do óleo varia com a temperatura, influenciando as perdas por atrito, T_{fric} pode ser modelado como um mapa dependente da temperatura do óleo e da rotação do motor [34].

O termo T_{bomb} inclui as perdas por bombeamento devido às diferenças de pressão nos gases na admissão e exaustão, conforme a equação (28). O termo T_{bomb} possui comportamento suave, como pode ser observado em dados experimentais de [34]. Através da análise de resultados obtidos com este trabalho, propõe-se modelar as perdas por bombeamento conforme a equação (29).

$$T_{bomb}(\omega_e, p_{adm}) = \frac{(p_{exh}(\omega_e, p_{adm}) - p_{adm}) \cdot V_d}{N \cdot 2 \cdot \pi} \quad (28)$$

$$T_{bomb}(p_{adm}, \omega_e) = k_{p1} + k_{p2} \cdot p_{adm} + k_{p3} \cdot \omega_e + k_{p4} \cdot p_{adm}^2 + \dots + k_{p5} \cdot \omega_e \cdot p_{adm} + k_{p6} \cdot \omega_e^2 \quad (29)$$

k_{pi} : constantes (adimensional);

p_{exh} e p_{adm} : pressões no coletor de exaustão e admissão em Pa;

ω_e : rotação do motor em RPM;

V_d : volume de deslocamento do motor em m³;

N : número de voltas entre os ciclos de expansão do cilindro (adimensional). $N=2$ para motores de 4 tempos;

Neste trabalho se propõe que a modelagem das perdas devido ao funcionamento dos demais dispositivos auxiliares, não incluídos neste trabalho em T_{fric} , seja feita de forma separada, em contraste com os modelos encontrados na literatura. O que influenciou esta decisão é o fato de muitos destes dispositivos auxiliares funcionarem de forma intermitente. O fator T_{aux} correlaciona a potência absorvida pelo alternador e a rotação do motor, conforme a equação (30). O alternador é um gerador elétrico que recarrega a bateria e alimenta os dispositivos elétricos auxiliares, tais como a bomba de combustível, o bico injetor, o transformador de

ignição, o eletroventilador e a própria ECU [28] [32]. Também pode-se incluir outros dispositivos, que operem de forma intermitente, como compressor da direção hidráulica e o do ar condicionado.

$$T_{aux}(\omega_e) = \frac{30}{\pi \cdot \omega_e} \cdot \sum P_i + T_{alt}(\omega_e) \quad (30)$$

P_i : potência de cada dispositivo auxiliar em W;

ω_e : rotação do motor em RPM;

T_{alt} : perda devido ao funcionamento do próprio alternador em Nm.

- **Dinâmica rotacional**

A força exercida pela expansão dos gases sobre o pistão é convertida em torque pelo virabrequim, que está acoplado ao volante de inércia do motor. O torque produzido pelo motor altera a sua velocidade angular (rotação) de saída, o que é previsto pela dinâmica clássica, conforme a equação (31). A aceleração angular do motor é proporcional à diferença entre o torque produzido e o torque externo de carga que atua sobre o motor como, por exemplo, o torque medido pelo dinamômetro.

$$\frac{1}{60} \cdot I_{mot} \cdot \frac{d}{dt}(\omega_e) = T - T_{ext} \quad (31)$$

I_{mot} : momento de inércia do motor em kg·m²;

ω_e : rotação do motor em RPM;

T : torque do motor em Nm;

T_{ext} : torque externo de carga em Nm.

A partir da análise da equação (31), pode-se concluir que o torque lido pelo dinamômetro é igual ao torque produzido pelo motor se, e somente se, a sua velocidade angular encontra-se estável e, deste modo, não é possível estimar diretamente o momento de inércia a partir do torque lido pelo dinamômetro. Porém, o cálculo por via analítica do momento de inércia não é trivial, envolve o conhecimento

tanto da geometria quanto da massa das partes móveis, sendo necessário desmontar completamente o motor e medir cuidadosamente a geometria das partes móveis, bem como sua massa. Devido à não praticidade deste método buscou-se uma forma mais simples de estimar o momento de inércia do motor.

Uma vez conhecidas as perdas em função da rotação, propõe-se utilizar a curva de desaceleração do motor para estimar o momento de inércia. De forma que, o motor é mantido em regime de rotação constante e, subitamente ignição e alimentação de combustível são interrompidos, desligando-se os bicos injetores. Então coleta-se o valor da rotação conjuntamente com o torque lido pelo dinamômetro ambos em função do tempo. Sendo o momento de inércia obtido pela equação (32)

$$I_{mot} = 60 \cdot \frac{T_{perdas}(\omega_e) + T_{ext}}{-\frac{d}{dt}(\omega_e)} \quad (32)$$

I_{mot} : momento de inércia do motor em $\text{kg}\cdot\text{m}^2$;

ω_e : rotação do motor em RPM;

T_{perdas} : torque devido as perdas do motor Nm;

T_{ext} : torque externo medido pelo dinamômetro em Nm.

- **Fenômenos de combustão e a detonação**

Em uma combustão normal, a frente de chama começa a partir da centelha produzida pela vela de ignição e percorre a câmara de combustão liberando energia, elevando a temperatura e a pressão dentro do cilindro [26] [27]. A combustão também pode se iniciar a partir de uma ignição espontânea que ocorre sem a necessidade da centelha, a autoignição da mistura ar-combustível. A autoignição ocorre quando se supera a energia de ativação da reação de combustão, devido as condições de temperatura e pressão dentro do cilindro. Sob certas condições de operação do motor, a propagação da frente de chama pode provocar uma autoignição na região dos gases que ainda não foram queimados como pode ser visto na figura 8 [26] [27].

Figura 8 – Fenômeno da detonação dentro do cilindro.

Fonte: [26].

A autoignição, ocorrida dentro da região que ainda não sofreu a queima, gera uma segunda frente de chama. Porém, devido às condições de pressão e temperatura dentro da câmara, a liberação de energia desta segunda frente de chama é feita de forma instantânea, provocando uma onda de choque que se propaga pelo cilindro [27] [37]. Devido ao aumento de pressão dentro da câmara, provocado pela onda de choque e também devido à colisão entre as duas frentes de chama podem ocorrer outras autoignições [26] [27] [28]. Este fenômeno é chamado de detonação ou *knock*, também sendo conhecida como batida de pino devido ao seu som característico. A detonação, dependendo da intensidade e frequência com que ocorre, pode causar danos ao motor e, portanto, deve ser evitada. A ECU controla o ponto de ignição, atrasando-o e, conseqüentemente, reduzindo a pressão dentro do cilindro, conforme pode-se observar na figura 9, evitando que a detonação ocorra porém, isto também acarreta perdas no rendimento do motor [25] [26].

Figura 9 – Pressão no cilindro para diferentes ângulos de ignição.

Curva de pressão na câmara de combustão com pontos de ignição diferentes
 1 Ignição Z_a no ponto de ignição correto
 2 Ignição Z_b muito adiantada
 3 Ignição Z_c muito atrasada

Fonte: [32].

Cada tipo de combustível tem uma dada condição limite a partir da qual a detonação ocorrerá. A capacidade do combustível resistir a detonação por compressão é chamada de octanagem [27] [28]. A ECU detecta quando a detonação ocorre por meio do sinal do sensor de detonação que é discutido na subseção 3.4.2. A onda de choque gerada pelo fenômeno da detonação se propaga pelo cilindro colidindo com as suas paredes sendo, parte da sua energia transmitida a massa do bloco do motor e o restante refletido novamente ao interior do cilindro, formando uma câmara de ressonância. A câmara de ressonância faz com que a vibração gerada pela detonação possua uma frequência característica que depende da geometria do cilindro e da velocidade de propagação do som, conforme a equação (33) [25] [26].

$$v_{som} = \sqrt{\gamma \cdot R \cdot T} \approx 900 \text{ m/s} \quad (33)$$

$$f_{knock} = \frac{v_{som} \cdot 1,84}{\pi \cdot D} \quad (34)$$

f_{knock} : frequência característica da detonação em Hz;

v_{som} : velocidade de propagação do som dentro do cilindro em m/s;

D : diâmetro do pistão em m;

R : constante dos gases para o ar em J/kgK;

γ : razão dos calores específicos, c_p/c_v (adimensional);

T : temperatura dentro do cilindro no momento da detonação em K.

O sensor de detonação também capta as demais vibrações geradas pelo funcionamento do motor. Porém, como a vibração gerada pela detonação possui uma dada frequência específica, ela pode ser identificada através da filtragem do sinal do sensor. A detonação não é um fenômeno completamente determinístico, uma vez que a própria pressão dentro do cilindro varia de ciclo para ciclo. Desse modo, o foco em se modelar a detonação é prever a intensidade e a probabilidade de sua ocorrência dada a condição de operação do motor [27] [38]. A probabilidade de a detonação ocorrer cresce na medida em que a pressão de pico dentro do cilindro aumenta até o ponto em que a detonação ocorra em todos os ciclos [37]. Na referência [37], foi feito um estudo da probabilidade da detonação ocorrer em função da pressão interna do cilindro, sendo utilizada como função distribuição de probabilidade de ocorrência da

detonação a distribuição logística, conforme figura 10. Porém, o cálculo da pressão de pico dentro do cilindro é não trivial e está além da modelagem exposta neste trabalho. A partir da análise das referências [37], [38] e [39], foi levantada a probabilidade de ocorrência da detonação em função das condições de operação do motor, e das demais variáveis no motor como composição do combustível [39]. Já a intensidade da detonação depende de outros fatores, principalmente do regime de carga e de rotação do motor, além da composição do combustível utilizado. A partir da probabilidade de a detonação ocorrer, é possível reproduzir o sinal do sensor de detonação.

Figura 10 – Probabilidade de ocorrer detonação v.s. pressão máxima do cilindro.

Fonte: [37].

Existem algumas métricas que permitem auxiliar a análise do sinal obtido com o sensor de detonação, a ECU as utiliza para a classificação da ocorrência, ou não, da detonação [38]. Foi feito o uso destas métricas uma vez que a própria ECU as utiliza, portanto, a simulação deve ser capaz de reproduzir o sinal do sensor de detonação tal qual a ECU o obteria a partir destas métricas. Primeiramente, o sinal vindo do sensor de detonação, ou mesmo do sensor de pressão interna ao cilindro, é filtrado através de um filtro passa faixa cuja frequência central é dada pela equação (33). O sinal filtrado ainda possui ruídos, na faixa de frequência considerada, devido as harmônicas geradas pelas vibrações naturais advindas do funcionamento do motor. Porém, a característica e intensidade do sinal é quem mudam com a presença da detonação. A partir do resultado obtido com as métricas, são definidos limiares para

classificar a ocorrência ou não do fenômeno da detonação. Estes limiares são definidos experimentalmente [37].

A métrica mais simples, chamada de MAPO (*maximum amplitude of the pressure oscillations*), consiste em pegar o valor de pico do sinal filtrado numa dada janela de tempo, conforme equação (35). Porém, esta métrica é mais eficaz em detectar uma detonação de grande intensidade e pode falhar para o caso de uma detonação menos intensa, mas com uma maior frequência de ocorrência [37] [38].

$$MAPO = \max(|p|) \quad (35)$$

p : sinal do sensor já filtrado em V.

As demais métricas se baseiam na energia do sinal do sensor, não apenas em seu valor de pico. Para analisar a energia do sinal, é necessário filtrá-lo e a seguir integrá-lo numa dada janela de tempo (ou posição angular do virabrequim). Esta janela normalmente é definida entre o momento em que ocorre a centelha, na vela de ignição, e alguns graus após o pistão ultrapassar o ponto morto superior (PMS). Uma das métricas é obtida com a integral do módulo do sinal filtrado, IMPO (*integral of the modulus of pressure oscillations*), conforme equação (36) [38]. Já a segunda métrica chamada SEPO (*signal energy of the pressure oscillations*) mede a energia do sinal filtrado, conforme equação (37) [38].

$$IMPO = \int_{\theta_0}^{\theta_f} |p| d\theta \quad (36)$$

$$SEPO = E_{res} = \int_{\theta_0}^{\theta} p^2 d\theta \quad (37)$$

p : sinal do sensor já filtrado em V.

θ_0 e θ_f : ângulos de início e fim da janela em rad ou °.

Existe ainda uma última métrica que utiliza a integral do módulo da derivada do sinal filtrado, IMPG (*integral of the modulus of the pressure gradient*) equação (38) [38]. A derivada reforça sinais de alta frequência e acaba sendo útil para amplificar as oscilações de pressão geradas pela detonação captadas pelo sensor. Também há referências ao uso de derivadas de segunda ou terceira ordem para este cálculo [38].

$$IMPG = \int_{\theta_0}^{\theta} \left| \frac{d}{d\theta} p \right| d\theta \quad (38)$$

p : sinal do sensor já filtrado em V.

θ_0 e θ_f : ângulos de início e fim da janela em rad ou °. Também pode-se utilizar o tempo invés da posição angular.

A classificação é então feita com base no valor das métricas e é necessário definir um limiar a partir do qual se considera que ocorreu a detonação. Este limiar depende das condições de operação do motor [38]. Também é possível utilizar uma métrica relativa, ou índice, onde se correlaciona por exemplo a métrica obtida num dado instante de tempo a um valor de referência já previamente estabelecido, conforme a equação (39), sendo o limiar estabelecido sobre este valor relativo [38]. O limiar é obtido mediante a análise do comportamento do sinal do sensor para as diversas condições de operação do motor [25] [38].

$$I = S\left(\frac{SEPO}{SEPO_{ref}}\right) \quad (39)$$

I : índice;

$SEPO$: exemplo de métrica utilizada;

S : função de escala, por exemplo $S\left(\frac{SEPO}{SEPO_{ref}}\right) = \min\left(0, \frac{SEPO - SEPO_{ref}}{SEPO_{ref}}\right)$.

3.3.4 Subsistema térmico

O subsistema térmico permite o cálculo da temperatura do motor, que é um parâmetro distribuído, ou seja, varia em função da posição analisada. A temperatura do bloco, por exemplo, difere do cabeçote que difere da temperatura do cilindro e a própria temperatura do cabeçote não é uniforme em sua extensão. Deste modo, a modelagem do subsistema térmico é focada na temperatura do óleo e do fluido de refrigeração do motor, que são parâmetros de maior importância para o caso desta simulação.

Parte da energia proveniente da queima do combustível é cedida ao ambiente, através dos gases de escape no ciclo de exaustão ($\dot{Q}_{ex}$), devido ao trabalho requerido com o seu bombeamento e ao calor sensível absorvido com seu aquecimento. O restante da energia é absorvida pelo motor, sendo uma parcela desta utilizada na produção de energia mecânica e o restante absorvido pela parede do cilindro, devido às trocas de calor com os gases quentes ($\dot{Q}_{g,w}$). Note que o calor perdido devido à fricção ($\dot{Q}_{if}$) das partes mecânicas é considerado como sendo absorvido pelo bloco do motor [34]. Vide figura 11.

Figura 11 – Fluxo de calor no motor.

Fonte: [34].

Do calor absorvido pelo cilindro, parte deste segue para o fluido de refrigeração ($\dot{Q}_{w,c}$) e, conseqüentemente, para o sistema de refrigeração externo, no qual se encontra o radiador, onde é dissipado ao ambiente. O restante do calor é absorvido pelo conjunto óleo/motor ($\dot{Q}_{c,eb}$) e dissipado ao ambiente por meio de convecção e radiação ($\dot{Q}_{irr}$). A fim de simplificar a modelagem, admitiu-se que o óleo e o motor estão em equilíbrio térmico. Deste modo, a capacidade térmica do motor será a função da capacidade térmica do óleo e das demais partes do motor, excluindo-se a massa de fluido de refrigeração presente no interior do bloco do motor [34].

$$\dot{Q}_{cilin} = C_{cilin} \cdot \frac{d}{dt} T_{cilin} + \dot{Q}_{H_2O} + \dot{Q}_{oleo} \quad (40)$$

$\dot{Q}_{cilin}$: calor absorvido pela parede do cilindro em W;

C_{cilin} : capacidade térmica da parede do cilindro em W/K;

T_{cilin} : temperatura da parede do cilindro em K;

$\dot{Q}_{H_2O}$: calor absorvido pelo fluido de refrigeração W;

$\dot{Q}_{oleo}$: calor absorvido pelo conjunto óleo/bloco W.

Para se modelar de forma mais precisa a temperatura da parede do cilindro, é necessário o uso de uma instrumentação adicional no motor, instalando termopares o mais próximo possível da parede do cilindro para medir sua temperatura. Como a temperatura da parede do cilindro não é um parâmetro essencial para os modelos apresentados, optou-se por não a considerar, de modo a simplificar o modelo original. Outro ponto que influenciou nesta decisão foi que a partir da análise de ensaios apresentados em [25], foi observado que a temperatura na parede do cilindro costuma atingir o equilíbrio térmico muito mais rapidamente do que o óleo e o fluido de refrigeração. Isto deve-se a sua menor capacidade térmica, fazendo com que o calor absorvido pela parede do cilindro em função do tempo seja, muitas vezes, desprezível quando comparado ao calor absorvido pelo óleo e fluido de refrigeração. Desta forma, pode-se considerar que todo o calor absorvido pela parede do cilindro é transferido para o fluido de refrigeração e para o conjunto óleo/bloco, conforme equação (41).

$$\dot{Q}_{cilin} = \dot{Q}_{H_2O} + \dot{Q}_{\acute{o}leo} \quad (41)$$

$\dot{Q}_{cilin}$: calor absorvido pela parede do cilindro em W;

C_{cilin} : capacidade térmica da parede do cilindro em W/K;

T_{cilin} : temperatura da parede do cilindro em K;

$\dot{Q}_{H_2O}$: calor absorvido pelo fluido de refrigeração W;

$\dot{Q}_{\acute{o}leo}$: calor absorvido pelo conjunto óleo/bloco W.

É possível determinar a razão entre o calor absorvido pelo cilindro que segue para o fluido de refrigeração e o calor que segue para o óleo através do equivalente elétrico térmico. Considerando-se o calor absorvido pelo cilindro como uma fonte de corrente, o sistema fluido de refrigeração e óleo formam um divisor de corrente entre si. Considerando-se a diferença entre as temperaturas do óleo e do fluido de refrigeração como praticamente desprezíveis quando comparadas a seus respectivos valores e ao valor da temperatura dos gases quentes dentro do cilindro, é possível obter as equações (42) e (43):

$$\dot{Q}_{H_2O} = x \cdot \dot{Q}_{cilin} \quad (42)$$

$$\dot{Q}_{\acute{o}leo} = (1 - x) \cdot \dot{Q}_{cilin} = \dot{Q}_{cilin} - \dot{Q}_{H_2O} \quad (43)$$

x : fração do calor absorvido pelo fluido de refrigeração (adimensional).

- **Calor absorvido pelo fluido de refrigeração**

Como é possível observar na figura 11, parte do calor absorvido pela parede do cilindro segue para o fluido de refrigeração, que é composto por água em conjunto com aditivos. O motor conta com galerias de água situadas no interior do bloco do motor circundando a parede do cilindro, a fim de permitir a sua refrigeração. Deste modo, existe sempre um dado volume constante de fluído dentro do bloco do motor. A bomba-d'água faz com que o fluido circule de dentro do motor em direção a um sistema de refrigeração externo. A vazão mássica da bomba é diretamente proporcional à rotação do motor. A vazão mássica de fluido que segue para o radiador,

portanto, é função da rotação do motor e da abertura da válvula termostática [34]. O fluido sai do motor a temperatura $T_{H_2O_{out}}$, resfriando-se ao passar pelo radiador e então retornando ao motor com temperatura $T_{H_2O_{in}}$. Certa parcela do calor absorvida pelo sistema de refrigeração é cedida ao óleo, pois ambos circulam internamente ao bloco do motor. É possível aproximar a temperatura do fluido saindo do motor como sendo igual à temperatura do fluido contido em seu interior, conforme as equações (44) e (45).

$$C_{H_2O} \cdot \frac{d}{dt} T_{H_2O} = \dot{Q}_{H_2O} - \dot{m}_{H_2O} \cdot c_{H_2O} \cdot (T_{H_2O_{out}} - T_{H_2O_{in}}) - \dot{Q}_{H_2O \rightarrow \acute{o}leo} \quad (44)$$

$$T_{H_2O} = T_{H_2O_{out}} \quad (45)$$

C_{H_2O} : capacidade térmica do fluido de refrigeração W/K;

c_{H_2O} : calor específico do fluido de refrigeração W/kgK;

$\dot{m}_{H_2O}$: vazão mássica da bomba-d'água em kg/s;

$\dot{Q}_{H_2O \rightarrow \acute{o}leo}$: calor trocado com o óleo W;

$\dot{Q}_{H_2O}$: calor absorvido pelo fluido de refrigeração W;

T_{H_2O} : temperatura do fluido dentro do bloco do motor K;

$T_{H_2O_{in}}, T_{H_2O_{out}}$: temperatura do fluido entrando e saindo do motor em K;

Como o óleo e o fluido de refrigeração são separados pela massa do bloco do motor, existe uma resistência de troca térmica entre ambos. Pode-se, então, determinar o calor cedido ao óleo através da equação (46):

$$\dot{Q}_{H_2O \rightarrow \acute{o}leo} = \frac{1}{R_{th_{H_2O \rightarrow \acute{o}leo}}} \cdot \left(\frac{T_{H_2O_{out}} + T_{H_2O_{in}}}{2} - T_{\acute{o}leo} \right) \quad (46)$$

$\dot{Q}_{H_2O \rightarrow \acute{o}leo}$: calor trocado com o óleo W;

$R_{th_{H_2O \rightarrow \acute{o}leo}}$: resistência de troca térmica entre o fluido de refrigeração com o óleo em K/W;

$T_{\acute{o}leo}$: temperatura do óleo em K;

$T_{H_2O_{in}}, T_{H_2O_{out}}$: temperatura do fluido entrando e saindo do motor em K;

Combinando as equações anteriores e aplicando a transformada de Laplace:

$$T_{H_2O_{out}} = \frac{1}{s \cdot C_{H_2O}} \left(\dot{Q}_{H_2O} - \dot{m}_{H_2O} \cdot c_{H_2O} \cdot (T_{H_2O_{out}} - T_{H_2O_{in}}) - \dots \right. \\ \left. - \frac{T_{H_2O_{out}} + T_{H_2O_{in}} - 2 \cdot T_{\acute{o}leo}}{2 \cdot R_{th_{H_2O \rightarrow \acute{o}leo}}} \right) \quad (47)$$

C_{H_2O} : capacidade térmica do fluido de refrigeração W/K;

c_{H_2O} : calor específico do fluido de refrigeração W/kgK;

$\dot{m}_{H_2O}$: vazão mássica da bomba-d'água em kg/s;

$\dot{Q}_{H_2O \rightarrow \acute{o}leo}$: calor trocado com o óleo W;

$\dot{Q}_{H_2O}$: calor absorvido pelo fluido de refrigeração W;

$R_{th_{H_2O \rightarrow \acute{o}leo}}$: resistência de troca térmica entre o fluido de refrigeração com o óleo em K/W;

$T_{\acute{o}leo}$: temperatura do óleo em K;

$T_{H_2O_{in}}, T_{H_2O_{out}}$: temperatura do fluido entrando e saindo do motor em K;

- **Calor absorvido pelo conjunto óleo/motor**

O óleo circula em um circuito fechado dentro do bloco do motor, sendo admitido pela bomba de óleo e enviado aos sistemas de lubrificação, e retorna ao cárter, onde encontra novamente a bomba. Conforme mencionado anteriormente, o óleo recebe parte do calor absorvido pela parede do cilindro e também troca calor com o fluido de refrigeração. Combinando estes fatores, chega-se à equação (48).

$$C_{\acute{o}leo} \cdot \frac{d}{dt} T_{\acute{o}leo} = \dot{Q}_{\acute{o}leo} + \dot{Q}_{H_2O \rightarrow \acute{o}leo} - \dot{Q}_{\acute{o}leo \rightarrow amb} \quad (48)$$

$C_{\acute{o}leo}$: capacidade térmica do óleo W/K;

$\dot{Q}_{H_2O \rightarrow \acute{o}leo}$: calor trocado com o fluido de refrigeração W;

$\dot{Q}_{\acute{o}leo \rightarrow amb}$: calor trocado com o ambiente W;

$\dot{Q}_{\acute{o}leo}$: calor absorvido pelo óleo W;

$T_{\acute{o}leo}$: temperatura do óleo em K.

No modelo apresentado, considera-se que o óleo e o bloco do motor estão em equilíbrio térmico. Portanto, a capacidade térmica do óleo é calculada através da soma das capacidades térmicas de ambos. Também se inclui o cabeçote como parte integrante do bloco do motor neste modelo. Desta forma, chega-se à equação (49) [34].

$$C_{\acute{o}leo} = m_{\acute{o}leo} \cdot c_{\acute{o}leo} + m_{bloco} \cdot c_{bloco} + m_{cab} \cdot c_{cab} \quad (49)$$

$c_{\acute{o}leo}$: calor específico do óleo W/kgK;

c_{bloco} : calor específico do bloco do motor W/kgK;

c_{cab} : calor específico do cabeçote W/kgK;

$m_{\acute{o}leo}$: massa do óleo kg;

m_{bloco} : massa do bloco do motor kg;

m_{cab} : massa do cabeçote kg.

Apesar do sistema de refrigeração externo, as trocas de calor por convecção e irradiação do próprio motor com o ambiente são também uma importante forma de refrigeração do motor. O calor cedido ao ambiente depende da resistência térmica de convecção do bloco do motor com ar (R_{th}), e da área de superfície do motor e de sua emissividade, conforme equação (50).

$$\dot{Q}_{\acute{o}leo \rightarrow amb} = \frac{1}{R_{th}} \cdot (T_{\acute{o}leo} - T_{amb}) + E \cdot \sigma \cdot (T_{\acute{o}leo}^4 - T_{amb}^4) \quad (50)$$

E : emissividade vezes a área de superfície de troca do sistema óleo/bloco/cabeçote e o ambiente em m²;

σ : constante de Stefan-Boltzmann W/m²K⁴;

R_{th} : resistência de troca térmica entre o sistema óleo/bloco e o ambiente em K/W;

$\dot{Q}_{\acute{o}leo \rightarrow amb}$: calor trocado com o ambiente W;

$T_{\acute{o}leo}$: temperatura do óleo em K;

T_{amb} : temperatura do ambiente em K.

O eletroventilador não só força a passagem de ar através do radiador, mas também auxilia as trocas de calor por convecção entre o ambiente e superfície do motor. Nos testes realizados em bancada, neste trabalho, foi necessário utilizar um ventilador externo para auxiliar as trocas de calor por convecção, principalmente quando o motor se encontrava em regime de carga elevada.

Existe uma relação simples capaz de corrigir a resistência térmica de convecção em função da velocidade relativa do ar que passa através do motor descrita na equação (51). Esta equação foi adaptada de [25] a fim de permitir a correção da resistência térmica em função da velocidade relativa entre o ar e a superfície de troca térmica.

$$R_{th} = R_{th0} \cdot \begin{cases} \frac{1}{1 + 0,14 \cdot v} & \text{se } v < 5m/s \\ 1,36 \cdot v^{-0.52} & \text{se } v \geq 5m/s \end{cases} \quad (51)$$

R_{th} : resistência de troca térmica corrigida em K/W;

R_{th0} : resistência de troca térmica de referência em K/W;

v : velocidade relativa entre o fluido e a superfície de troca térmica em K.

Combinando as equações anteriores e aplicando transformada de Laplace:

$$T_{\acute{o}leo} = \frac{1}{s \cdot C_{\acute{o}leo}} \left(\dot{Q}_{\acute{o}leo} + \frac{T_{H_2O_{out}} - T_{H_2O_{in}} - 2 \cdot T_{\acute{o}leo}}{2 \cdot R_{th_{H_2O \rightarrow \acute{o}leo}}} + \dots \right. \\ \left. + \frac{T_{amb} - T_{\acute{o}leo}}{R_{th}} + E \cdot \sigma \cdot (T_{amb}^4 - T_{\acute{o}leo}^4) \right) \quad (52)$$

$C_{\acute{o}leo}$: capacidade térmica do óleo W/K;

E : emissividade vezes a área de superfície de troca do sistema óleo/bloco e o ambiente em m²;

σ : constante de Stefan-Boltzmann W/m²K⁴;

R_{th} : resistência de troca térmica entre o sistema óleo/bloco e o ambiente em K/W;

$R_{th_{H_2O \rightarrow \acute{o}leo}}$: resistência de troca térmica entre o fluido de refrigeração com o óleo em K/W;

$\dot{Q}_{\acute{o}leo}$: calor absorvido pelo óleo W;

$T_{\acute{o}leo}$: temperatura do óleo em K;

T_{amb} : temperatura do ambiente em K;

$T_{H_2O_{in}}, T_{H_2O_{out}}$: temperatura do fluido entrando e saindo do motor em K;

• Calor absorvido pelo cilindro

O calor absorvido pela parede do cilindro é obtido através da energia química do combustível. A energia química admitida pelo cilindro pode não ser completamente liberada caso ocorra combustão incompleta. Da energia química liberada, parte é perdida com a entalpia sensível de aquecimento dos gases de escape e também com seu bombeamento, parte converte-se em calor através da fricção das partes mecânicas, sendo uma parcela convertida em energia útil e o restante absorvido pela parede do cilindro [34], conforme equação (53).

$$\dot{Q}_{cilin} = PCS(Ex) \cdot \dot{m}_{cilin} \cdot \min(\lambda, 1) - \dot{Q}_{exau} - (T + T_{bomb}) \cdot \pi \cdot \frac{\omega_e}{30} \quad (53)$$

$\dot{Q}_{cilin}$: calor absorvido pelo cilindro em W;

$\dot{Q}_{exau}$: calor cedido aos gases de escape em W;

Ex : composição do combustível (adimensional);

PCS : poder calorífico superior do combustível em J/kg;

$\dot{m}_{cilin}$: massa de combustível admitida em kg/s;

T : torque produzido pelo motor em Nm;

λ : fator lambda, adimensional;

ω_e : rotação do motor em RPM.

Para calcular o calor sensível dos gases de escape, é necessário fazer análise dos subprodutos da combustão, sendo estes dependentes do fator lambda e da composição do combustível, pois cada espécie química presente nos gases de escape possui sua respectiva capacidade térmica, que é função da temperatura [34]. O calor cedido aos gases de escape é obtido através da equação (54).

$$\dot{Q}_{exau} = T_{exau} \cdot \sum c_{exau}(T_{exau})_i \quad (54)$$

$\dot{Q}_{exau}$: calor cedido aos gases de escape em W;

T_{exau} : temperatura dos gases de escape em K;

$c_{exau}(T_{exau})_i$: capacidade térmica de cada espécie química em W/K.

De forma alternativa, o mesmo cálculo feito na equação (54) pode ser feito através das entalpias das espécies químicas presentes nos gases de admissão e de exaustão conforme a equação (55) [34].

$$\dot{Q}_{exau} = \sum \dot{n}_i \cdot H_i(T_{adm}) - \sum \dot{n}_i \cdot H_i(T_{exau}) \quad (55)$$

$\dot{Q}_{exau}$: calor cedido aos gases de escape em W;

T_{adm}, T_{exau} : temperatura dos gases de admissão e de escape em K;

$\dot{n}_i$: número de mols de uma dada espécie química “i” em mol/s;

H_i : entalpia molar de uma dada espécie química “i” em J/mol.

As espécies químicas são obtidas através das equações que regem a reação de combustão. A fim de simplificar a análise química, considera-se que houve apenas a combustão completa, de modo que, caso haja combustível em excesso, ele estará presente nos produtos [34]. Para o caso do motor Flex, é necessário utilizar duas equações: uma para a gasolina, aproximada como sendo iso-octano (C_8H_{18}) e outra para o etanol (C_2H_6O). Obtém-se, portanto, as equações (56) e (57) para o iso-octano e o etanol, respectivamente.

λ : fator lambda, adimensional.

Nas equações (56) e (57), consideram-se as reações padrão para um mol de combustível. A fração molar de combustível depende da massa de combustível admitida e da composição do combustível e, a partir destes dados, é possível determinar as duas frações conforme as equações (58) e (59).

$$\dot{n}_{gas} = \frac{\dot{m}_{cilin}}{MM_{gas}} \cdot \frac{(100 - Ex) \cdot \rho_{gas}}{(100 - Ex) \cdot \rho_{gas} + Ex \cdot \rho_{etan}} \quad (58)$$

$$\dot{n}_{etan} = \frac{\dot{m}_{cilin}}{MM_{etan}} \cdot \frac{Ex \cdot \rho_{etan}}{(100 - Ex) \cdot \rho_{gas} + Ex \cdot \rho_{etan}} \quad (59)$$

$\dot{m}_{cilin}$: massa de combustível admitida em kg/s;

$\dot{n}_{gas}$ e $\dot{n}_{etan}$: frações molares da gasolina e do etanol em mol/s;

ρ_{gas} e ρ_{etan} : densidades da gasolina e do etanol em kg/m³;

MM_{gas} e MM_{etan} : massas molares da gasolina e do etanol em kg/mol;

Ex : composição do combustível.

Combinando as equações (55), (58) e (59):

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{exau} = & n_{gas} \cdot \left(\sum H_{i_{gas}}(T_{exau}) - \sum H_{i_{gas}}(T_{adm}) \right) + \dots \\ & n_{etan} \cdot \left(\sum H_{i_{etan}}(T_{exau}) - \sum H_{i_{etan}}(T_{adm}) \right) \end{aligned} \quad (60)$$

Utilizando a equação (56), é possível calcular $\sum H_{i_{gas}}(T_{exau})$ e $\sum H_{i_{gas}}(T_{adm})$ obtendo as equações (61) e (64). Da mesma forma que foi feito para a gasolina, pode-se fazer o cálculo para o etanol.

$$\begin{aligned} \sum H_{i_{gas}}(T_{exau}) = & \max(1 - \lambda; 0) \cdot H_{C_2H_6O}(T_{exa}) + \max(\lambda - 1; 0) \cdot 3 \cdot \dots \\ & \dots H_{O_2}(T_{exa}) + \min(\lambda, 1) \cdot (2 \cdot H_{CO_2}(T_{exa}) + 3 \cdot H_{H_2O}(T_{exa})) + \dots \\ & \lambda \cdot 11,3 \cdot H_{N_2}(T_{exa}) \end{aligned} \quad (61)$$

$$\begin{aligned} \sum H_{i_{gas}}(T_{adm}) = & H_{C_8H_{18}}(T_{adm}) + \dots \\ & + \lambda \cdot (12,5 \cdot H_{O_2}(T_{adm}) + 47 \cdot H_{N_2}(T_{adm})) \end{aligned} \quad (62)$$

H_i : entalpia de uma dada espécie química “i” a uma dada temperatura em J/mol;

T_{adm}, T_{exau} : temperatura dos gases de admitidos e de escape em K;

λ : fator lambda, adimensional.

A temperatura dos gases de exaustão pode ser modelada através de um mapa, sendo que esta varia em função do torque produzido pelo motor e de sua rotação [34]. Devido à dificuldade de medir a temperatura exata dos gases de exaustão, esta pode ser aproximada pela temperatura do coletor de escape. Isso faz com que parte da energia que foi dissipada ao ambiente durante o trajeto dos gases pelo coletor de exaustão seja contabilizada como sendo absorvida pelo cilindro. Esta aproximação, conjuntamente com outras que foram expostas no decorrer do texto, propiciam com que o valor numérico encontrado no processo de identificação seja apenas uma aproximação.

O segundo método para obter o calor cedido para a parede do cilindro consiste em utilizar o calor absorvido pelo óleo e pelo fluido de refrigeração, o calor cedido ao ambiente, a potência útil produzida e a energia perdida no bombeamento dos gases de escape e na fricção, realizando o caminho inverso ao descrito anteriormente. Este método, porém, requer ensaios adicionais para determinar a vazão mássica da

bomba-d'água, a resistência de convecção e a emissividade do motor já descritos anteriormente.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{cilin} = & C_{H_2O} \cdot \frac{d}{dt} T_{H_2O_{out}} + C_{\acute{o}leo} \cdot \frac{d}{dt} T_{\acute{o}leo} + \dot{m}_{H_2O} \cdot c_{H_2O} \cdot (T_{H_2O_{out}} - \dots \\ & \dots - T_{H_2O_{in}}) + \frac{1}{R_{th}} \cdot (T_{\acute{o}leo} - T_{amb}) + E \cdot \sigma \cdot (T_{\acute{o}leo}^4 - T_{amb}^4) \end{aligned} \quad (63)$$

$$\dot{Q}_{exau} = PCS(Ex) \cdot \dot{m}_{cilin} \cdot \min(\lambda, 1) - \dot{Q}_{cilin} - (T + T_{bomba}) \cdot \pi \cdot \frac{\omega_e}{30} \quad (64)$$

$C_{\acute{o}leo}$: capacidade térmica do óleo W/K;

E : emissividade da superfície de troca do sistema óleo/bloco e o ambiente, adimensional;

σ : constante de Stefan-Boltzmann W/m²K⁴;

R_{th} : resistência de troca térmica entre o sistema óleo/bloco e o ambiente em K/W;

$T_{\acute{o}leo}$: temperatura do óleo em K;

T_{amb} : temperatura do ambiente em K;

$T_{H_2O_{in}}, T_{H_2O_{out}}$: temperatura do fluido entrando e saindo do motor em K;

$\dot{Q}_{cilin}$: calor absorvido pelo cilindro em W;

$\dot{Q}_{exau}$: calor cedido aos gases de escape em W;

Ex : composição do combustível;

PCS : poder calorífico superior do combustível em J;

$\dot{m}_{cilin}$: massa de combustível admitida em kg/s;

T : torque produzido pelo motor em Nm;

ω_e : rotação do motor em RPM.

3.4 MODELAGEM DOS SENSORES E ATUADORES DO MOTOR

A modelagem dos sensores e atuadores é feita separadamente da do motor, pois esta é inserida no bloco de interface da simulação HIL. Conforme mencionado, no capítulo 1, este bloco tem a função de realizar a comunicação entre a ECU e o modelo do motor, convertendo e adequando a relação entre os diversos sinais de

entrada e saída da ECU com suas correspondentes variáveis presentes no modelo do motor.

3.4.1 Atuadores

A função dos atuadores é permitir que os sinais vindos da ECU interajam direta ou indiretamente sobre as variáveis de controle. Os atuadores mais comuns encontrados em um motor de combustão interna são eletroválvulas, motores elétricos auxiliares, transformadores e sistemas eletropneumáticos ou hidráulicos. A seguir, é apresentada uma descrição mais detalhada dos principais atuadores presentes no motor de combustão interna.

- **Eletroventilador (ventoinha)**

Sua função é forçar a passagem de ar através do radiador quando o veículo está parado ou em baixa velocidade, facilitando a troca de calor entre o radiador e o ambiente, mantendo o motor na temperatura ideal de funcionamento. Normalmente, o eletroventilador possui duas velocidades, ou aceita controle de velocidade via PWM (*Pulse Width Modulation*) [32]. Sua modelagem, consiste numa perturbação tipo degrau positiva na vazão de ar que circula no modelo térmico do radiador do motor.

- **Motor de partida (Motor de arranque)**

Consiste em um motor elétrico de elevada potência, da ordem de alguns quilowatts, conectado ao volante do motor. É projetado para funcionar por breves períodos, da ordem de segundos, provendo a energia mecânica necessária para o funcionamento inicial do motor do veículo, ficando inativo com o motor em funcionamento. Sua modelagem consiste numa perturbação positiva tipo degrau, ou um sistema de primeira ordem, no modelo de torque ou rotação do motor. Seu acionamento é feito pelo usuário do veículo em conjunto com a ECU, que o desliga no momento adequado.

- **Transformador (bobina) de ignição**

A bobina de ignição permite que a ECU controle o momento exato em que a combustão ocorre, o chamado ângulo (ou ponto) de ignição. Quando o virabrequim se encontra numa dada posição angular que o sistema de controle determina como sendo a posição ótima para que ocorra a combustão, a ECU envia um pulso retangular à bobina, gerando a centelha (figura 12) que inicia a combustão dentro do cilindro. A bobina de ignição é um transformador que converte os pulsos de baixa tensão provenientes da ECU em alta voltagem, da ordem de dezenas de milhares de volts, para produzir a centelha dentro do cilindro. Por ser um atuador de natureza indutiva, possui uma constante de tempo característica. Dessa forma, a duração do pulso de ignição gerado pela ECU costuma ter valor constante (da ordem de alguns ms), sendo este o tempo mínimo para que o enrolamento primário da bobina possa armazenar energia suficiente para gerar a centelha. Alguns modelos de ECU monitoram a corrente fornecida à bobina para detectar possíveis falhas neste atuador. Neste caso, é necessário simular a resistência do enrolamento primário com uma resistência externa [32].

Para calcular o ângulo de ignição, que é um dos parâmetros enviados ao modelo de simulação do motor, é necessário utilizar a informação do sensor de rotação, que é abordado mais adiante no texto. O ângulo de ignição é diretamente proporcional ao tempo decorrido entre o instante em que a ECU interrompe a alimentação da bobina de ignição, borda de descida do sinal de ignição, e o instante em que o cilindro atinge o PMS. Este tempo pode ser convertido em ângulo, pois o tempo necessário para completar um período do sensor de rotação corresponde a 360°. Também é possível utilizar a quantidade de pulsos do sensor de rotação que ocorreram neste intervalo de tempo, pois cada pulso possui uma posição angular definida.

Figura 12 – Circuito elétrico e exemplos de bobinas comerciais.

Fonte: [32]

- **Válvula borboleta**

Além da modelagem da válvula borboleta no subsistema de ar, é necessário fazer sua modelagem como atuador, para permitir obter sua posição angular (θ) em função do sinal de controle vindo da ECU. Do ponto de vista elétrico, a válvula borboleta consiste em um servomecanismo que aciona o prato da válvula conforme descrito na seção 3.1. O servo consiste de um motor elétrico acoplado a uma caixa de redução e a uma mola, que garante o fechamento da válvula em caso de falhas, impedindo que ela fique completamente aberta. Este conjunto atua sobre o prato da válvula, modificando a área por onde a vazão mássica de ar pode fluir, em função da corrente fornecida pela ECU ao motor do servo. A equação (65) descreve o ângulo em função da tensão aplicada ao servomecanismo. Na figura 13 é apresentado o modelo da válvula obtido a partir da equação (65) [24] [40].

$$\theta = \frac{1}{J \cdot s^2} \cdot \left(\frac{K_t}{L \cdot s + R} \cdot \frac{(V(s) - K_v \cdot s \cdot \theta)}{n} - \omega \cdot s \cdot \theta - K_s(\theta) \cdot s \cdot \theta \right) \quad (65)$$

θ : ângulo de abertura da válvula em rad;

J : momento de inercia do conjunto mecânico em $\text{kg} \cdot \text{m}^2$;

V : tensão de alimentação do motor do servomecanismo em V;

L : indutância do motor do servomecanismo em H;

R : resistência do motor do servomecanismo em Ω ;

K_t : constante de torque do motor do servomecanismo em Nm/A;

K_v : constante contra eletromotriz do servomecanismo em V·s/rad;

T_{fric} : atrito seco do conjunto mecânico em Nm·s/rad;

n : relação de redução do conjunto de engrenagens do servomecanismo;

K_s : constante elástica não linear do conjunto de molas em Nm/rad.

Figura 13 – Modelo da válvula borboleta.

Fonte: adaptado de [40].

Outra possibilidade, devido à complexidade envolvida em sua modelagem, é utilizar uma válvula borboleta real, e ler o sinal do sensor de abertura da válvula, o TPS (*Throttle Position Sensor*).

- **Válvula injetora de combustível (bico injetor)**

Este atuador tem por função controlar a massa de combustível admitida pelo motor. É uma eletroválvula simples, composta por um solenoide, uma mola e uma agulha. A mola força a agulha contra o seu acento, de forma a não permitir o fluxo de combustível (figura 14). O campo magnético produzido pelo solenoide controla a passagem do fluxo, uma vez que este retrai a agulha, permitindo a passagem de combustível. Existem também bicos injetores do tipo piezelétricos, sendo menos comuns devido ao custo mais elevado. Todavia, sua modelagem pode ser feita do mesmo modo que a do bico injetor convencional.

Figura 14 – Válvula injetora e tipos de sistemas de injeção.

Fonte: [32].

A vazão mássica do combustível injetado, depende da densidade do combustível e da pressão na linha de alimentação, e o atraso relacionado ao tempo de abertura e fechamento da eletroválvula que compõe o bico injetor. Como a pressão na linha de alimentação do combustível é constante, a massa de combustível é diretamente proporcional ao tempo de injeção e à densidade do combustível, descrita pela equação (66). O atraso que ocorre devido à abertura da válvula é constante, pois só depende da construção geométrica e da corrente de alimentação do injetor, sendo, portanto, uma característica de cada bico injetor. A vazão mássica de combustível injetada é dada pela equação (66) [26];

$$m_{inj} = k_{inj} \cdot (\rho(Ex) \cdot \Delta P_{inj})^n \cdot (t_{inj} - t_0(V)) \quad (66)$$

m_{inj} : massa de combustível injetada em kg;

t_{inj} : tempo de injeção em s;

t_0 : constante devida ao atraso de abertura e de fechamento do bico em s;

V : tensão de trabalho do bico injetor em V;

k_{inj} : constante de vazão do injetor;

$\rho(Ex)$: densidade do combustível em kg/m^3 ;

Ex : composição do combustível;

Δp_{inj} : diferença de pressão na entrada do bico injetor e na sua saída em Pa;

n : constante, para um bico injetor comum seu valor é aproximadamente 0.5.

Existem, atualmente, três tipos de sistemas de injeção: o sistema monoponto (mais antigo, já obsoleto), o sistema multiponto (em uso atualmente) e a injeção direta (mais recente), como pode ser observado em mais detalhes na figura 14. A modelagem de cada sistema depende do tipo de motor utilizado. Caso o modelo considere os cilindros de forma concentrada, este modelo deve ser alimentado com a massa total de combustível admitida, que corresponde à soma dos sinais de injeção para o caso dos sistemas de injeção direta e multiponto. Já para o caso de um modelo que considere a simulação de cada cilindro de forma individual, deve-se considerar o sinal dos injetores de forma separada, gerando a correspondente massa de combustível por cilindro. No caso do sistema monoponto, deve-se fracionar a quantidade de combustível para cada cilindro de acordo com o tipo de motor e número de cilindros.

- **Válvula termostática eletrônica**

A válvula termostática controla o fluxo de fluido de refrigeração que passa pelo radiador, permitindo o controle da refrigeração do motor, quando este se encontra fora de sua temperatura ideal de funcionamento. A válvula é um sistema termomecânico simples que, ao atingir uma temperatura em torno de 85 °C, começa a abrir devido à dilatação volumétrica de seus componentes internos, permitindo o fluxo de fluido através do radiador, resfriando o motor (figura 15). Na medida em que o motor se resfria, a válvula volta a se fechar, mantendo a temperatura sempre dentro de uma faixa de trabalho adequada.

Figura 15 – Válvula termostática eletrônica.

Termostato controlado por mapa

1 Conector; 2 Conexão para o radiador; 3 Carcaça do elemento de serviço; 4 Inserto de elastômero; 5 Pistão; 6 Mola de bypass; 7 Válvula de bypass; 8 Carcaça; 9 Resistor de aquecimento; 10 Válvula principal; 11 Mola principal; 12 Conexão do motor; 13 Tirante; 14 Conexão para o motor (bypass)

Controle eletrônico da temperatura do líquido de arrefecimento

Fonte: [32].

Entretanto, existe uma temperatura ideal de funcionamento para cada tipo de combustível. Para o caso de um veículo a etanol, a temperatura ideal fica em torno dos 100 °C. Já para um motor a gasolina, a temperatura é um pouco menor, ficando entre 90 e 97 °C [32]. A válvula eletrônica permite este ajuste, que é feito através de uma resistência elétrica que dilata os elementos internos da válvula, apesar de o fluido ainda não se encontrar na temperatura inicial de abertura da válvula. A ECU envia pulsos de controle à resistência, quando percebe que o motor está trabalhando com gasolina, permitindo que a válvula se abra com uma temperatura menor e, quando percebe que o veículo está trabalhando com etanol, não interfere na válvula [32].

Sua modelagem é relativamente simples, pois basta, a partir da presença dos pulsos de tensão vindos da ECU, alterar a temperatura de abertura da válvula presente no modelo do subsistema térmico, conforme a equação (67). A modelagem da válvula eletrônica exige que o submodelo térmico do motor permita tais ajustes na temperatura inicial da válvula. Outro detalhe é que a ECU monitora a corrente fornecida ao elemento de aquecimento da válvula, sendo necessário emular a resistência deste elemento com um resistor, com valores típicos entre 14 e 17 Ω [32].

$$T = T_0 - K_{th} \cdot V_{ECU} \quad (67)$$

T : temperatura em que a válvula começa a abrir em K;

T_0 : temperatura de referência para o etanol em torno de 393K;

K_{th} : constante térmica do elemento de aquecimento em K/V;

V_{ECU} : sinal de controle aplicado ao elemento de aquecimento em V, sendo seu valor de 0V ou 5V.

3.4.2 Sensores

Os sensores permitem fechar a malha de controle da ECU, coletando informação sobre as diversas variáveis do motor, além de monitorar dispositivos de segurança e variáveis controladas pelo usuário do veículo, como o pedal do acelerador. Existem dois tipos de sensores automotivos: os sensores analógicos e os digitais. Os sensores analógicos geram sinal cuja intensidade varia em função da grandeza medida, sendo necessário um conversor analógico-digital para sua leitura. Já os sensores digitais geram um pulso retangular cuja frequência e/ou largura do pulso variam em função da grandeza medida, dispensando o uso de uma entrada analógica para sua leitura e sofrendo também, uma menor influência do ruído ambiente, quando comparado a sensores do tipo analógico.

- **Sensores de estado (Eletromecânicos)**

São o tipo mais simples de sensores presentes nos veículos modernos, sendo compostos por comutadores (botões e chaves), que permitem alterar conexões no circuito elétrico, em função de variáveis mecânicas externas. São utilizados para detectar posições ou receber comandos do tipo liga/desliga, para o caso de chaves. Aplicações típicas deste é como sensor de fim de curso, botão (chave) de partida e sensor de acionamento do pedal de freio.

- **Sensor de posição**

São sensores do tipo resistivo, compostos por potenciômetros, formando um divisor de tensão cuja tensão de saída do sensor é proporcional à sua posição angular ou linear, conforme a equação (68). Vide figura 16. Operam, desta forma, os sensores de nível do combustível (boia de combustível), de posição do pedal do acelerador (figura 17), e de posição da válvula borboleta (TPS, figura 16). Os dois últimos operam com dois potenciômetros em contra fase, ou seja, enquanto a tensão em um dos potenciômetros cresce com o aumento do ângulo, a outra decresce. Esta redundância é importante para garantir a confiabilidade e robustez do sistema. Caso um dos sensores não opere corretamente, as leituras das posições diferem entre si indicando mau funcionamento deste sensor, permitindo a ECU diagnosticar esta falha e evitar, por exemplo, que o motor acelere sozinho devido a uma falha no sensor de posição do pedal do acelerador.

$$V(\theta) = k \cdot \theta \quad (68)$$

V : tensão gerada pelo sensor em V, seu valor é limitado de 0 a 5V;

k : constante angular em V/rad;

θ : posição angular do sensor em rad.

Figura 16 – Resposta característica do sensor de posição da borboleta TPS (*Throttle Position Sensor*).

Fonte: [32].

Figura 17 – Sensor de posição do pedal do acelerador.

Fonte: [manual técnico].

Alguns sensores de posição da borboleta mais modernos contam com um terceiro potenciômetro, que garante uma maior precisão no intervalo de 0 a 23°, saturando em 23°. Nesse intervalo, existe uma maior complexidade no controle de posição da borboleta.

- **Sensores de temperatura**

Outra aplicação do sensor resistivo é na medição de temperatura. Os sensores resistivos de temperatura são compostos por um termistor. O elemento sensor mais comum é o NTC (*Negative Temperature Coefficient*), feito a partir de um material semicondutor sensível à temperatura, cuja resistência diminui com o aumento da temperatura, conforme descrito pela equação (69). A ECU utiliza um segundo resistor em série com o sensor, compondo um divisor de tensão. Estes sensores são utilizados para medir temperaturas dos componentes do motor, como óleo, ar admitido e fluido de refrigeração. A figura 18 mostra um sensor deste tipo e a equação (70) a relação entra a temperatura e tensão de saída do sensor.

Figura 18 – Exemplo de sensor de temperatura do fluido de refrigeração.

Fonte: O autor.

$$R(T) = R_0 \cdot e^{B \cdot \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_0}\right)} \quad (69)$$

$$V(T) = \frac{R(T)}{r + R(T)} \cdot V_{cc} \quad (70)$$

V : tensão gerada pelo sensor em V, seu valor é limitado de 0 a 5V;

V_{cc} : tensão de alimentação do sensor geralmente de 5V;

T_0 : temperatura nominal do sensor geralmente 298K (25°C);

T : temperatura do sensor em K;

R_0 : resistência nominal do sensor em Ω ;

R : resistência do sensor em Ω ;

r : resistência do divisor de tensão em Ω ;

B : constante de temperatura em K;

Normalmente impõe-se a condição $R_0 \cong r$, simplificando a equação (70):

$$V(T) = \frac{1}{e^{-B \cdot \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_0}\right)} + 1} \cdot V_{cc} = \frac{e^{\frac{B}{T}}}{e^{\frac{B}{T_0}} + e^{\frac{B}{T}}} \cdot V_{cc} \quad (71)$$

- **Sensor de fluxo de massa de ar (sensor MAF)**

O sensor de fluxo de massa de ar (MAF, *Mass Air Flow sensor*) mede a massa de ar admitida pelo motor. É composto por um termistor montado próximo a um elemento de aquecimento (figura 19). Ao aplicar uma corrente elétrica sobre o elemento de aquecimento (R_K), a temperatura do ar ao seu redor se eleva, alterando o valor de R_H . Essa variação do valor de R_H , por sua vez é proporcional ao fluxo de ar quente gerado por R_K em conjunto com o fluxo de ar que circula no duto onde o sensor está montado (figura 19). A medição do fluxo de ar é feita de forma indireta através da medição da resistência elétrica de R_H . Por se tratar de um sensor térmico, a capacidade térmica do elemento sensor de temperatura influencia a velocidade de resposta do sensor, gerando um atraso típico de 20 ms. Esta configuração de sensor também pode ser utilizada para medir pressão, para o caso de sistemas hermeticamente fechados. A equação (72) mostra a relação entre o fluxo de massa de ar e tensão de saída do sensor [32].

Figura 19 – Sensor MAF.**Medidor de fluxo de massa de ar no fio aquecido**

Q_M Fluxo de massa, U_m Tensão de medição,
 R_H Resistor de fio aquecido, R_K Resistor de
 compensação, R_M Resistor de medição, R_1 ,
 R_2 Resistores de ajuste

Fonte: [32].

Medidor de fluxo de massa de ar de filme quente

a carcaça, b sensor de filme quente (montado no meio da carcaça).
 1 corpo de restriamento, 2 placa intermediária, 3 componente de potência, 4 híbrido, 5 elemento sensor (filme metálico).

$$V(\dot{m}) = k(\dot{m}) \cdot \dot{m} \quad (72)$$

V : tensão gerada pelo sensor em V;

k : curva característica do sensor em Vs/kg;

$\dot{m}$: vazão mássica em kg/s.

- Sensor de pressão (MAP) e sensor de temperatura e pressão (TMAP)**

Os sensores de pressão (MAP, *Manifold Absolute Pressure sensor*) e sensor de temperatura e pressão (TMAP, *Manifold Absolute Pressure and Temperature sensor*) informam a ECU a pressão e a temperatura do coletor de admissão, permitindo o cálculo da massa de ar admitida pelo motor. Estes sensores podem ser do tipo resistivo ou piezoelétrico. Os sensores resistivos possuem extensômetros em sua construção interna. O extensômetro é formado por um material delgado e extenso de forma a permitir que este sofra deformação quando submetido a uma tensão mecânica ou pressão externa. Esta deformação no corpo do extensômetro provoca uma correspondente variação da resistência elétrica do extensômetro. Como a resistividade varia em função da temperatura, também é necessário corrigir a influência da temperatura no valor da resistência elétrica do sensor. Estes sensores possuem circuitos integrados embutidos que compensam a temperatura e geram uma resposta linear em função da pressão externa, de acordo com a equação (73).

$$V(p) = k \cdot p + V_0 \quad (73)$$

V : tensão gerada pelo sensor em V;

k : constante de pressão em Pa/V;

p : pressão em Pa;

V_0 : constante em V.

- **Sensor de detonação**

Este sensor é usado para detectar vibrações produzidas por fenômenos anormais de combustão. O sensor tipo piezoelétrico possui uma massa acoplada a uma cerâmica piezoelétrica que, ao ser submetida a ação de uma aceleração externa, devido à inércia, exerce uma força de compressão ou tração na cerâmica, gerando uma tensão elétrica na saída do sensor. Já o sensor capacitivo funciona de modo que a aceleração no dispositivo desloca uma placa móvel de um capacitor em relação a placas fixas no dispositivo, alterando sua capacitância em função do deslocamento da placa móvel [32].

O sensor de detonação é instalado junto à superfície do bloco do motor, detectando as vibrações produzidas pela combustão através de sua propagação pelo motor. Para sua modelagem, é necessário emular tanto a intensidade quanto a frequência de vibração [26].

$$V(t) = k(t) \cdot I \quad (74)$$

V : tensão gerada pelo sensor em V;

k : forma de onda característica da detonação em V;

I : intensidade da detonação, adimensional.

- **Sensores de rotação e de fase**

Estes sensores são utilizados para medir rotação e posição. O sensor de relutância variável é utilizado para medir a rotação do motor através da variação do fluxo magnético que circula através da bobina do sensor. Essa variação do fluxo magnético é provocada por uma roda acoplada ao virabrequim (roda fônica), que possui diversos dentes (entre 30 a 60), que fazem com que o fluxo magnético que circula pela bobina do sensor varie, induzindo pulsos de tensão em sua saída conforme a rotação do virabrequim (figura 20). A ECU calcula a velocidade angular do motor a partir do sinal gerado pelo sensor. Entre o primeiro e o último dente da roda fônica existe um espaçamento, gerando um pulso mais longo (figura 20). Este pulso mais longo indica à ECU que o virabrequim completou uma volta, garantindo o sincronismo do sistema. Outro tipo de sensor que vem substituindo o sensor de relutância variável, para medir a rotação e a posição do virabrequim, é o sensor de efeito Hall, devido a sua maior robustez [32].

Figura 20 – Sensor de rotação tipo relutância variável (a), e resposta característica do sensor (b).

Fonte: [32].

O sensor de fase informa à ECU os ângulos importantes do comando de válvulas, necessários para a correta sequência de injeção e de ignição, informando também quando o virabrequim completa duas voltas, totalizando um ciclo do motor (720°). Ambos os tipos de sensores, relutância variável e Hall, e os sensores de fase e de rotação, possuem a mesma modelagem, conforme a equação (75).

$$V(t) = f(k \cdot \omega \cdot t) \quad (75)$$

t : tempo em s;

V : tensão gerada pelo sensor em V. Seu valor é limitado de 0 a 5V;

k : constante angular;

ω : rotação do motor em rad/s;

f : função de forma de onda característica do sensor.

- **Sensor de composição do combustível**

O sensor de composição é capaz de estimar, com base na constante dielétrica da mistura e em sua condutividade, seu teor de etanol. O valor de ambos é medido pelo sensor através de um capacitor cilíndrico, que é instalado na tubulação de alimentação do combustível imediatamente antes dos bicos injetores (figura 21). Tem-se um correspondente valor da capacitância do sensor para cada valor de constante dielétrica em função da composição da mistura.

Como a temperatura da mistura influi no valor da constante dielétrica e da condutividade, o sensor também mede o valor da temperatura da mistura e corrige a sua leitura. Para o caso do sensor de composição, que é do tipo digital, a sua tensão de saída é dada pela equação (76).

Figura 21 – Sensor e valor da constante dielétrica em função da porcentagem de etanol na mistura.

Fonte: [manual técnico].

$$V(t) = f((\omega_0 + k \cdot Ex) \cdot t) \quad (76)$$

t : tempo em s;

V : tensão gerada pelo sensor em V, seu valor é limitado de 0 a 5V;

k : constante angular em rad/s;

Ex : porcentagem de etanol na mistura;

ω_0 : frequência de referência para E27 em rad/s.

f : função de forma de onda característica do sensor.

- **Sensor de oxigênio (sonda lambda)**

A sonda lambda é um sensor diferencial capaz de medir a concentração de oxigênio em relação a uma concentração de referência, como o ar ambiente. Isto é feito através de células eletroquímicas onde ocorrem reações de oxidorredução, convertendo energia química em elétrica e vice-versa. Isto é útil para que a ECU possa medir a concentração de oxigênio nos gases de escape, de forma a determinar se a mistura deve ser empobrecida (diminuindo a proporção de combustível) ou enriquecida (aumentando a proporção de combustível na mistura). A sonda lambda é composta por um material cerâmico, normalmente de zircônio, com um revestimento poroso de platina, ambos protegidos por um invólucro metálico (figura 22). Existem também sondas resistivas feitas a partir de cerâmicas de titânio, porém, a sonda de zircônio possui um menor tempo de resposta. Uma vez que seu elemento ativo é cerâmico, a sonda só funciona quando está aquecida a pelo menos 300°C [32]. As primeiras sondas eram aquecidas pelo calor dos gases de escape e demandavam certo tempo para entrarem na temperatura mínima de funcionamento. Já as sondas mais modernas possuem um elemento interno de aquecimento, permitindo que o sensor entre em funcionamento de forma mais rápida da ordem de segundos. Desta forma, pode-se desprezar a dinâmica de aquecimento das sondas modernas, que são equipadas com o elemento interno de aquecimento, que é o caso da sonda utilizada neste trabalho.

O elemento cerâmico da sonda permite a difusão do oxigênio do meio de menor concentração para o meio de maior concentração, gerando uma diferença de

potencial da ordem de mV (figura 22) [32]. Entretanto, o comportamento deste tipo de sensor é altamente não linear, não permitindo determinar o fator lambda com precisão. Como resultado, uma das estratégias de controle adotada é manter, na média, a mistura como estequiométrica, ou seja, com fator lambda igual a 1. Como no sistema de exaustão também ocorrem outros fenômenos, com suas respectivas dinâmicas de resposta, a dinâmica da sonda foi incluída no modelo do sistema de exaustão [25] [26]. A modelagem da sonda no subsistema de interface fica, então, responsável por converter o fator lambda calculado pelo modelo em seu correspondente valor de tensão conforme a equação (77).

$$\begin{cases} V(\lambda) \geq 0,450 & \text{se } \lambda \leq 1 \\ V(\lambda) < 0,450 & \text{se } \lambda > 1 \end{cases} \quad (77)$$

$V(\lambda)$: tensão de saída do sensor em V;

λ : fator lambda, adimensional.

Para solucionar o problema da não linearidade de resposta da sonda foi desenvolvido um sensor composto por duas células conhecido como sensor lambda banda larga (*Wide band*) e o sensor convencional, não linear, passou a ser chamado de sensor banda estreita (*Narrow band*).

Fonte: [32].

Num sensor tipo banda larga, existem duas células em vez de somente uma. A primeira célula (célula de Nernst ou de referência) funciona da mesma forma que o

sensor de banda estreita, porém, esta célula fica em contato com o canal de referência e o canal de difusão. O canal de referência possui uma mistura gasosa cuja pressão e concentração de oxigênio são conhecidas de forma precisa. Já o canal de difusão possui uma conexão com o ambiente no qual se deseja medir a concentração de oxigênio, no caso os gases do escape figura 23. Entre o canal de difusão e o ambiente de medição, existe uma segunda célula que funciona de modo reverso, ou seja, recebe uma corrente elétrica a fim de criar uma diferença na concentração de oxigênio (célula bomba) entre o canal de difusão e o ambiente de medição [32]. Vide figura 23.

A medição do fator lambda é indireta, feita através da corrente que circula pela célula bomba (corrente de bombeamento, '*pumping*'). A sonda de banda larga precisa de um circuito externo de controle (figura 23), que lê o sinal da célula de referência, corrigindo e medindo o valor da corrente da célula bomba em função da temperatura e da leitura da célula de referência [32]. A modelagem desta sonda é feita de forma idêntica à sonda de banda estreita conforme a equação (78). A única diferença está na característica da curva de resposta.

Fonte: [32].

$$V(\lambda) = k(\lambda) \cdot I \quad (78)$$

$V(\lambda)$: tensão de saída do sensor em V;

I : corrente de bombeamento em A;

$k(\lambda)$: curva característica do sensor.

4 SIMULAÇÃO DO MOTOR FLEX

A partir dos modelos apresentados no capítulo 3, foi feita a etapa de identificação das variáveis e mapas que constam nas formulações dos modelos. A identificação, assim como a modelagem, também pode ser feita por vias teóricas, calculada com base nas especificações do sistema, ou de forma empírica, através de ensaios, para o caso de não se conhecer bem as grandezas físico-químicas que compõe o sistema [24]. No ambiente laboratorial, foram utilizados sensores não originalmente presentes no motor estudado, para que determinados parâmetros possam ser identificados. Foram utilizados uma ECU programável, uma sonda banda larga instalada antes do catalisador, substituindo a original, sensores de pressão e de temperatura no coletor de escape, um sensor de temperatura no sensor de pressão do óleo, um sensor de fluxo de ar (MAF) no duto de admissão antes da válvula borboleta e um sensor de composição de combustível do tipo capacitivo, conforme figura 24. A instrumentação utilizada é descrita de forma detalhada no anexo B.

Figura 24 – Motor e instrumentação utilizada.

Fonte: O autor.

Os ensaios realizados foram feitos em dinamômetro de bancada do tipo hidráulico (figura 25), exceto aqueles para identificar as curvas de perdas por atrito, que foram feitos em um dinamômetro de bancada ativo. Os dois dinamômetros foram cedidos pelo IPT (Instituto de Pesquisas Tecnológicas de São Paulo). Para a refrigeração do motor, foi utilizado um trocador de calor ao invés do radiador original.

Figura 25 – Motor montado no dinamômetro hidráulico.

Fonte: O autor.

A ECU programável utilizada foi a Flex ECU da BOSCH, que facilitou muito parte dos testes, pois permitiu o ajuste de variáveis, como o ângulo de ignição, o tempo de injeção, abertura da válvula borboleta e a leitura dos diversos sinais do motor. A ECU original do veículo foi removida, e o seu chicote original foi ligado à Flex ECU através de um sistema com *jumpers* chamado de *brackout box* (Bob), conforme figura 26. Este sistema de jumpers permite interromper, injetar e/ou observar os diversos sinais do motor.

O *software* interno executado pela Flex ECU, foi desenvolvido pelo grupo de eletrônica automotiva da POLI, sendo a ECU controlada através do *software* INCA. Em certos ensaios, também foram utilizados um osciloscópio e um gerador de função. Este último, utilizado com intuito de gerar estímulos ao motor que pudessem ser feitos de forma controlada e com repetitividade.

Figura 26 – Bancada de teste.

Fonte: O autor.

4.1 IDENTIFICAÇÃO DOS SENSORES E ATUADORES

Primeiramente, foi feita a identificação dos sensores e atuadores. Esta etapa tem grande importância, pois impacta diretamente na qualidade dos dados coletados durante os demais testes.

- **Sensor de posição da borboleta (TPS) e pedal do acelerador**

Como o sensor de posição, fora das regiões de saturação, possui uma resposta linear, para obter sua curva é necessário alimentá-lo com 5V e medir sua tensão de saída. A primeira medida é obtida com a válvula borboleta completamente fechada e a segunda medida com a válvula completamente aberta (tabela 1). O mesmo procedimento foi aplicado ao pedal (tabela 1). A figura 27 mostra as curvas interpoladas a partir dos dados coletados.

Tabela 1 – Dados coletados para o sensor de posição da borboleta (TPS) e o pedal do acelerador.

TPS			Pedal	
Tensão (V)	Abertura (%)	Abertura (°)	Tensão (V)	Posição (%)
4,47	0	0	0,71	0
0,43	100	90	4,51	100

Fonte: O autor.

Figura 27 – Curva modelada do sensor de abertura da válvula borboleta (TPS) e pedal do acelerador.

Fonte: O autor.

- **Sensor de temperatura do fluido de refrigeração**

Procedeu-se da seguinte forma para identificar os parâmetros da equação característica do sensor temperatura do fluido de refrigeração, apresentada na subseção 3.4.2. Primeiramente, o sensor foi desconectado e a tensão do chicote vindo da ECU que chega aos terminais do sensor foi medida, obtendo o valor de 5,1 V. Com o sensor de temperatura conectado novamente ao chicote, ele é então colocado em um recipiente contendo água quente acompanhado de um segundo sensor de temperatura devidamente calibrado. Foi coletada a tensão do sensor para cada valor de temperatura conforme a tabela 2 e a figura 28. Estas medidas são necessárias para a correta identificação da equação característica do sensor apresentada na 3.4.2. Portanto, a temperatura modelada deve ser convertida em tensão, conforme as medidas. Outra possibilidade é utilizar um escâner OBD (*On-Board Diagnostic*) e anotar os valores de tensão do sensor e de temperatura lidos pela ECU original do motor.

Tabela 2 – Dados coletados para o sensor de temperatura do motor.

Tensão (V)	2,39	1,95	1,71	1,57	1,38	1,22	1,08	0,93
Temperatura (°C)	25	35	40	45	50	55	60	65
(V)	0,85	0,75	0,57	0,52	0,47	0,42	0,32	
(°C)	70	75	80	85	90	95	102	

Fonte: O autor.

Figura 28 – Sinal do sensor de temperatura.

Fonte: O autor.

A equação característica do sensor apresentada na subseção 3.4.2, teve seus parâmetros obtidos com o método dos mínimos quadrados a partir dos dados da tabela 2 resultando, na equação (79):

$$V(T) = \frac{1}{1 + e^{-3921 \cdot \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{298}\right)}} \cdot V_{cc} \quad (79)$$

T : temperatura do sensor em K;

V_{cc} : tensão de alimentação do sensor em V;

$V(T)$: tensão do sensor em V.

- **Sensor de fase e sensor de rotação**

Para modelar o sensor de fase, é necessário levantar a sua forma de onda característica em função do ângulo do virabrequim. A forma de onda é sempre constante, variando apenas seu período em função da velocidade angular (rotação) do motor.

O sensor de fase completa um ciclo a cada duas voltas do virabrequim, indicando ao motor posições angulares importantes do comando de válvulas, e em qual tempo do ciclo em que o cilindro 1 se encontra. Para levantar a curva do sensor de fase, basta manter a rotação do motor constante e visualizar o sinal do sensor com o osciloscópio, conforme a figura 29. O período do sinal de rotação equivale a uma volta completa do virabrequim ou 360° , já o período do sensor de fase, corresponde a 720° ou duas voltas do virabrequim, pois o motor é de quatro tempos. O sensor de rotação é identificado da mesma forma que o sensor de fase. Recomenda-se que ambas as formas de onda sejam obtidas simultaneamente utilizando-se os dois canais do osciloscópio, a fim de garantir o seu correto sincronismo. A partir da análise da figura 29, constata-se que, o sensor de rotação completa uma volta a cada 58 pulsos. Este grande número de pulsos garante uma maior precisão na leitura da posição angular do motor, da ordem de 3° por pulso. Já o sensor de fase completa um período após 4 pulso conforme também apresentado na figura 29.

Fonte: O autor.

Uma vez levantadas as curvas, é necessário encontrar a posição angular em que se dá o PMS do cilindro 1. Para o caso do motor utilizado neste trabalho, dispunha-se de alguns dados coletados com uma vela instrumentada, de um ensaio onde o motor de arranque foi acionado, porém sem que houvesse injeção de

combustível. A vela instrumentada é uma vela de ignição especial dotada de um sensor interno de pressão, que permite captar a pressão instantânea interna do cilindro. Deste modo, como não houve a injeção de combustível, a combustão não ocorre e foi possível observar o pico de pressão durante o ciclo de compressão. Outra possibilidade é estimar o PMS a partir do pulso de ignição e do respectivo valor de seu ângulo lido pela ECU ou através do escâner OBD. Foi observado, a partir dos dados obtidos com a vela instrumentada, que o pico de pressão ocorre muito próximo ao décimo terceiro dente da roda fônica, foi adotado esta posição como correspondente ao PMS do cilindro 1. Foi convencionado que o ângulo zero ocorre quando o sinal do sensor de fase se encontra em nível lógico baixo (0V), e o sinal do sensor de rotação está na borda de subida do primeiro pulso após o pulso mais largo, comumente denominado de falha da roda fônica.

- **Sensor de pressão e temperatura do coletor de admissão TMAP**

O sensor TMAP, fora das regiões de saturação, possui uma resposta linear em função da pressão, bastando coletar ao menos dois pontos de tensão e pressão para identificá-lo (tabela 3). Para levantar os pontos, é necessário utilizar outro sensor de pressão devidamente calibrado e uma fonte de vácuo, ou também é possível levantar os pontos utilizando o escâner OBD. Para identificar a curva de temperatura do sensor TMAP, foi feito o mesmo procedimento que o desenvolvido para identificar o sensor de temperatura do fluido de refrigeração. A figura 30 mostra as curvas obtidas a partir dos dados coletados.

Tabela 3 – Dados coletados para o sensor de pressão e de temperatura do ar (TMAP).

Tensão (V)	2,26	1,91	1,73	1,57	1,39	1,20	1,08	3,63	2,47	1,32
Temperatura (°C)	27	35	40	45	50	55	60			
Pressão (kPa)								90,00	60,00	30,00

Fonte: O autor.

Os parâmetros das equações características do sensor TMAP, foram obtidos com o método dos mínimos quadrados a partir dos dados da tabela 3 resultando, nas equações (80) e (81).

$$V(p) = 3,974 \cdot 10^{-5} \cdot p + 0,1536 \quad (80)$$

$$V(T) = \frac{1}{1 + e^{-3514 \cdot \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{298}\right)}} \cdot V_{cc} \quad (81)$$

V : tensão do sensor em V;

V_{cc} : tensão de alimentação do sensor em V;

T : temperatura do sensor em K;

p pressão do sensor em Pa.

- **Sensor de fluxo de massa de ar (sensor MAF)**

O sensor MAF possui resposta não linear em função da vazão mássica de ar que flui através dele. Sua identificação foi feita com base em sua curva característica, obtida via interpolação dos dados presentes no manual técnico do sensor (tabela 4). A curva também pode ser obtida através da massa de ar estimada com base no sensor

lambda e na massa de combustível injetada ou em bancada utilizando um anemômetro e um soprador de ar. A fim de verificar a calibração do sensor, os dados do manual técnico foram confrontados com a massa de ar estimada (com base no sensor lambda e na massa de combustível injetada), conforme o gráfico da figura 31. Considerando-se a massa de ar estimada como referência ao ser confrontada com a mesma massa medida pelo sensor MAF, foi estimada uma diferença média de 8%, considerou-se o sensor como calibrado com base nesta diferença média.

Tabela 4 – Dados do sensor MAF.

Tensão (V)	1,007	1,027	1,392	1,685	1,943	2,242	2,508	2,676
Vazão mássica (kg/h)	0,00	0,89	10,99	22,21	33,83	52,37	74,71	89,99
(V)	2,805	2,970	3,119	3,303	3,443	3,582	3,706	3,820
(kg/h)	105,22	127,39	150,06	179,42	209,15	238,98	268,40	297,12

Fonte: Manual técnico.

Figura 31 – Curva característica do sensor MAF.

Fonte: O autor.

- **Sensor de composição**

O sensor de composição é do tipo digital. Sua saída é uma forma de onda retangular, cuja frequência é função da porcentagem volumétrica de etanol no combustível. Para verificar a calibração do sensor, foram feitos dois ensaios: um com gasolina comum, que possui um teor de 27% em volume de etanol (E27), e o segundo teste com etanol comum hidratado (E100), sendo os resultados de ambos os testes apresentados na tabela 5. Como os combustíveis possuem certa margem de tolerância em sua composição, e como as ligeiras discrepâncias, tanto para o etanol quanto para a gasolina E27, mostradas na tabela 5 encontram-se nesta faixa de tolerância (vide anexo A), pode-se afirmar que o sensor está calibrado.

Tabela 5 – Dados do sensor de composição.

Composição Ex em porcentagem de etanol (% vol./vol.)	Frequência (Hz)	
	Teórica	Medida
E0 (0%)	50	-
E27 (27%)	77	78~79
E100 (100%)	150	144~146

Fonte: O autor.

Equação característica do sensor de composição:

$$V(t) = f(2 \cdot \pi \cdot (50 + Ex) \cdot t) \quad (82)$$

t : tempo em s;

V : tensão de saída do sensor em V, seu valor é limitado de 0 a 5V;

Ex : porcentagem de etanol na mistura em %.

- **Sonda lambda**

Este trabalho utilizou uma sonda banda larga modelo LSU4.9 da BOSCH. A fim de garantir a precisão na obtenção do sinal do sensor, foi utilizado o módulo de leitura da ETAS ES600 modelo LA4 para realizar o controle e adquirir o sinal da sonda lambda. Conforme explicado na subseção 3.4.2, o fator lambda é medido de forma indireta através da corrente de bombeamento da sonda, conforme tabela 6.

Tabela 6 – Dados da sonda lambda.

Corrente de bombeamento (mA)	Fator Lambda	Concentração de oxigênio no gás de escape (%)
-2,22	0,650	-
-1,82	0,700	-
-1,11	0,800	-
-0,50	0,900	-
0,00	1,016	-
0,33	1,180	3
0,67	1,430	6
0,94	1,700	8,3
1,38	2,420	12
2,54	1561,8	21

Fonte: Manual técnico.

Porém, os dados presentes na tabela 6 tem como referência gasolina pura (E0), que não é comercializada no Brasil. O sinal da sonda lambda varia dependendo da composição do combustível queimado, uma vez que o etanol possui oxigênio em sua molécula. O módulo utilizado na aquisição do sinal da sonda permite que se faça o ajuste na proporção de oxigênio presente na molécula do combustível.

A fim de verificar o impacto de tal correção, foram realizados alguns testes com gasolina E27 e etanol. Primeiramente, foi feito o ajuste da proporção de oxigênio no módulo sendo mantidas constantes, a rotação e a pressão no coletor de admissão, variando-se o tempo de injeção e consecutivamente o fator lambda numa faixa de 0,8 a 1,2 com passo de 0,1 ($\lambda(Ex)$). Então, o módulo foi reajustado, considerando-se gasolina pura, sem que as demais variáveis fossem alteradas para que se calcule o erro cometido caso se opte por ignorar tal correção. O erro é calculado conforme equação (83), sendo apresentado na tabela 7.

$$erro = \frac{|\lambda(E0) - \lambda(Ex)|}{\lambda(Ex)} \cdot 100\% \quad (83)$$

$\lambda(E0)$: fator lambda sem a correção da proporção de oxigênio do combustível (adimensional);

$\lambda(Ex)$: fator lambda com a correção da proporção de oxigênio (adimensional).

Tabela 7 – Erro devido a proporção de oxigênio presente na molécula do combustível.

Fator Lambda	Erro para E27 (%)	Erro para E100 (%)
0.8	0.10	0.36
0.9	0.02	0.07
1.0	0.09	0.37
1.1	0.03	0.09
1.2	0.28	1.02

Fonte: O autor.

Dos resultados presentes na tabela 7, tem-se que o erro é da ordem de 1%. Deste modo, para este trabalho, foi desconsiderado a correção da proporção de oxigênio presente na molécula do combustível.

- **Sensor de detonação**

Na identificação do sensor de detonação, foram utilizados dados disponíveis obtidos a partir de uma vela instrumentada. Esta vela é equipada com um sensor capaz de medir a pressão interna do cilindro, o que permite identificar com uma maior precisão o instante onde a detonação ocorre. Salienta-se que a vela instrumentada que foi utilizada, auxilia a identificação porem não é necessária para fazê-lo. A figura 32 mostra a resposta característica do sensor de detonação, para uma dada condição de detonação severa. Os dados foram obtidos com gasolina E27, avanço de 30°APMS, 3500RPM, pressão do coletor de admissão de 90kPa e, uma taxa de amostragem de 100kHz. A primeira curva da figura 32 mostra o sinal coletado do sensor de pressão interna ao cilindro. A segunda curva mostra este sinal após passar por um filtro passa alta com frequência de corte igual a 5kHz. Foi feita esta etapa de filtragem, pois a vibração característica da detonação é de alta frequência, conforme a figura 33. A terceira curva é o sinal do sensor de detonação, também filtrado da mesma forma.

Figura 32 – Resposta característica do sensor de detonação.

Fonte: O autor.

Como se dispõe do sinal de pressão, foi possível calcular o ganho do sinal do sensor de pressão com relação ao sinal do sensor de detonação, conforme a equação (84). O ganho foi calculado com base no valor eficaz (RMS) dos sinais filtrados dos sensores de pressão (p_{rms}) e detonação (V_{rms}). Foi considerado que a detonação ocorreu no intervalo entre 0,6ms e 1ms. Também foi considerado no cálculo o ruído presente nos sinais dos sensores de detonação e de pressão. Depois da ocorrência da detonação, considerou-se que o sinal presente é constituído de apenas por ruído. Para obter o valor eficaz do ruído, considerou-se trabalhar com o sinal entre 2,5ms e 3ms. Os intervalos de detonação e ruído puro foram escolhidos com base na figura 32.

$$G_{sensPres} = \frac{p_{rms}|_{t=0,6ms}^{t=1ms} - p_{rms}|_{t=2,5ms}^{t=3ms}}{V_{rms}|_{t=0,6ms}^{t=1ms} - V_{rms}|_{t=2,5ms}^{t=3ms}} = 0,959 \text{ MPa/V} \quad (84)$$

$G_{sensPres}$: ganho do sensor de pressão em MPa/V;

p_{rms} valor eficaz do sinal filtrado do sensor de pressão numa dada janela de tempo em MPa;

V_{rms} valor eficaz do sinal filtrado do sensor de pressão numa dada janela de tempo em V.

A seguir, foi feita uma análise espectral do sinal do sensor de detonação. Foi considerada uma situação de detonação severa onde nota-se um pico elevado no sinal do sensor de pressão bem acima da média de seu sinal, semelhante ao presente na figura 32, e uma segunda condição de referência onde o sinal filtrado do sensor de pressão não apresentava oscilações semelhante ao observado no instante entre 0 a 0,5 ms na figura 32.

Figura 33 – Análise espectral do sinal do sensor de detonação utilizando a FFT.

Fonte: O autor.

O sinal característico do sensor de detonação, aqui estudado é aproximado como uma oscilação senoidal amortecida. Na análise espectral (figura 33), foi observado um harmônico de maior intensidade na faixa de frequência dos 20kHz. Ressalta-se que este ruído em si tal qual sua fonte, são irrelevantes, o foco da identificação do sensor está em reproduzir seu sinal característico apenas. Porém, como este harmônico também está presente na condição de referência, conclui-se que se trata de um ruído de alta frequência. A equação empírica (34), da subseção 3.3.3, prevê para o caso do motor estudado que a frequência característica presente no sinal do sensor de detonação é de aproximadamente 6,9kHz. Observando o espectro do sinal do sensor de detonação, é possível observar uma outra harmônica também intensa na frequência de 7,3kHz, que é uma frequência bem próxima da prevista pela equação empírica. Foi esta frequência então, utilizada como sendo a frequência da oscilação senoidal, uma vez que o hardware de controle se baseia em tal equação.

Considera-se que a oscilação senoidal é disparada num dado instante (t_{det}) toda vez que a simulação determina que uma detonação ocorreu. A frequência natural de oscilação é obtida pela análise espectral. Já para determinar a constante de decaimento da oscilação, foi utilizada a envoltória do sinal, que foi aproximada por meio de uma equação exponencial decrescente conforme figura 34, chegando à equação (85).

Fonte: O autor.

$$V_{sensDet} = (I_0(\omega_e, p_{adm}) + I(t)) \cdot \text{sen}(2 \cdot \pi \cdot 7,33 \cdot 10^3 \cdot t) \quad (85)$$

$$I(t) = I_{Det}(\omega_e, p_{adm}) \cdot u(t - t_{det}) \cdot e^{-\frac{(t-t_{det})}{1,57 \cdot 10^{-3}}} \quad (86)$$

$V_{sensDet}$: tensão do sensor de detonação V;

$I_0(\omega_e, p_{adm})$: intensidade do ruído em V.

$I_{Det}(\omega_e, p_{adm})$: intensidade da detonação em V.

t : tempo em s.

t_{det} : instante em que ocorre a detonação tempo em s.

$\omega_e(t)$: rotação do motor em RPM;

p_{adm} : pressão no coletor de admissão em Pa;

$u(t - t_{det})$: função degrau unitário.

- **Válvula injetora de combustível (bico injetor)**

Para levantar a curva característica do bico injetor, foi utilizado um gerador de função, a fim de gerar vários pulsos com largura fixa e precisa, e uma balança de precisão. Como o gerador de função não é capaz de fornecer a corrente necessária para acionar o bico injetor (da ordem de 1A), é necessário usar um circuito auxiliar de potência, conforme mostrado na figura 35, em que foi utilizado um MOSFET para acionar o bico injetor. A bomba de combustível também foi energizada, pois esta é necessária para manter a pressão na linha de combustível. Os injetores foram então introduzidos dentro de um frasco, sendo este pesado no início e fim de cada teste. A fim de minimizar o erro, foi utilizada uma grande quantidade de pulsos de injeção, entre 100 e 500 pulsos.

Figura 35 – Ensaio realizado com o bico injetor.

Fonte: O autor.

No primeiro teste, feito no injetor do cilindro 1, com combustível E30, o tempo de injeção variou de 0 a 10 ms, com passo de 0.5 ms, e de 10 a 30 ms, com passo de 2 ms. Os dados foram então analisados, conforme mostrado na figura 36. A massa injetada apresenta uma dependência fortemente linear com o tempo de injeção, fato que já era esperado. Nota-se, com base na análise dos dados apresentados na figura 36, que o comportamento da massa injetada para tempos de injeção menores que 1,5 ms não é linear, como prevê o modelo adotado. Porém, a massa injetada neste intervalo é insuficiente para manter o motor operando. Deste modo, aproximar este intervalo por uma curva linear é aceitável. A fim de avaliar a influência da composição da mistura na massa injetada, o teste foi repetido para o combustível E100 (etanol), porém, com um número menor de pontos.

A partir dos dados coletados, foi feito um ajuste de curva utilizando o método dos mínimos quadrados, resultando nas equações (87) e (88) com erro médio de 1,27% ou $0,224 \cdot 10^{-6} \text{kg}$:

$$m(t_{inj})_{E30} = \max(3,124 \cdot t_{inj} - 2,341 ; 0) \quad (87)$$

$$m(t_{inj})_{E100} = \max(3,208 \cdot t_{inj} - 2,614 ; 0) \quad (88)$$

t_{inj} : tempo de injeção em ms;

m : massa injetada em 10^{-6}kg .

Também foi feito um teste em um ponto aleatório para verificar a influência da frequência de funcionamento do injetor sobre a massa injetada, uma vez que o número de injeções por minuto sobe com o aumento da rotação do motor. Foi utilizada uma frequência de 10Hz, que corresponde a uma condição de 1200RPM do motor, e uma frequência dez vezes maior, 100Hz. Porém, nenhuma diferença relevante na massa injetada foi observada, conforme tabela 8.

Tabela 8 – Influência da frequência na massa injetada (combustível E30).

Tempo de injeção (ms)	Frequência (Hz)	Largura do pulso (%)	Massa injetada (10^{-5}kg)
6,5	10	6,5	1,80
6,5	100	65,0	1,79

Fonte: O autor.

Nos demais injetores, o teste foi feito em alguns pontos específicos para estimar o quão próximo as curvas características de cada bico injetor estão entre si (tabela 9). A partir dos dados do injetor 1, foi calculado o erro médio cometido caso a massa injetada dos demais bicos fosse aproximada pelas equações (87) e (88). Conforme a tabela 9, o erro máximo é da ordem de 2%, decaindo com o aumento do tempo de injeção. Portanto, para este trabalho, foi aproximada a massa injetada dos demais bicos pelas equações (87) e (88).

Tabela 9 – Massa injetada por bico (combustível E30).

Tempo de injeção (ms)	Massa injetada (10^{-5} kg)				
	Injetor 1	Injetor 2	Injetor 3	Injetor 4	Erro médio (%)
1	0	0	0	0	-
5	1,32	1,36	1,38	1,32	1,86
10	2,88	2,90	2,92	2,82	1,04
20	6,02	5,98	6,10	5,94	0,83
30	9,14	9,18	9,24	9,00	0,84

Fonte: O autor.

4.2 ENSAIOS REALIZADOS NO MOTOR

Foram realizados dois tipos de ensaios no motor, sendo o primeiro tipo em regime permanente, no qual o motor opera em regime constante, permanecendo o valor das variáveis de controle fixo, sendo colhido o valor médio das variáveis de interesse. E o segundo tipo de ensaio, realizado em regime transitório (ensaios dinâmicos), em que é coletado o comportamento em função do tempo das variáveis de interesse. Cada ensaio é descrito de forma mais detalhada nos tópicos a seguir.

- **Levantamento dos parâmetros do motor**

Antes de iniciar os testes, é necessário levantar alguns parâmetros físicos do motor, conforme mostrado na tabela 10. Neste trabalho, é estudado o motor do veículo GOL ano 2008, cujo modelo é o EA 111 VHT (*very high torque*) 1.6L. O motor é naturalmente aspirado, possui 4 cilindros com 8 válvulas, tem taxa de compressão

12,1:1, sistema de injeção multiponto, válvula borboleta eletrônica e válvula termostática mecânica. Não possui válvula EGR. Alguns dados, como o diâmetro e o curso do pistão, a massa e a composição do cabeçote e do bloco do motor, foram obtidos pelo manual do fabricante. A massa e densidade do óleo do motor foram determinadas através do óleo utilizado e do volume de óleo contido no motor.

Para determinar o volume do coletor de admissão, ele teve de ser removido do motor, uma das suas extremidades foi tampada e o seu volume interno preenchido com água. Este volume de água é, então, medido com uma proveta ou pode ser também obtido por meio de pesagem. O volume de água assim obtido é, portanto, o próprio volume do coletor de admissão. Após o procedimento, o coletor recebeu jatos suaves de ar comprimido e foi posto a secar naturalmente em um ambiente limpo e sem acúmulo de pó. Depois de seco, ele foi novamente limpo com jatos de ar comprimido e montado novamente no motor.

Tabela 10 – Dados do motor.

Fluido de refrigeração interno ao motor	3,4 ℓ
Massa e composição do cabeçote	12,5 kg de alumínio
Massa e composição do bloco	59,7 kg de ferro fundido
Diâmetro do pistão	76,5 mm
Curso do pistão	86,9 mm
Massa de óleo do motor	3,5 kg
Densidade do óleo utilizado	849,2 kg/m ³
Volume do coletor de admissão	3,2 ℓ

Fonte: O autor.

- **Ensaio 1: Perdas por fricção**

Para este ensaio, é recomendado o uso de um dinamômetro ativo. Na referência [34], são discutidas formas de fazer o ensaio em um dinamômetro tipo passivo, caso não se disponha de um dinamômetro ativo figura 37.

Figura 37 – Motor montado no dinamômetro ativo do IPT.

Fonte: O autor.

O objetivo deste teste é levantar o mapa das perdas por atrito de fricção em função da rotação e temperatura do motor. O motor é acionado, visando aquecê-lo até que este atinja a temperatura do óleo desejada, sendo então desligado. Com o motor ainda quente, e na temperatura desejada, o dinamômetro ativo deve girar o volante do motor, sendo colhidos os valores da temperatura do óleo, da pressão no coletor de admissão, da pressão no coletor de escape, da rotação e do torque gerado pelo dinamômetro. É recomendável levantar ao menos cinco pontos de temperatura por rotação, pois o óleo utilizado nos motores é do tipo multiviscoso. Os ensaios foram feitos com a temperatura do óleo indo de 50 a 90°C com passo de 10°C, e a rotação de 1000 a 4000RPM com passo de 1000 RPM.

- **Ensaio 2: Sistema de ar e perdas por bombeamento**

Este ensaio tem por objetivo identificar o mapa das perdas por bombeamento e os dois mapas principais que compõe o subsistema de ar: a função característica da válvula borboleta e a eficiência volumétrica. Para realizar este ensaio, é necessário

medir a pressão e a temperatura ambientes, pressão e temperatura do coletor de admissão (sinal do sensor MAP), o fluxo de ar admitido (sinal do sensor MAF), a posição da válvula borboleta (sinal do TPS) e a pressão do coletor de escape. Caso o sensor MAF não esteja disponível, deve-se anotar o valor do tempo de injeção e o sinal do sensor lambda do tipo banda larga para, a partir destes, estimar o fluxo de ar admitido. A eficiência volumétrica tende a variar em função da composição do combustível utilizado devido à dinâmica de vaporização de cada combustível. Portanto, é necessário realizar este teste para composições variadas de combustível.

Foi utilizado um dinamômetro de bancada hidráulico do tipo passivo. A rotação do motor foi controlada com o dinamômetro na faixa de 1500 a 4500 RPM, com passos de 500 RPM. Ou seja, foram levantados pontos em sete rotações distintas. A pressão no coletor de admissão foi controlada através da posição da borboleta na faixa de 45 a 90kPa, com passos de 15kPa. Ou seja, foram levantados pontos em quatro pressões distintas. Logo, como para cada valor de rotação fixado foram levantados pontos para as diferentes pressões, foram fixadas vinte e oito condições de operação, dadas pelas diferentes rotações e pressões fixadas. Os testes foram feitos para E27, E52, E68, E79 e E100.

A borboleta pode ser controlada através do sinal do pedal do acelerador. Para o caso deste trabalho, como foi utilizada uma ECU programável, a posição da borboleta foi controlada através de um sistema interno da ECU desenvolvido pelo grupo de eletrônica automotiva da POLI-USP.

Conforme já mencionado, a eficiência volumétrica também varia com o fator lambda. Porém, foi desprezada tal influência [34]. Pode ser feito um teste adicional, mantendo a pressão no coletor de admissão estável e variando o tempo de injeção a fim de mudar o fator lambda.

- **Ensaio 3: Ângulo de ignição e fator lambda**

Este ensaio tem por objetivo observar a influência do ângulo de ignição e do fator lambda sobre o torque produzido pelo motor. Como os resultados experimentais da referência [34] sugerem que a curva de torque, em função do ângulo de ignição, varia com a composição do combustível, é necessário repetir este teste para composições diferentes. Os resultados também demonstram que a relação entre o torque e o ângulo de ignição tem característica parabólica (polinômio de segundo grau), sendo necessário, portanto, coletar ao menos três pontos para identificar o polinômio.

Da mesma forma que no teste anterior, é necessário manter constantes os outros parâmetros, como rotação, pressão no coletor de admissão e fator lambda, para que não influam no teste. A rotação do motor foi de 1500 a 4500 RPM, com passos de 500 RPM, e a pressão no coletor de admissão de 45 a 90kPa, com passos de 15kPa. Para cada conjunto de cinco pontos de ângulo de ignição, foram coletados a temperatura do óleo, o torque e o tempo de injeção. Em seguida, para cada condição de pressão e de rotação, o ângulo de ignição é mantido fixo e o valor de lambda é alterado através do tempo de injeção, para cinco valores de lambda (entre 0,85 e 1,15), sendo coletados: o ângulo de ignição, tempo de injeção e temperatura do óleo. Deve-se repetir testes para diferentes valores de composição, sendo alguns destes destinados à validação do modelo.

- **Ensaio dinâmico 1: Subsistema ar e de combustível**

O objetivo deste teste é observar o comportamento no tempo da pressão do coletor de admissão e da dinâmica de resposta da sonda lambda, decorrentes de estímulos aplicados à válvula borboleta e à válvula de injeção de combustível (bico injetor).

Mantendo-se constantes a rotação do motor e a pressão do coletor de admissão, aplicam-se dois tipos de estímulos à referência de tempo de injeção de combustível, sendo um destes estímulos do tipo degrau e o outro, uma onda

retangular. Estes tipos de estímulos foram escolhidos como padrão para todos os ensaios feitos, por serem mais adequados a sistemas não lineares, possuírem um grande número de harmônicos e, estarem mais próximos da natureza dos sinais de controle gerados pela ECU. São coletadas a temperatura e a pressão do ar no coletor de admissão, a temperatura do motor e o sinal de resposta da sonda lambda em função do tempo. Este ensaio permite obter os parâmetros da dinâmica de evaporação do combustível e do percurso da mistura ar-combustível até a sonda lambda. A rotação do motor foi de 1500 a 4500 RPM, com passos de 500 RPM, e a pressão no coletor de admissão de 45 a 90kPa, com passos de 15kPa. Concomitantemente, aproveitando as condições de rotação e pressão do ensaio anterior, também foram aplicados degraus na válvula borboleta. Porém, o tempo de injeção foi determinado pelo controlador da sonda lambda, sendo mantida fixa a referência do controlador da razão ar-combustível.

- **Ensaio dinâmico 2: Subsistema térmico**

O objetivo deste ensaio é observar o comportamento, no tempo, das temperaturas do fluido de refrigeração saindo do motor, do fluido de refrigeração entrando no motor e do óleo do motor, tanto durante o aquecimento quanto durante o resfriamento do motor. Os ensaios de aquecimento foram realizados mantendo-se a rotação do motor constante durante os ensaios, para várias situações de rotação e composição do combustível. Já nos ensaios de resfriamento, o motor é desligado, passando a se resfriar de forma natural e, numa segunda condição, sob efeito de convecção forçada feita com um ventilador industrial. Estes ensaios também podem ser feitos em paralelo com os demais ensaios, ou seja, pode-se observar o aquecimento do motor e o uso do ventilador conjuntamente com a execução de outros ensaios.

- **Ensaio dinâmico 3: Detonação**

O objetivo deste ensaio é observar a influência das condições de operação do motor, como rotação, pressão no coletor de admissão e avanço de ignição, sobre o

signal do sensor de detonação, permitindo determinar a probabilidade e a intensidade de sua ocorrência.

Inicialmente, mantendo-se a rotação e a pressão no coletor de admissão constantes, aplica-se uma rampa com níveis discretos, de forma a aumentar o avanço de ignição. A faixa de valores utilizada na rampa é obtida experimentalmente, fazendo-se o uso do osciloscópio em conjunto com um filtro passa alta para visualizar o sinal do sensor de detonação, ou fazer uso do parâmetro perceptual (audibilidade) associado ao som obtido a partir do sinal do sensor. Para o caso deste trabalho, optou-se por utilizar ambos, pois se considera a possibilidade de danos ao motor para o caso de se observar o sinal apenas com osciloscópio.

No ensaio, aumenta-se o ângulo de referência da ECU, até o ponto em que se observa uma diferença significativa no sinal captado com o osciloscópio e no timbre do som obtido a partir do sensor. A detonação, por ter componentes de alta frequência, possui o som característico. Obviamente a percepção de tal som está sujeita a variações, por se tratar de um parâmetro perceptual. Porém, distingue-se nitidamente, na medida em que se aumenta o avanço de ignição, o surgimento de uma batida intensa no som, obtido a partir do sensor de detonação. Pode-se questionar tal método. Contudo, o objetivo do ensaio é obter a morfologia da curva, em função das condições de operação do motor citadas. O ângulo de ignição, no qual ocorre a detonação intensa é, então, adotado como o valor máximo da rampa discreta. O valor mínimo é obtido diminuindo-se o avanço máximo em pelo menos 10 ou 15° de modo que não se observasse mais a detonação. A figura 38 mostra um perfil característico obtido com o osciloscópio. Considera-se que nas regiões: 1, 2, 3, 7, 8, 9, 13, 14, 15, tem-se a presença da detonação através da análise perceptual do sinal obtido.

Figura 38 – Sinal filtrado obtido com o osciloscópio para diferentes ângulos de ignição.

Fonte: O autor.

Figura 39 – Sinal de referência aplicado ao ângulo de ignição.

Fonte: O autor.

A rampa discreta (figura 39) é aplicada na referência do ângulo de ignição, sendo coletados, em função do tempo, a resposta do sensor de detonação, a pressão do ar no coletor de admissão, a rotação, a temperatura do motor e o sinal da sonda lambda. Para o sensor de detonação, utilizou-se uma taxa de amostragem elevada, de 100kHz. Recomenda-se utilizar taxas de amostragem superiores a 40kHz, que corresponde ao necessário para aquisitar a faixa correspondente a do espectro de

frequências audíveis, a partir da referência [25]. Sugere-se uma amostragem mínima de 20kHz. A rotação do motor foi de 1500 a 4500 RPM, com passos de 500 RPM, e a pressão no coletor de admissão de 45 a 90kPa, com passos de 15kPa, para a gasolina E27. Já para as demais composições, utilizou-se apenas a pressão de admissão de 90kPa, pois, conforme a concentração de etanol aumenta, a intensidade da detonação tende a diminuir, sendo difícil observar o fenômeno para valores de pressão inferiores a 90kPa.

- **Ensaio dinâmico 4: Validação da simulação HIL**

O objetivo deste ensaio é permitir que se faça tanto a validação final da simulação HIL em malha fechada com a ECU, quanto a avaliação do desempenho da simulação. O ensaio é feito aplicando estímulos ao pedal do acelerador, sendo estímulos do tipo degrau e rampa discreta. Parte dos ensaios foi feito em vazio, ou seja, o dinamômetro não estava controlando a rotação do motor, e outra parte com carga. A rotação do motor foi de 1500 a 3500 RPM, com passos de 1000 RPM. Para este teste, devem ser coletadas todas as variáveis do motor, tanto de seus sensores quanto de seus atuadores, em função do tempo.

4.3 IDENTIFICAÇÃO DO SUBSISTEMA DE AR

A partir dos dados obtidos com o ensaio 2, foi feita a identificação do mapa da eficiência volumétrica e da função característica da válvula borboleta. Para identificar a eficiência volumétrica, foi utilizada a equação (89). Caso não se disponha do sensor MAF, pode-se utilizar o sinal da sonda lambda de banda larga em conjunto com a massa injetada de combustível para estimar a massa de ar admitida, conforme mostrado na equação (92). Já para a válvula borboleta, existem duas possibilidades de modelos, conforme subseção 2.3.1, então fez-se a identificação de ambos pelas equações (90) e (91), escolhendo o modelo que apresentou o menor erro de simulação.

$$\eta_{Vol}(\omega_e, p_{adm}) = \frac{\dot{m}_{ar}}{\frac{p_{adm}}{R \cdot T_{adm}} \cdot \frac{V_d}{N} \cdot \frac{\omega_e(t)}{60}} \quad (89)$$

$$F_c(\omega_e, \theta) = \frac{\dot{m}_{ar} \cdot \sqrt{R \cdot T_{adm}}}{p_{adm} \cdot \Psi\left(\frac{p_{amb}}{p_{adm}}\right)} \quad (90)$$

$$A(\theta) = \frac{\dot{m}_{ar} \cdot R \cdot T_{amb}}{p_{amb} \cdot \sqrt{p_{amb} - p_{adm}}} \quad (91)$$

$$\dot{m}_{ar} = \dot{m}_{MAF} \text{ ou } \dot{m}_{ar} = \lambda \cdot \dot{m}_{inj} \cdot \sigma_0(Ex) \quad (92)$$

η_{Vol} : eficiência volumétrica (adimensional).

F_c : função característica da válvula (modelo 01);

A : área de abertura da válvula em m² (modelo 02);

$\dot{m}_{ar}$: vazão mássica admitida de ar em kg/s;

$\dot{m}_{MAF}$: vazão mássica de ar medida com o sensor MAF em kg/s;

$\dot{m}_{inj}$: massa de combustível injetada em kg/s;

σ_0 : relação estequiométrica para composição Ex ;

λ : fator lambda medido com o sensor de banda larga (adimensional);

V_d : volume de descolamento do motor em m³;

ω_e : rotação do motor em RPM;

p_{adm} : pressão no coletor de admissão em Pa;

T_{adm} : temperatura no coletor de admissão em K.

N : número de voltas entre os ciclos de expansão do cilindro (adimensional). $N=2$ para motores de 4 tempos;

θ : ângulo de abertura da válvula em °;

R : constante mássica dos gases para o ar em J/(kg*K);

Ψ : função fluxo.

Para que, então, se identifique a curva desejada, interpolam-se os pontos obtidos. Também se realiza a extrapolação, para evitar erros computacionais na simulação, de forma a garantir uma maior robustez da simulação, pois pontos fora da interpolação original podem ser requisitados durante o decorrer da simulação e, caso não haja extrapolação, ocorre erro na simulação.

Para o caso da eficiência volumétrica, existe ainda um problema relacionado à sua condição de contorno, uma vez que esta assume um valor indeterminado para o caso de a rotação do motor ou a pressão no coletor de admissão tenderem a zero, conforme pode ser observado na equação (93). Três hipóteses, portanto, foram verificadas: o valor da eficiência volumétrica tendendo a zero quando tanto a rotação do motor quando a pressão de admissão tendem a zero, conforme figura 40, o valor da eficiência volumétrica tendendo a um (nas mesmas condições), conforme figura 41, e, no último caso, o resultado da interpolação sem condições de contorno, conforme figura 42. O modelo que apresentar o menor erro de simulação deve ser o escolhido.

$$\lim_{\omega_e \rightarrow 0} \eta_{Vol}(\omega_e, p_{adm}) = \frac{0}{0} \quad \wedge \quad \lim_{p_{adm} \rightarrow 0} \eta_{Vol}(\omega_e, p_{adm}) = \frac{0}{0} \quad (93)$$

Figura 40 – Eficiência volumétrica com condição de contorno em zero.

Fonte: O autor.

Figura 41 – Eficiência volumétrica com condição de contorno em um.

Fonte: O autor.

Figura 42 – Eficiência volumétrica sem condição de contorno.

Fonte: O autor.

Para o caso do modelo do fluxo de ar através da válvula borboleta, duas formulações foram utilizadas para o parâmetro $A(\theta)$ da equação (93), de forma a se obter duas aproximações para a curva obtida da área de abertura da válvula borboleta usando o modelo da equação (93). A primeira do tipo potência, equação (94), e a segunda um polinômio do segundo grau, equação (95). Do mesmo modo que feito anteriormente, as duas aproximações foram testadas, sendo escolhida a que apresentou o menor erro de simulação. A figura 43 apresenta a curva da função fluxo. Na figura 44 e figura 45, apresentam-se, respectivamente, a função característica da válvula borboleta em função da rotação e da abertura da válvula e a área de abertura da válvula borboleta em função da abertura da válvula.

$$A(\theta) = 2,22 \cdot 10^{-6} \cdot \theta^{1,53} \quad (94)$$

$$A(\theta) = (2,13 \cdot \theta^2 + 83,3 \cdot \theta - 433) \cdot 10^{-7} \quad (95)$$

$A(\theta)$: área de abertura da válvula em m^2 ;

θ : ângulo de abertura da válvula em $^\circ$ ou %.

Figura 43 – Função fluxo da válvula borboleta utilizada no modelo da equação (92).

Fonte: O autor.

Figura 44 – Função característica da válvula borboleta utilizada no modelo da equação (92).

Fonte: O autor.

Figura 45 – Área de abertura da válvula borboleta utilizada no modelo da equação (93).

Fonte: O autor.

4.4 IDENTIFICAÇÃO DO SUBSISTEMA DE COMBUSTÍVEL

A partir dos dados obtidos com ensaio dinâmico 1, foi feita a identificação dinâmica da função de transferência do fator lambda, através da função “tfest” do MATLAB. Para identificar a função de transferência, são necessários os sinais de entrada e saída do sistema. No caso, o sinal de saída é a resposta da sonda lambda de banda larga e o sinal de entrada, que é a relação lambda da mistura ar-combustível admitida (lambda de “referência”), é obtido pela massa de ar admitida e pelo combustível injetado.

Conforme mostrado na seção 4.1, entretanto, existe um erro da ordem de 8% entre a massa de ar estimada pelo sensor lambda e pelo sensor MAF, de tal forma que este erro comprometeria os resultados do ensaio por influir na magnitude da relação lambda caso o sinal do sensor MAF seja utilizado para obter a massa de ar admitida. Por se tratar de um ensaio dinâmico, não é possível estimar, pelo sinal da sonda lambda, a massa de ar instantânea admitida fora das regiões de regime do sinal. As funções de transferências possíveis para o subsistema de combustíveis apresentadas na subseção 3.3.2, apresentam ganho unitário para condições de regime do sinal.

Desta forma, buscou-se encontrar uma forma de ajustar a magnitude do sinal de referência do lambda, a partir dos valores em regime do sinal obtido a partir da própria sonda lambda. Como a pressão no coletor de admissão, a rotação do motor e a composição do combustível são constantes, a eficiência volumétrica é tida como constante e então, o fluxo de massa de ar admitido foi considerado constante. As pequenas variações na rotação devem-se, unicamente, ao fato do dinamômetro, enquanto compensador da rotação, não ser um controlador perfeito. Para estimar o lambda de “referência”, foi estabelecida, uma relação inversa entre o fluxo de massa de combustível injetado e o fator lambda de referência, conforme a equação (96). O sinal de rotação foi dividido pelo seu valor médio, apenas para compatibilizar a sua magnitude frente as demais variáveis. O problema encontrado é: como compatibilizar a excursão, ou seja, ajustar a escala do sinal de lambda de “referência” com a do sinal

medido. A forma encontrada foi: remover o valor médio do sinal antes da primeira transição utilizando o critério da condição de regime, conforme equação (97), para eliminar o *offset* do sinal. O sinal obtido, desta forma, pode ser visualizado na figura 46a. A seguir, o ganho do sinal foi corrigido, na equação (98), pelo produto do valor eficaz do componente AC do sinal da sonda lambda dividido pelo valor eficaz do componente AC do sinal lambda de referência. O sinal obtido pode ser visualizado na figura 46b. Desta forma, tem-se a excursão do sinal ajustado, bastando apenas fazer o ajuste de seu *offset*. Por fim, ainda na equação (100), foi adicionado ao sinal de referência o valor médio do sinal da sonda antes da primeira transição, permitindo o ajuste do *offset* do sinal de referência, resultando na sinal final presente na figura 47.

Figura 46 – Etapas na obtenção do sinal de referência.

Fonte: O autor.

$$\lambda_{ref}(t) = \frac{1}{\dot{m}_{inj}(t) \cdot \omega_e(t) / \overline{\omega_e(t)} \Big|_{t=0}^{t=tr}} \quad (96)$$

$$\lambda_{ref}(t) = \lambda_{ref}(t) - \overline{\lambda_{ref}(t)} \Big|_{t=0}^{t=tr} \quad (97)$$

$$\lambda_{ref}(t) = \lambda_{ref}(t) \cdot \sqrt{\frac{\overline{\lambda(t)^2} - \overline{\lambda(t)}^2}{\lambda_{ref}(t)^2 - \overline{\lambda_{ref}(t)}^2}} + \overline{\lambda(t)} \Big|_{t=0}^{t=tr} \quad (98)$$

$\lambda(t)$: sinal da sonda lambda;

$\overline{x(t)}$: operador valor médio do sinal “x”;

$\lambda_{ref}(t)$: sinal de referência do fator lambda;

ω_e : rotação do motor em RPM;

$\dot{m}_{inj}$: massa injetada em kg/s;

tr : instante em que ocorre a primeira transição da massa injetada em s;

t : tempo em s;

Figura 47 – Sinais de referência e da sonda.

Fonte: O autor.

A revisão da literatura feita na subseção 3.3.2 sugere que existem diversos tipos de funções de transferência que podem ser utilizados [25], [26], [31] e [34], equivalentes aos modelos da tabela 11. Optou-se por testar estas opções, escolhendo-se aquela que resulta no menor erro de simulação.

Tabela 11 – Tipos de modelos testados.

Modelo	Função de transferência
01	1 polo
02	2 polos
03	3 polos
04	1 zero e 2 polos
05	1 zero e 3 polos
06	2 zeros e 3 polos

Fonte: O autor.

4.5 IDENTIFICAÇÃO DO SUBSISTEMA MECÂNICO

Primeiramente, a partir dos dados obtidos com os ensaios 1 e 2, obtém-se os mapas de perdas por fricção e por bombeamento dos gases através das equações (99) e (100). Através da equação (100), obtém-se o torque perdido devido as perdas por fricção, que foi modelado como uma curva tridimensional em função da rotação do motor e da temperatura do óleo e, através da equação (101), obtém-se o torque perdido devido ao bombeamento gasoso, que será aproximado como um polinômio em função da pressão de admissão e da rotação do motor. O conjunto de pontos obtidos é interpolado e extrapolado, resultando nos mapas presentes na figura 48 e figura 49.

Figura 48 – Perdas por bombeamento dos gases.

$$T_{bomb}(\omega_e, p_{adm}) = \frac{(p_{exh} - p_{adm}) \cdot V_d}{N \cdot 2 \cdot \pi} \quad (99)$$

$$T_{fric}(T_{\acute{o}leo}, \omega_e) = |T_{Dina}| - \frac{(p_{exh} - p_{adm}) \cdot V_d}{N \cdot 2 \cdot \pi} \quad (100)$$

$$T_{bomb}(\omega_e, p_{adm}) = \min(13,36 + (-8,354 \cdot \omega_e - 1582 \cdot p_{adm} + \dots + 9,958 \cdot 10^{-4} \cdot \omega_e^2 + 0,1139 \cdot \omega_e \cdot p_{adm} + 1,431 \cdot p_{adm}^2) \cdot 10^{-4}; 0) \quad (101)$$

$T_{Dina,ativo}$: torque lido pelo dinamômetro ativo em Nm;

p_{adm} : pressão no coletor de admissão em kPa;

p_{exh} : pressão no coletor de exaustão em kPa;

N : número de voltas entre os ciclos de expansão do cilindro (adimensional). $N=2$ para motores de 4 tempos;

V_d : volume de deslocamento do motor em ℓ (litros).

Figura 49 – Perdas por fricção.

Fonte: O autor.

Uma vez obtidos os mapas das perdas, prossegue-se para o cálculo dos fatores que compõe a eficiência indicada, conforme já discutido na subseção 3.3.3. Foram testadas três formas de modelagem, conforme tabela 12, que serão nominadas de modelo 01, modelo 02 e modelo 03. Como existem diversas combinações possíveis de identificação e técnicas diferentes, optou-se por testar estes três modelos distintos, procurando obter o menor erro de simulação.

Foi usada a mesma notação utilizada na subseção 3.3.3: η_{ζ} , η_{ω_e} e η_{λ} , para o fator da eficiência indicada dependes da ignição, rotação e fator lambda,

respectivamente. O conteúdo da tabela 12 será o objeto de estudo da presente subseção.

Tabela 12 – Tipos de modelos.

Modelo	Fator de eficiência		
	Ignição η_{ζ}	Rotação η_{ω_e}	Lambda η_{λ}
01	Mapa dos coeficientes obtidos com polinômios de segundo grau	Equação (108)	Teórico
02	Polinômio de primeiro grau para pressão na admissão e segundo grau para o ângulo	Equação (108)	Mapa dos coeficientes obtidos com polinômios de segundo grau
03	Mapa dos coeficientes obtidos com polinômios de segundo grau	Obtida na identificação da ignição	Equação (107)

Fonte: O autor.

Na identificação de todos os três modelos, inicia-se pela identificação do fator da eficiência indicada dependente da ignição η_{ζ} . No modelo 01, esta identificação é feita através do ajuste de um polinômio do segundo grau, conforme a figura 50, ao conjunto de dados obtidos para composição, rotação e pressão fixas conforme se varia o ângulo de ignição. Os pontos na curva são obtidos através da primeira igualdade da equação (102), enquanto a segunda igualdade serve para ajustar os pontos a um polinômio de segundo grau. No modelo 02, a identificação de η_{ζ} baseia-se no uso de um polinômio com dependência linear da pressão na admissão e quadrática para o ângulo de ignição (equação (103)), conforme a figura 51. No modelo 03, η_{ζ} é o mesmo do modelo 01.

$$\eta_{\zeta} = \frac{T_{Dina} + T_{perdas}}{\frac{m_{\varphi} \cdot H(Ex)}{N \cdot 2 \cdot \pi}} = a \cdot \theta_{\zeta}^2 + b \cdot \theta_{\zeta} + c \quad (102)$$

$$\eta_{\zeta}(\omega_e, p_{adm}) = \min(k_{p1} + k_{p2} \cdot p_{adm} + k_{p3} \cdot \omega_e + k_{p4} \cdot \omega_e^2 + \dots + k_{p5} \cdot \omega_e \cdot p_{adm}; 0) \quad (103)$$

η_{ζ} : fator da eficiência indicada dependente do ângulo de ignição;

T_{Dina} : torque lido pelo dinamômetro em Nm;

T_{perdas} : perdas em Nm (conforme subseção 3.3.3);

m_{φ} : massa de combustível admitida, em kg, em um ciclo do motor ($N \cdot 2 \cdot \pi$);

N : número de voltas entre os ciclos de expansão do cilindro (adimensional). $N=2$ para motores de 4 tempos;

$H(Ex)$: poder calorífico inferior da mistura de combustível utilizada em J/kg;

Figura 50 – Exemplo de identificação do fator de eficiência em função do ângulo de ignição.

Fonte: O autor.

Figura 51 – Fator de eficiência em função do ângulo de ignição do modelo 02.

Eficiência de ignição para E27

Fonte: O autor.

A partir dos coeficientes identificados com a equação (102), são extraídos o ângulo ótimo de ignição $\widehat{\theta}_z$, conforme a equação (104), e o fator de ignição k_z ,

conforme a equação (105). Ambos serão utilizados nos modelos 01 e 03. O ângulo ótimo de ignição é reproduzido na figura 52 e o fator de ignição na figura 53.

O fator de eficiência dependente da rotação η_{ω_e} do modelo 03, que se trata da eficiência indicada para uma condição ótima de ângulo de ignição, será obtido conforme a equação (106). Na figura 54, o fator η_{ω_e} é identificado como uma curva tridimensional em função da pressão de admissão e da rotação.

$$\widehat{\theta}_{\zeta} = -\frac{b}{2 \cdot a} \quad (104)$$

$$k_{\zeta} = -\frac{-a}{a \cdot \widehat{\theta}_{\zeta}^2 + b \cdot \widehat{\theta}_{\zeta} + c} \quad (105)$$

$$\eta_{\omega_e} = a \cdot \widehat{\theta}_{\zeta}^2 + b \cdot \widehat{\theta}_{\zeta} + c \quad (106)$$

a, b, c : termos do polinômio obtidos pela equação (102);

$\widehat{\theta}_{\zeta}$: ângulo ótimo de ignição em °APMS;

k_{ζ} : fator de ignição (adimensional);

η_{ω_e} : fator da eficiência indicada dependente da rotação (adimensional).

Figura 52 – Exemplo de identificação do ângulo ótimo de ignição, modelos 01 e 03.

Fonte: O autor.

Figura 53 – Exemplo de identificação do fator de ignição, modelos 01 e 03.

Fonte: O autor.

Figura 54 – Fator de eficiência em função da rotação do modelo 03.

Fonte: O autor.

Para o caso do modelo 01, o fator de eficiência em função da razão lambda foi obtido de forma teórica a partir da curva presente na referência [34], reproduzida na figura 55. Nesta referência, o fator de eficiência indicada em função da razão lambda é a eficiência de combustão, pois se considerou que a principal influência do fator lambda na eficiência indicada é sua relação com a eficiência de combustão e, conjuntamente, se considerou que a principal influência da eficiência de combustão é o fator lambda. Já para o modelo 02, a mesma foi aproximada por um polinômio de segundo grau que depende somente do fator lambda e da composição do combustível. A figura 56 mostra o fator η_λ para uma composição de combustível fixa e a figura 57 o fator η_λ é apresentado sob a forma de um mapa tridimensional em função da composição do combustível e da razão lambda. Já para o modelo 03, o fator de correção foi obtido pela equação (107).

$$\eta_\lambda = \frac{T_{Dina} + T_{perdas}}{\frac{m_\varphi \cdot H(Ex)}{N \cdot 2 \cdot \pi} \cdot \eta_\zeta \cdot \eta_{\omega_e}} \quad (107)$$

η_{ω_e} : fator da eficiência indicada dependente da rotação do motor;

η_λ : fator da eficiência indicada dependente da relação ar-combustível;

η_ζ : fator da eficiência indicada dependente do ângulo de ignição;

T_{Dina} : torque lido pelo dinamômetro em Nm;

T_{perdas} : perdas em Nm (subseção 3.3.3);

m_φ : massa de combustível admitida em kg em um ciclo do motor ($N \cdot 2 \cdot \pi$);

N : número de voltas entre os ciclos de expansão do cilindro (adimensional). $N=2$ para motores de 4 tempos;

$H(Ex)$: poder calorífico inferior da mistura de combustível utilizada em J/kg;

Figura 55 – Fator da eficiência em função de lambda do modelo 01.

Fonte: O autor.

Figura 56 – Exemplo de identificação da eficiência em função de lambda do modelo 02. Pontos com maior dispersão (a), e com menor dispersão (b).

Fonte: O autor.

Figura 57 – Fator da eficiência em função de lambda do modelo 02.

Fonte: O autor.

Para o caso dos modelos 01 e 02, o fator da eficiência indicada em função da rotação foi obtido pela equação (108).

$$\eta_{\omega_e} = \frac{T_{Dina} + T_{perdas}}{\frac{m_{\phi} \cdot H(Ex)}{N \cdot 2 \cdot \pi} \cdot \eta_{\lambda} \cdot \eta_{\zeta}} \quad (108)$$

η_{ω_e} : fator da eficiência indicada dependente da rotação do motor;

η_{λ} : fator da eficiência indicada dependente da relação ar-combustível;

η_{ζ} : fator da eficiência indicada dependente do ângulo de ignição;

T_{Dina} : torque lido pelo dinamômetro em Nm;

T_{perdas} : perdas em Nm (subseção 3.3.3);

m_{ϕ} : massa de combustível admitida em kg em um ciclo do motor ($N \cdot 2 \cdot \pi$);

5 ANÁLISE E RESULTADOS DA SIMULAÇÃO

Com os modelos apresentados e identificados no capítulo 4, prossegue-se para a etapa de validação e seleção, para a sua posterior implementação dentro do simulador HIL. Os modelos utilizados na simulação HIL encontram-se no apêndice A.

A validação foi feita através de métricas estáticas, com o intuito de analisar o quão próximos os resultados obtidos com a simulação dos modelos estão dos sinais reais que foram medidos. As métricas selecionadas para analisar o desempenho dos modelos pautam-se na análise do erro e da similaridade entre o sinal simulado e o medido. Para as métricas relativas ao erro, foram selecionadas o erro absoluto médio (MAE) e o erro percentual absoluto médio (MAPE). Já para a análise de similaridade, foi utilizado o coeficiente de determinação (R^2). A definição formal de cada métrica utilizada encontra-se no apêndice B.

5.1 SIMULAÇÃO E SELEÇÃO DOS MODELOS

Antes da implementação final no LabCar, os modelos apresentados foram selecionados, conforme discutido. Para analisar o desempenho dos modelos, utilizou-se parte do conjunto de dados que foi reservada para a validação dos modelos, pois não se deve validar os modelos com os mesmos dados usados na identificação.

- **Subsistema de ar**

Na seção 4.3, obtiveram-se três modelos possíveis para representar o subsistema de ar. Inicialmente, identificou-se um dos modelos, no qual se identifica a função característica da válvula borboleta como sendo um mapa dependente de sua abertura e da rotação do motor. Fez-se a análise do mapa obtido, através de gráficos nos quais se considera a rotação fixa, variando-se somente abertura da válvula. Ou seja, a partir da curva tridimensional, obtiveram-se diversas curvas bidimensionais,

cada uma com um valor de rotação específico. Sobrepôs-se, então, diversos gráficos, obtidos em diferentes condições de rotação, conforme pode-se observar na figura 58.

Figura 58 – Função característica da válvula borboleta para diferentes condições de rotação.

Fonte: O autor.

Constata-se a saturação da curva, independente da condição de rotação. Porém, o ângulo de abertura da válvula, no qual a saturação ocorre, muda em função da rotação. Este fato se deve à restrição imposta pela máxima vazão mássica de ar que o motor é capaz de admitir para uma dada condição de rotação. Como o que se vê na curva é uma composição das influências de restrição impostas pela válvula e também pela própria vazão mássica do motor, sugere-se modelar o fluxo através da válvula também como função da rotação do motor. Porém, neste trabalho, os modelos apresentados na seção 3.3, que não modelam o fluxo através da válvula como função da rotação do motor, também foram testados.

Do mesmo modo que foi feito para a válvula borboleta, analisou-se a eficiência volumétrica, que é originalmente modelada como um mapa dependente da rotação, pressão na admissão e composição do combustível, conforme disposto na figura 59. Porém, as curvas obtidas não evidenciam um padrão de comportamento da eficiência volumétrica em função de nenhum destes parâmetros. Manteve-se, então, o modelo da eficiência volumétrica original de [34].

Fonte: O autor.

Figura 60 – Exemplos de resultados obtidos com a simulação do subsistema de ar.

Fonte: O autor.

Para a validação, foram utilizados três tipos de estímulos aplicados à válvula borboleta: do tipo degrau, do tipo pulso retangular e do tipo rampa discreta, conforme figura 60, para diferentes condições de rotação e composição do combustível.

Aplicou-se as métricas nos resultados gerados com as simulações, considerando-se o sinal filtrado medido da pressão na admissão como referência. Testou-se, também, as condições de contorno discutidas na seção 4.3, sendo os resultados apresentados na tabela 13. A partir dos resultados presentes na tabela 13, seleciona-se o modelo 1 com condição de contorno da eficiência volumétrica tendendo a 0. Contudo, nota-se que o modelo 2 também apresentou desempenho próximo ao modelo escolhido e, por ser mais simples, pode ser uma alternativa útil, principalmente caso se deseje economizar recursos computacionais.

Tabela 13 – Métricas aplicadas as simulações do subsistema de ar.

modelo	Condição de contorno da eficiência volumétrica	Coeficiente de determinação	MAE (kPa)			MAPE (%)
			Médio	Máximo	Desvio padrão	
01	-	0,716	1,9	10,7	1,8	3,25
	Limite tendendo a 1	0,690	2,1	11,8	2,1	3,73
	Limite tendendo a 0	0,732	1,8	9,4	1,6	3,05
02	-	0,667	2,1	14,5	2,0	3,51
	Limite tendendo a 1	0,654	2,2	15,3	2,2	3,70
	Limite tendendo a 0	0,682	2,0	12,4	1,8	3,29
03	-	0,629	2,5	12,0	1,8	3,88
	Limite tendendo a 1	0,617	2,6	12,4	2,0	4,13
	Limite tendendo a 0	0,652	2,3	9,8	1,6	3,51

Fonte: O autor.

- **Subsistema de combustível**

Na seção 4.4, obtiveram-se seis modelos possíveis para representar o subsistema de combustível. Inicialmente, disponha-se apenas de dois dos modelos, nos quais se modela a dinâmica de resposta da sonda lambda em função do fator lambda de referência, obtido para uma dada condição de massa de combustível injetada e ar admitido pelo motor, como sendo uma função de transferência, composta por dois zeros e três polos, para o caso do primeiro modelo, e um zero e três polos

para o caso do segundo modelo. Na subseção 3.3.2, onde tais modelos foram apresentados, inclui-se, em sua descrição, a dinâmica de mistura dos gases de escape no coletor de escape. Além do processo de mistura dos gases que o coletor recebe, com os gases contidos em seu interior, também ocorre a renovação dos gases contidos no coletor pois, os gases recebidos também os expulsam para o cano de escape. Devido à elevada vazão volumétrica do motor levantou-se a hipótese de a dinâmica da evaporação do combustível predominar sobre a dinâmica de mistura e de resposta da sonda. Para investigar esta hipótese, utilizou-se de um modelo mais simples composto por um zero e dois polos e dos demais modelos, já apresentados na seção 4.4, a serem testados na presente etapa de validação. Para validação, foram utilizados três tipos de estímulos aplicados à referência do tempo de injeção do bico: tipo degrau, pulso retangular e rampa discreta (figura 61), para diferentes condições de rotação e composição do combustível.

Figura 61 – Resultados obtidos com a simulação do subsistema de combustível.

Fonte: O autor.

Aplicou-se as métricas nos resultados gerados com as simulações considerando-se o sinal filtrado medido da sonda lambda como referência. A partir dos resultados presentes na tabela 14, seleciona-se o modelo composto por um polo. O fato deste modelo mais simples ter tido um melhor desempenho corrobora a hipótese da predominância da dinâmica de evaporação do combustível sobre os demais fenômenos de mistura dos gases e da dinâmica de resposta da própria sonda.

Tabela 14 – Métricas aplicadas às simulações do subsistema de combustível.

modelo	Coeficiente de determinação	MAE (adimensional)			MAPE (%)
		Médio	Máximo	Desvio padrão	
1 polo	0,981	0,007	1,205	0,011	0,730
2 polos	0,980	0,007	1,239	0,011	0,731
3 polos	0,527	0,022	18,229	0,168	2,407
1 zero 2 polos	0,954	0,008	8,905	0,085	0,869
1 zero 3 polos	0,856	0,011	16,659	0,153	1,205
2 zeros 3 polos	0,876	0,012	13,092	0,124	1,329

Fonte: O autor.

- **Subsistema mecânico**

Obtiveram-se três modelos na seção 4.5 para representar o subsistema mecânico. Como o subsistema mecânico não conta com funções de transferência ou integradores, por se tratar de um modelo de valor médio, procedeu-se à sua validação com o uso de testes estáticos, considerando diferentes condições de operação do motor como: temperatura, fator lambda, rotação, pressão na admissão, ângulo de ignição e composições de combustível.

Aplicaram-se as métricas nos resultados gerados com as simulações, considerando-se o torque médio obtido para uma dada condição de operação do motor como referência. A figura 62 apresenta um gráfico do erro percentual absoluto médio (MAPE) para os diferentes modelos.

Figura 62 – Erro dos resultantes do subsistema mecânico.

Fonte: O autor.

A partir dos resultados presentes na tabela 15, seleciona-se o modelo 2. O fato deste modelo ter apresentado um menor erro provavelmente se deva, entre outros fatores, ao uso de um polinômio para o cálculo do fator de correção em função do ângulo de ignição. O uso de um polinômio garante uma curva mais suave quando comparado a um mapa obtido pela interpolação de um conjunto de dados. Contudo, não se descarta a influência de outros fatores, uma vez que o torque é calculado através de fatores de correção. Observa-se, também, que os modelos 2 e 3 apresentaram melhor desempenho, indicando muito provavelmente que a modelagem do fator de correção em função de λ como sendo um polinômio de segundo grau apresenta melhor desempenho do que a linear com saturação, ambas apresentadas na subseção 3.3.3.

Tabela 15 – Métricas aplicadas as simulações do subsistema mecânico.

modelo	Coeficiente de determinação	MAE (Nm)			MAPE (%)
		Médio	Máximo	Desvio padrão	
1	0,59	8,86	34,53	11,08	11,03
2	0,78	4,94	20,47	5,26	7,53
3	0,75	5,60	18,98	6,61	7,88

Fonte: O autor.

A modelagem da detonação visa a reprodução do sinal do sensor em um formato hábil de ser interpretado pela ECU. De forma a depreender os aspectos necessários à reprodução do sinal, um ensaio foi realizado, alterando-se o valor do ângulo de ignição, com o uso de um gerador de função, conforme descrito na subseção: Ensaio dinâmico 3: Detonação.

O sinal obtido a partir dos ensaios foi condicionado através de um filtro passa-faixa com banda passante de 6,5 a 8,5kHz, pois a detonação, comumente, encontra-se nesta faixa de frequência, segundo fórmula empírica apresentada na subseção 3.3.3 [25]. Na figura 63, observa-se o espectro do sinal do sensor de detonação, conforme se aumenta o valor do ângulo de ignição (avanço de ignição), para uma dada condição constante de operação do motor. Nota-se um considerável aumento da amplitude do espectro nas diferentes faixas de frequência com o aumento do avanço de ignição. Pela análise do espectro, dada a influência do avanço de ignição, pode-se perceber um aumento de magnitude em torno da frequência 7,5kHz, o que vem a corroborar com o filtro passa-faixas escolhido.

Fonte: O autor.

A metodologia usada para o processamento do sinal do sensor de detonação consiste no valor máximo de tensão medida em uma determinada janela de amostras (janela) (MAPO), conforme equação (109) já apresentada na subseção 3.3.3. Usa-se uma janela de 180 graus, devido a combustão ocorrer apenas a cada meia volta do virabrequim. Esta janela percorre o sinal já filtrado e amostrado do sensor de detonação, coletando o valor máximo de um dado número de amostras, sendo este último calculado conforme equação (110).

$$MAPO = \max(|V(n)|)|_L \quad (109)$$

$$L = \frac{\theta \cdot Fs}{6 \cdot \omega_e} \quad (110)$$

$V(n)$: sinal do sensor de detonação já filtrado e amostrado em V.

Fs : frequência de amostragem em Hz.

L : número de amostras da janela (adimensional);

θ : janela analisada em °);

ω_e : rotação do motor em RPM.

Para analisar a influência das condições de operação do motor, testaram-se diversas condições possíveis durante os ensaios, variando-se: a rotação do motor, a pressão na admissão, a composição do combustível e a relação lambda. Para cada condição testada, armazenaram-se a média dos valores das diversas tensões máximas e a respectiva variância, obtidas através da métrica descrita na equação (109), para cada ensaio. Notou-se, na análise dos resultados experimentais, que todas as quatro grandezas mencionadas (rotação do motor, pressão na admissão, composição do combustível e relação lambda) impactam significativamente no sinal do sensor de detonação. Também se observou influência significativa resultante da temperatura do motor, porém se optou por não a incluir na predição do sinal do sensor de detonação, visando à simplicidade do modelo, importante em simulações em tempo real. A conveniência desta simplificação é discutida mais adiante, na validação do modelo.

Figura 64 – Influências da rotação (a), fator lambda(b), pressão na admissão (c) e temperatura do motor (d) no valor máximo de tensão do sensor de detonação.

Fonte: O autor.

Na figura 64a, observa-se o aumento da magnitude do pico quando, conjuntamente, se aumenta a rotação do motor mantendo-se as demais condições fixas. Há um perceptível aumento não linear na magnitude do pico quando o motor opera em condições de alta rotação (4000RPM). Na figura 64b, comparando-se os pontos obtidos, pode-se perceber a influência da razão lambda na magnitude de pico. Vê-se que a mistura ligeiramente rica provoca maior amplitude do sinal do sensor de detonação quando comparada a uma mistura estequiométrica, possivelmente devido a maior energia liberada, conforme se deduz do aumento do torque. Contudo ao se continuar enriquecendo a mistura, a amplitude do sinal do sensor de detonação volta a cair. Salienta-se que a influência do fator lambda é muito mais modesta que as demais variáveis. Na figura 64c, depreende-se o relevante impacto da pressão no coletor de admissão. Percebeu-se que, para baixas condições de pressão, a amplitude do pico é atenuada, o que já era esperado, pois isto também diminui a pressão interna ao cilindro. Na figura 64d, infere-se o significativo impacto da temperatura do motor. Com o motor aquecido a 75°C, obtém-se a mesma amplitude de pico em comparação ao motor frio (em torno de 45°C) para um menor ângulo de ignição, de modo que se observa que a curva é deslocada, iniciando sua tendência ascendente em um maior valor de ângulo de ignição quando comparada a curva obtida com o motor aquecido.

Para simular o sinal do sensor de detonação, é necessário reproduzir a amplitude do sinal conforme disposto na seção 4.1. Usou-se uma rede neural que prediz o valor médio de magnitude de pico e sua variância. Estes valores, conforme discutido, foram obtidos a partir de ensaios feitos para diversas condições de rotação do motor, pressão na admissão, composição do combustível e fator lambda. Inicialmente, por simplicidade, olvidou-se da temperatura do motor, sendo analisado se, nestas condições, os resultados da predição são satisfatórios. A saída da rede neural são ambos o valor médio de amplitude de pico e sua variância. Estes valores são utilizados para gerar um número aleatório a partir da distribuição normal (gaussiana), ao se realizar um pulso de disparo. Tal pulso é gerado periodicamente a cada 180 graus. Obteve-se o resultado apresentado na figura 65.

Figura 65 – Simulação do sinal do sensor de detonação.

Fonte: O autor.

5.2 IMPLEMENTAÇÃO NO LABCAR

Para este trabalho, utilizou-se como simulador a ferramenta LabCar da ETAS, que dispõe de *hardware* e *software* específicos voltados à execução de simulações em tempo real. Esta ferramenta conta com dois softwares, o *Experiment Environment* e o LabCar-IP, e um simulador de tempo real equipado com uma placa de interface, cujas características encontram-se na tabela 16. O LabCar-IP permite criar novos experimentos, ou editar os já existentes, bem como os configurar de acordo com a necessidade do programador. Ademais, neste software, é feita a compilação do experimento, possibilitando sua execução no *Experiment Environment*. Durante a compilação, é atribuída uma tarefa (*task*) a cada submodelo. Cada tarefa tem um dado tempo de execução (*deadline*), definida pelo passo da simulação. Caso a tarefa não possa ser executada em seu *deadline*, perde-se a condição de tempo real da simulação e o modelo terá de ser simplificado. O *Experiment Environment*, por sua vez, possibilita ao usuário controlar as variáveis de entrada e verificar as de saída, interagindo com o funcionamento do experimento desenvolvido no passo anterior, da mesma maneira que permite carregar dados de experimentos previamente efetuados, para que seja possível verificar os resultados reais com os resultados obtidos no HIL.

Tabela 16 – Características da placa de interface.

Saídas		Entradas	
Analógicas	Digitais	Analógicas	Digitais
8	8	4	20
+/-12v; 16bit; Max. 30mA	0~100kHz; Max. 15mA	2x 0~5V; 2x 0~40V; 500kS/s 12bit;	0~60V; 1Hz~100k Hz resolução 8ns

Fonte: [manual técnico].

Definiu-se as conexões a serem feitas entre a ECU e a placa de interface. Para tanto, utilizou-se de uma placa e de jumpers. Foram adicionados LEDs aos sinais de comando da ignição e da injeção, para que o usuário possa os visualizar, e utilizou-se de uma fonte de computador para alimentar a ECU e a válvula borboleta, conforme a figura 66.

Figura 66 – ECU conectada ao simulador.

Fonte: O autor.

Foi necessário utilizar resistores de *pull-up* para emular o relé de acionamento da bomba de combustível e do eletroventilador, pois a ECU, por motivos de segurança contidos em sua programação interna, não funciona caso se deixe de emular estes dois relés. Ademais, fez-se uso da válvula borboleta original do motor e de uma fonte de computador para alimentar a ECU. Na tabela 17, é apresentada a descrição das entradas e saídas utilizadas para cada sinal presente na simulação.

Tabela 17 – Conexões entre a ECU e o LabCar.

Sinal	Pino conector da ECU original	LabCar
Temperatura do motor	74	Saída analógica
Temperatura do coletor de admissão	56	Saída analógica
Pressão do coletor de admissão	70	Saída analógica
Pedal	33	Saída analógica
Sonda Lambda	Externo	Saída analógica
Sensor de detonação	71	Saída analógica
Sensor de posição da borboleta	68	Entrada analógica
Injetor 1	79	Entrada digital
Ignição dos cilindros 1 e 3	57	Entrada digital
Sensor de rotação	53	Saída digital
Sensor de fase	60	Saída digital
Sensor de etanol	Externo	Saída digital

Fonte: O autor.

5.2.1 Simulação em malha aberta

Primeiramente, carregou-se o modelo de interface, que consiste nas curvas obtidas a partir da seção 4.1. Contudo, como os valores foram obtidos considerando o chicote utilizado na bancada de teste no dinamômetro, fez-se uma primeira etapa de simulação em malha aberta. Nesta etapa, os valores de saída dos sensores foram impostos no LabCar e lidos pela ECU, verificando-se eventuais discrepâncias. Como mudou-se o chicote, ao realizar a simulação em malha aberta notou-se que todos os sensores analógicos tiveram de sofrer uma correção adicional, o que era esperado, pois existem perdas associadas ao comprimento do chicote utilizado. Os erros finais de leitura podem ser vistos na tabela 18.

Tabela 18 – Erro final dos sensores após a calibração.

Sinal	Faixa de trabalho	erro
Temperatura do motor	0-150 °C	± 1,5 °C
Temperatura do coletor de admissão	0-75 °C	± 1,5 °C
Pressão do coletor de admissão	0-120kPa	± 2,5 kPa
Pedal	0-100%	± 1,0%
Sonda Lambda	0,3-2,5	± 0,02
Sensor de posição da borboleta	0-100%	± 1,5%
Injetor 1	0-30ms	± 0,05 ms
Ignição dos cilindros 1 e 3	0-50 °APMS	± 0,75 °APMS
Sensor de rotação	0-5000 RPM	± 10
Sensor de fase	-	-
Sensor de etanol	0-100%	± 1,0%

Fonte: O autor.

Para reproduzir o sinal dos sensores de rotação e de fase, utilizou-se um gerador de funções presente na placa de interface do LabCar, sendo sua forma de onda programada com base nas curvas obtidas na seção 4.1. O tempo de injeção foi medido com base no tempo de duração do nível baixo do pulso de acionamento do injetor do cilindro um, sendo necessário realizar um *pull-up* com um resistor de $1\text{k}\Omega$ para a alimentação (+12V). O ângulo de ignição foi obtido a partir do instante em que ocorre a borda de descida do pulso de alimentação da bobina dos cilindros um e três, também sendo necessário fazer uso de um resistor de *pull-down* de $1\text{k}\Omega$. Como o LabCar utiliza um gerador de função para emular o sinal de rotação, é possível sincronizar a base de tempo do gerador de função com o tempo em que ocorre a borda de descida do pulso de controle da bobina, resultando no ângulo de ignição.

5.2.2 Simulação em malha fechada

Uma vez feito a calibração dos sinais dos sensores e atuadores com simulação em malha aberta, carregaram-se os modelos no LabCar. Para validar a simulação final, ensaios específicos descritos na seção 4.2 foram realizados. Utilizaram-se os sinais de rotação, temperatura e pressão ambientes, temperatura do motor, pedal do acelerador e composição do combustível, que foram coletados no teste. Os sinais foram, então, aplicados à simulação, sendo então calculados os sinais de torque, de resposta da sonda lambda e de pressão no coletor de admissão. Aplicaram-se as métricas nos resultados gerados com as simulações, considerando-se os sinais de torque, de resposta da sonda lambda e de pressão no coletor de admissão medidos como referências, gerando os resultados finais do erro presentes na tabela 19.

Conforme mencionado, é necessário definir o passo da simulação. Partiu-se do passo de integração utilizado pelo próprio MATLAB durante as simulações que foram feitas utilizando a opção *variable step*. Tendo este valor de 10ms como base foram feitas simulações com passo de integração menor de 5 ms e 1 ms. Sendo este último valor correspondente a máxima amostragem utilizada durante os testes

excluindo-se o sensor de detonação, porém não se observou melhoras das métricas aplicadas sendo adotado o valor de 10ms como passo da simulação HIL.

Tabela 19 – Métricas aplicadas a simulação em malha fechada.

Sinal	Coeficiente de determinação	MAE			MAPE (%)
		Médio	Máximo	Desvio padrão	
		(Nm)			
Torque	-2,343	9,996	53,082	7,659	13,147
		(adimensional)			
Sonda lambda	-0,359	0,068	0,335	0,025	6,850
		(kPa)			
Pressão no coletor de admissão	-0,596	2,441	7,614	1,386	4,314

Fonte: O autor.

Foi observado o aumento das métricas de erro, o que já era esperado, uma vez que ocorre a propagação do erro através dos modelos do subsistema de ar para o de combustível. Já o subsistema mecânico recebe a propagação de erro de ambos os subsistemas. Ademais, ocorre a propagação de erros advinda dos sensores. Outro ponto, que influi negativamente nas métricas de similaridade, é a presença de atrasos principalmente no subsistema mecânico. É observado que o dinamômetro demora na resposta a variações do torque produzido, devido, também, ao seu momento de inercia e ao do motor. Na figura 67, figura 68 e figura 69, são apresentados alguns exemplos de simulações realizadas para obter as métricas de um total de 50 ensaios realizados com diversos estímulos aplicados à válvula borboleta, ao tempo de injeção e ao ângulo de ignição. Nota-se que o fator lambda é mais sensível ao erro, mesmo com um erro médio abaixo de 10%. Isto simboliza um valor significativo frente a sua magnitude, que vai tipicamente de 0,7 a 1,3.

Sugere-se, como possibilidade de minimizar os erros, fazer novamente a modelagem. Porém, partindo do subsistema de ar e, a partir das simulações deste, identificar o subsistema de combustível e, a partir de ambos, identificar o sistema de combustível. Contudo este processo também tornaria o sistema mais vinculado aos erros e características de medição da instrumentação utilizada.

Figura 67 – Exemplos de simulações do subsistema de combustível em malha fechada.

Fonte: O autor.

Figura 68 – Exemplos de simulações do subsistema de ar em malha fechada.

Fonte: O autor.

Figura 69 – Exemplos de simulações do subsistema mecânico em malha fechada.

Fonte: O autor.

Foi criado um ambiente que permite ao usuário realizar testes de forma semelhante ao que seria feito em um dinamômetro, conforme figura 70. Desta forma, o usuário define a rotação do motor com a qual deseja trabalhar. Define, também, as variáveis de ambiente: pressão e temperatura ambientes, composição do combustível. Optou-se, também, por deixar a temperatura do motor fixa num valor definido pelo usuário. Ademais, ao usuário é permitido forçar, caso deseje o fazer, os valores das demais variáveis da simulação como, por exemplo, o fator lambda. Isto é útil muitas vezes para detectar falhas, caso o usuário não deseje forçar tais condições, a simulação transcorre normalmente.

Figura 70 – Simulador HIL.

Fonte: O autor.

6 CONCLUSÃO E TRABALHOS FUTUROS

No decorrer do presente trabalho, foi desenvolvida uma simulação *hardware in the loop* (HIL) do motor de combustão Flex com uma abordagem prática. Foram realizados ensaios diversos no motor EA111 VHT (*Very High Torque*) 1.6l do veículo GOL total Flex 2008, visando a análise, otimização, identificação e validação dos modelos que o representam, bem como os seus sensores e atuadores com o intuito de se alcançar o principal objetivo deste trabalho: a simulação *hardware in the loop* (HIL). O registro dos passos envolvidos no processo de identificação dos parâmetros de tais modelos em ambiente MATLAB/ Simulink também foi uma preocupação deste trabalho.

Devido à grande diversidade de fenômenos envolvidos na modelagem do motor de combustão e de dados que foram coletados, buscou-se estabelecer métricas que permitissem simplificar a análise do desempenho dos modelos. Com o desenvolvimento do trabalho, foram exploradas modificações e simplificações dos modelos presentes na literatura, como [25] [26] [31] [34], visando sua simulação em tempo real. Foi possível executar em tempo real, a partir de variáveis definidas pelo usuário, a simulação das características relevantes do motor Flex, de seus sensores e atuadores em tempo real, interagindo com a mesma ECU, que foi utilizada no controle do motor durante os experimentos. Foi feita a validação em tempo real a simulação, comparando os valores obtidos ao dos testes conduzidos no motor EA111 do veículo GOL.

Neste trabalho, foram abordadas diversas possibilidades de se modelar a dinâmica dos percursos da mistura ar-combustível. O melhor resultado foi obtido com o uso de uma função de transferência, do lambda de referência ao lambda medido, de um único polo, para as diversas condições testadas. Portanto, há uma dinâmica predominante, com uma constante de tempo predominante. Nos percursos da mistura ar-combustível, podem ser citadas quatro principais dinâmicas, a primeira com constante de tempo da ordem de $10^{-1}s$ e as outras com constante de tempo da ordem de $10^{-2}s$ [25] [31]: a vaporização do combustível, a dinâmica dos gases residuais, o

preenchimento do sistema de exaustão e a dinâmica de resposta da sonda lambda. Logo, conclui-se com base nos resultados obtidos que a vaporização do combustível se mostra como uma dinâmica predominante no percurso da mistura ar-combustível.

De forma a se obter um melhor sinal lambda de referência, definido neste trabalho como a razão equivalente ar-combustível na região de injeção de combustível (computando-se, igualmente, o combustível gasoso e líquido), foi elaborado, neste trabalho, uma sequência de etapas que visa desvincular o sinal lambda de referência dos erros presentes no sistema de admissão de ar, de forma a se melhorar o processo de identificação da função de transferência da vaporização. Com este método, melhoras nas métricas estatísticas de erro puderam ser observadas.

Foram exploradas três possibilidades de modelagem de torque, com os respectivos métodos de identificação. Foi observado que, para o motor em estudo com os dados de validação utilizados, a melhor forma de se identificar o fator de eficiência indicada dependente do ângulo de ignição é como uma curva tridimensional em função da pressão na admissão e do ângulo de ignição, com a seguinte característica: a relação entre o fator de eficiência indicada dependente do ângulo de ignição e a pressão na admissão é de primeiro grau, para ângulo de ignição constante, e a relação entre o fator de eficiência indicada dependente do ângulo de ignição e o ângulo de ignição é de segundo grau, para pressão na admissão constante. E que a melhor forma de se identificar, para o motor em estudo com os dados de validação utilizados, o fator da eficiência indicada dependente da relação equivalente ar-combustível é como uma curva tridimensional em função da relação equivalente ar-combustível e da composição do combustível, na qual, para uma composição de combustível fixa, a relação entre o fator da eficiência indicada dependente da relação equivalente ar-combustível é um polinômio de segundo grau.

Neste trabalho, foi observado que, tanto do ângulo de abertura quanto da rotação do motor o influenciam diretamente o coeficiente de descarga da válvula. Foi exposta que a saturação da vazão mássica ocorre em ângulos de abertura da válvula

distintos conforme a rotação, pois, para saturar a pressão no coletor de admissão para diferentes rotações, diferentes ângulos de abertura se tornam necessários.

No contexto da simulação do motor, no ambiente Simulink, foi observado, também, como diferentes abordagens de extrapolação geram resultados diversos. Usando a eficiência volumétrica como objeto de análise, mostrou-se que adotando diferentes valores para os limites de extrapolação resultava em diferentes métricas estatísticas de erro.

Estudou-se, ademais, uma forma de fazer a identificação e modelagem da detonação realizada com o sensor de detonação, que permitisse a reprodução de seu sinal sem uso do sensor de pressão interna ao cilindro.

Neste trabalho, foi complementada a pesquisa realizada em [34], não apenas se aprofundando nas diversas possibilidades de modelagem, como também na implementação HIL. Foi realizada a modelagem de toda a interface entre o *hardware* de simulação e a ECU, de forma a viabilizar a comunicação entre estes dois. Conjuntamente, foi estudada a possibilidade de se usar dispositivos embarcados no *hardware in the loop*, como uma válvula borboleta real integrada na simulação, indo gradativamente de um ambiente de realidade virtual para um ambiente de realidade aumentada.

Podem-se citar, de imediato, três trabalhos futuros a serem desenvolvidos a partir deste: Um primeiro trabalho futuro será o uso da ferramenta HIL, feitas as devidas modificações, para simular um motor Flex com taxa de compressão variável, o qual ainda não foi fabricado. A ferramenta HIL pode ser, portanto, utilizada para a análise de tal tecnologia aplicada ao motor Flex. Um segundo trabalho envolveria a inclusão da modelagem das emissões de gases poluentes do motor, que é de grande importância na calibração das ECUs modernas. E o terceiro trabalho envolveria a inclusão de mais tecnologias a esta simulação como: sistema de turbo alimentação, injeção direta de combustível e comando variável de válvulas.

REFERÊNCIAS

- [1] ASHOK, B.; ASHOK, S. D.; KUMAR, C. R. A review on control system architecture of a SI engine management system. **Annual Reviews in Control**, v. 41, p. 94-118, 2016. DOI: 10.1016/j.arcontrol.2016.04.005
- [2] ISERMANN, R.; MÜLLER, N. Design of computer-controlled combustion engines. **Mechatronics the Science of Intelligent Machines**, v. 13, n. 10, p. 1067-1089, 2003. DOI: 10.1016/S0957-4158(03)00043-6
- [3] CHICA, J. A. V.; TORRES, A. G. D. Simulation NMPC in 2-HIL to design ECU. **International Journal on Interactive Design and Manufacturing**, v. 11, n. 4, p. 859-879, 2017. DOI: 10.1007/s12008-015-0265-4
- [4] HUANG, G.; HUANG, W.; ZHANG, Y. Actor-Oriented Methodology for Automotive Engine Control System Design. In **E-Product E-Service and E-Entertainment (ICEEE)**, p. 1-4. November 2010. DOI: 10.1109/ICEEE.2010.5661553
- [5] SCHLAGER, M.; ELMENREICH, W.; WENZEL, I. Interface design for hardware-in-the-loop simulation. **IEEE International Symposium on Industrial Electronics** v. 2, p. 1554-1559, 2006.
- [6] LEMP, D.; KÖHL, S.; PLÖGER, M. ECU Network Testing by Hardware-in-the-Loop Simulation. **ATZ/MTZ extra Automotive Electronics**, v. 105, n. 10, p. 10-12, 2003. DOI: 10.1007/BF03224632
- [7] HALVORSEN, H. P. Hardware in the loop simulation. **Department of Electrical Engineering, Information Technology and Cybernetics Faculty of Technology, Telemark University College**, 2014.

- [8] LEDIN, J. A. Hardware-in-the-Loop Simulation. **Embedded Systems Programming**, ETHZ Zurich, v. 12, No. 2, p. 42-60. 1999.
- [9] FENNIBAY, D.; YURDAKULY, A.; SENY, A. Introducing Hardware-in-Loop Concept to the Hardware/Software Co-design of Real-time Embedded Systems. **10th IEEE International Conference on Computer and Information Technology**, IEEE, p. 1902-1909, 2010. DOI: 10.1109/CIT.2010.325
- [10] HANSELMANN, H. Hardware-in-the-Loop Simulation Testing and its Integration into a CACSD Toolset. Proceedings of the 1996 **IEEE International Symposium on Computer-Aided Control System Design**, IEEE, p. 152-156, 1996. DOI: 10.1109/CACSD.1996.555253
- [11] KÖHL, S.; JEGMINAT, D. How to do hardware-in-the-loop simulation right. **SAE Technical Paper**, Paper 2005-01-1657. 12 p., 2005. DOI: 10.4271/2005-01-1657
- [12] WANNATONG, K., KONGVIWATTANAKUL, S., TEPIMONRAT, T., PRIROON, T. **Development of Hardware in the Loop System Implemented for Engine Control Unit End of Line Test**. SAE Technical Paper, Paper 2014-01-2584, 7 p., 2014. DOI: 10.4271/2014-01-2584
- [13] MOZAFFARI, A.; AZAD, N. L.; HANSEN, A.; HEDRICK, J. K. A receding horizon sliding controller for automotive engine coldstart: design and hardware-in-the-loop testing with an echo state network high-fidelity model. **Asian journal of control**, V. 18, Ed. 4, p. 1219-1238, 2016. DOI: 10.1002/asjc.1305
- [14] BOUSCAYROL, A. Hardware-In-the-Loop simulation. **Industrial Electronics Handbook, Control and mechatronics**, CRC Press, ed. 2, chapter 33, p.1-33, 2011.

- [15] ZHANG, H.; ZHANG, Y.; CHEN, L.; Hardware-In-the-Loop Simulation of Pneumatic ABS Based on Modelica. **International Journal of CAD/CAM** V. 10, No. 1, p. 29-37, 2010
- [16] SANVIDO, M. A. A. **Hardware-in-the-loop Simulation Framework**. 2002. 147p. tese de doutorado - Swiss Federal Institute of Technology (ETH) Zurich, 2002.
- [17] MAROTEAUX, F.; SAAD, C. Diesel engine combustion modeling for hardware in the loop applications: Effects of ignition delay time model. **Energy the International Journal**, v. 57, p. 641-652, 2013. DOI: 10.1016/j.energy.2013.03.098
- [18] BULLOCK, D.; JOHNSON, B.; WELLS, R.; KYTE, M.; ZHEN, L. Hardware-in-the-loop simulation. **Transportation Research Part C: Emerging Technologies**. V.12, p. 73-89, 2004. DOI: 10.1016/j.trc.2002.10.002.
- [19] ISERMANN, R.; SCHAFFNIT, J.; SINSEL, S. Hardware-in-the-loop simulation for the design and testing of engine-control systems. **Control Engineering Practice**, v. 7, n. 5, p. 643-653, 1999. DOI: 10.1016/S0967-0661(98)00205-6
- [20] MACLAY, D. Simulation gets into the loop. **IEE Review**, v. 43, n. 3, p. 109-112, 1997. DOI: 10.1049/ir:19970312
- [21] HANSELMANN, H., "Hardware-in-the Loop Simulation as a Standard Approach for Development, Customization, and Production Test of ECU's," **SAE Technical Paper**, Paper 931953, 1993. 14 p., 1993. DOI: 10.4271/931953

[22] SHORT, M.; PONT, M. J. Assessment of high-integrity embedded automotive control systems using hardware in the loop simulation. **Journal of Systems and Software**, v. 81, n. 7, p. 1163-1183, 2008. DOI: 10.1016/j.jss.2007.08.026

[23] FATHY, H. K.; FILIPI, Z. S.; HAGENA, J.; STEIN, J. L. Review of hardware-in-the-loop simulation and its prospects in the automotive area. **Modeling and simulation for military applications** International Society for Optics and Photonics. v. 6228, p. 62280E, 2006. DOI: 10.1117/12.667794

[24] GARCIA, C. **Modelagem e Simulação**. São Paulo: EDUSP ed. 2. 688 p., 2005.

[25] GUZZELLA, L.; ONDER, C. **Introduction to modeling and control of internal combustion engine systems**. ed. 2. Springer Science & Business Media, 2010.

[26] Eriksson, L.; Nielsen, L. **Modeling and control of engines and drivelines**. John Wiley & Sons, 2014.

[27] HEYWOOD, J. B. **Internal combustion engine fundamentals**. McGraw-Hill c1988. McGraw-Hill, Series in mechanical engineering.

[28] BRUNETTI, F. **Motores de combustão interna**. São Paulo: Blucher, v. 1. 554 p., 2012.

[29] YU, A. S. O.; NASCIMENTO, P. T. DE S.; NIGRO, F. E. B.; FREDERICK, B. W. B.; JUNIOR VARANDAS, A.; VIEIRA, S. F. A.; ROCHA, R. L. The evolution of flex-fuel technology in Brazil: the Bosch case. **Technology Management for Global Economic Growth (PICMET) IEEE**. p. 1-11, 2010.

- [30] Yu, A. S. O., Nascimento, P. T., Silva, L. L. C., Camargo Jr, A. S., Duranti, C. M., Moura, C. B. Evolution of flex-fuel technology: a case study on Volkswagen Brazil. **Anais do Encontro da Associação Nacional de Pós-Graduação e Pesquisa em Administração**, 2010.
- [31] MOSKWA, J. J. **Automotive engine modeling for real time control**. Tese de Doutorado. Massachusetts Institute of Technology, 1988.
- [32] BOSCH, R. **Manual de tecnologia automotiva**. São Paulo: Blücher ed. 25, 1232 p., 2005.
- [33] ISERMANN, R.; **Engine Modeling and Control**, Springer. ed. 1, 637 p., 2014.
- [34] SILVA, M. H. C. **Modelagem de motores a combustão interna com tecnologia FLEX**. Dissertação de Mestrado. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo., 2017.
- [35] Wu, Y. H., Hou, Z. X., & Gong, H. Modeling and simulating of intake pipe fuel film dynamic characteristic in gasoline engine start process. In: **Intelligent Computation Technology and Automation (ICICTA), 2010 International Conference on**. IEEE, p. 700-704, 2010.
- [36] HENDRICKS, E.; SORENSON, S. C. Mean value modelling of spark ignition engines. **SAE transactions**, p. 1359-1373, 1990. DOI: 10.4271/900616.
- [37] PANZANI, G.; ÖSTMAN, F.; ONDER, C. H. Engine knock margin estimation using in-cylinder pressure measurements. **IEEE/ASME Transactions on Mechatronics**, v. 22, n. 1, p. 301-311, 2017. DOI: 10.1109/TMECH.2016.2604920

- [38] Steurs, K. F. H. M. **Cycle-resolved analysis and modeling of knock in a homogeneous charge spark ignition engine fueled by ethanol and iso-octane.**, 2014. Tese de Doutorado. ETH Zurich.
- [39] XIANG, L.; SONG, E.; DING, Y. A Two-Zone Combustion Model for Knocking Prediction of Marine Natural Gas SI Engines. **Energies**, v. 11, n. 3, p. 561, 2018.
- [40] YANG, C. Model-Based Analysis and Tuning of Electronic Throttle Controllers. **SAE Technical Paper**. p. 10, 2004. DOI: 10.4271/200
- [41] AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEIS (ANP), Anuário estatístico brasileiro do petróleo, gás natural e biocombustíveis, 2018.
- [42] CANNELLA, W.; FOSTER, F.; GUNTER, G.; LEPPARD, W. FACE. Gasolines and blends with ethanol: detailed characterization of physical and chemical properties. **CRC Report No AVFL-24**, 2014.
- [43] KHEIRALLA, A. F., EL-AWAD, M. M., HASSAN, M. Y., HUSSEN, M. A., & OSMAN, H. I. Experimental Determination of Fuel Properties of Ethanol/Gasoline Blends as Biofuel for SI engines. In: **International Conference on Mechanical, Automobile and Robotics Engineering**. Penang, Malaysia, p. 244-249, 2012.
- [44] TANGKA, J. K.; BERINYUY, J. E.; OKALE, A. N. TANGKA, J. K. et al. Physico-chemical properties of bio-ethanol/gasoline blends and the qualitative effect of different blends on gasoline quality and engine performance. **Journal of petroleum Technology and Alternative fuels**, v. 2, n. 2, p. 35-44, 2011.

APÊNDICE A – Modelos em Simulink

Modelos em Simulink implementados no LabCar a partir dos modelos identificados no capítulo 4. Na figura 71a é apresentado o diagrama em Simulink referente ao modelo 01 do subsistema de ar. Já na figura 71b é apresentado o diagrama referente aos modelos 02 e 03 deste subsistema. A diferença básica entre estes diagramas está na função característica da válvula. Em ambos os modelos foi utilizado um integrador com saturação para o cálculo da pressão no coletor de admissão. Esta saturação impede que a pressão assuma valores negativos, o que não teria sentido físico, e também que seu valor supere a pressão atmosférica, pois o motor estudado é do tipo aspirado.

Na figura 72 é apresentado o diagrama em Simulink referente ao modelo do subsistema de combustível de 1 polo. Todos os modelos estudados para o subsistema de combustível foram simulados via código MATLAB, sendo selecionado o modelo com 1 polo que foi implementado em Simulink e utilizado no LabCar. Assim como no subsistema de ar, foram adicionadas saturações ao modelo. O fluxo mínimo de combustível satura em 10^{-9} kg/s, para impedir uma possível divisão por zero durante o cálculo do fator lambda, já o fluxo de ar em $32 \cdot 10^{-9}$ kg/s garantindo um valor elevado do fator lambda quando a rotação chega a 0RPM, uma vez que o coletor de exaustão gradualmente é preenchido com ar ambiente elevando sua concentração de oxigênio. Por fim, separou-se o cálculo do fluxo mássico e da massa de combustível admitida, para que esta última pudesse ser utilizada pelo subsistema mecânico. Foi utilizado o fluxo mássico para o cálculo do fator lambda, pois no subsistema de ar é feito o cálculo do fluxo mássico de ar admitido.

Na figura 73 é apresentado o diagrama em Simulink referente ao modelo do subsistema mecânico. Foi utilizado o mesmo diagrama para todos os modelos deste subsistema, a diferença entre eles se dá nos mapas utilizados. Também foi adicionada uma saturação no cálculo da eficiência indicada, impedindo a possibilidade de que esta pudesse vir a assumir valores menores do que zero ou superiores a um, o que não teria sentido físico.

Figura 71 – Modelos do subsistema de ar

Fonte: O autor.

Figura 72 – Modelo do subsistema de combustível

Fonte: O autor.

APÊNDICE B – Métricas estatísticas

Métrica	Definição	Valor ideal
Variância	$\sigma_x^2 = \frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^N (\bar{x} - x)^2$	-
Covariância	$\sigma_{y,y_{model}}^2 = \frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^N (y - \bar{y}) \cdot (y_{model} - \bar{y}_{mdl})$	-
Erro médio	$ME = \frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^N (y - y_{mdl})$	0
Mediana do erro	$MdE = \text{mediana}(y - y_{mdl})$	0
Erro absoluto médio	$MAE = \frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^N y - y_{mdl} $	0
Mediana do erro absoluto	$MdAE = \text{mediana}(y - y_{mdl})$	0
Erro percentual absoluto médio	$MAPE = \frac{100}{N} \cdot \sum_{i=1}^N \left \frac{y - y_{mdl}}{y} \right $	0
Erro médio quadrático	$MSE = \frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^N (y - y_{mdl})^2$	0
Raiz do erro médio quadrático	$RMSE = \sqrt{\frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^N (y - y_{mdl})^2}$	0
Raiz do erro médio quadrático normalizado	$NRMSE = \frac{1}{\bar{y}} \cdot \sqrt{\frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^N (y - y_{mdl})^2}$	0
Coefficiente de determinação	$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^N (y - y_{mdl})^2}{\sum_{i=1}^N (\bar{y} - y)^2}$	1
Índice de similaridade estrutural	$SSIM = \frac{4 \cdot \bar{y} \cdot \bar{y}_{mdl} \cdot \sigma_{y,y_{mdl}}^2}{((\bar{y})^2 + (\bar{y}_{mdl})^2) \cdot (\sigma_y^2 + \sigma_{y_{mdl}}^2)}$	1
Coefficiente de correlação	$\rho_{y,y_{model}} = \frac{\sigma_{y,y_{model}}^2}{\sqrt{\sigma_y^2 \cdot \sigma_{y_{mdl}}^2}}$	1
Coefficiente de correlação atenuado	$\rho_{y,y_{model}} = \frac{\sigma_{y,y_{mdl}}^2}{\sqrt{(\sigma_y^2 - \sigma_{ruido_y}^2) \cdot (\sigma_{y_{model}}^2 - \sigma_{ruido_{y_{mdl}}}^2)}}$	1

Fonte: O autor.

ANEXO A – Propriedades dos combustíveis

Propriedades físico-químicas admissíveis e médias para os combustíveis brasileiros, com base nas especificações da Petrobras e da Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis (ANP) [41] tabela 20.

Tabela 20 – Características com base nos dados da Petrobras e ANP.

	Gasolina comum tipo A	Gasolina comum tipo C (BR0051)	Etanol anidro combustível (BR0028)	Etanol hidratado combustível (BR0029)
Mistura	E0	E27	E100	E100
Gasolina pura (%v/v)	100	72,5 – 87	–	–
Etanol anidro (%v/v)	–	18 – 27,5	100	96,3 – 93,9
Água (%v/v)	–	–	–	3,7 – 6,1
Densidade a 20°C (kg/m ³)		730 – 770	789 – 800	803 – 811
Densidade média a 20°C (kg/m ³)	742,0	754,3	791,0	809,0
Poder calorífico inferior (MJ/kg)	43,5	39,3	28,2	26,4
Poder calorífico superior (MJ/kg)	46,8	42,4	31,0	29,4

Fonte: adaptado de [41].

Características dos combustíveis utilizados nos ensaios. Os ensaios foram realizados no Laboratório de Combustíveis Líquidos do Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo. Os dados foram obtidos pelos métodos: ASTM D2699, D2700, D4052 e ABNT: 13992, 15639 (E100) tabela 21.

Tabela 21 – Dados do Laboratório de Combustíveis Líquidos do IPT.

Mistura	E27	E65	E100
Densidade a 20°C (Kg/m ³)	753,2	778,4	805
Etanol anidro (%v/v)	27	65	94,7
Água (%v/v)	0,5 – 0	2,3	5,3
Índice antidetonante (IAD)	88	97	100
Relação estequiométrica	13,1	10	9

Fonte: O autor.

A relação estequiométrica em função da composição é obtida com a equação (111). O índice antidetonante (IAD) pela equação (112). Já a densidade e o poder calorífico inferior pelas equações (113) e (114)(115) respectivamente.

$$\sigma_0(Ex) = 14,7 - 5,73 \frac{Ex}{100\%} \quad (111)$$

$$IAD(Ex) = 84,15 + 16,69 \frac{Ex}{100\%} \quad (112)$$

$$D(Ex) = 733 + 70,52 \frac{Ex}{100\%} \quad (113)$$

$$PCI(Ex) = 43,76 - 15,86 \frac{Ex}{100\%} \quad (114)$$

$$PCS(Ex) = 43,76 - 15,86 \frac{Ex}{100\%} \quad (115)$$

Ex : composição do combustível em porcentagem volumétrica de etanol (% v/v);

$\sigma_0(Ex)$: relação estequiométrica (adimensional);

$IAD(Ex)$: índice antidetonante (adimensional);

$D(Ex)$: densidade em kg/m³;

$PCI(Ex)$: poder calorífico inferior em MJ/kg;

$PCS(Ex)$: poder calorífico superior em MJ/kg.

Na referência [42] foram selecionadas dez amostras de gasolina pura (E0), cujas propriedades físico-químicas podem ser vistas na tabela 22:

Tabela 22 – Dados dos combustíveis analisados na referência [42].

Amostra									
A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
Aromáticos (%v/v)									
5	5	5	35	5	5	35	35	5	35
n-Parafinas (%v/v)									
5	5	25	25	5	5	5	25	5	25
RON (ASTM D2699)									
83,8	95,9	84,4	93,9	87,4	94,2	96,6	86,9	70,2	72,8
MON (ASTM D2700)									
83,5	92,5	83,1	87,3	81,2	88,5	85,8	79,6	69,6	69,5
Densidade (kg/m ³) (ASTM D4052)									
685	697	691	743	725	707	760	759	697	742
RVP (kPa) (D5191)									
55,5	50,7	51,4	46,9	46,2	53,8	50,0	52,1	52,4	51,7
Poder calorífico inferior (MJ/kg) (ASTM D240):									
44,8	44,6	44,7	43,4	43,9	44,4	43,3	43,3	44,7	43,5
Poder calorífico superior (MJ/kg)									
48,1	47,9	48,0	46,7	47,2	47,7	46,6	46,6	48,0	46,8

Fonte: adaptado de [42].

Neste grupo de 10 amostras, foram selecionados quatro delas para que fossem feitas misturas destas com o etanol. Foram feitas três misturas por amostra que tiveram novamente suas propriedades físico-químicas mensuradas conforme a tabela 23. Nas referências [43] e [44] também mediu-se as propriedades de diferentes misturas de combustíveis conforme a tabela 24 e tabela 25, respectivamente. A partir dos dados presentes nestas tabelas observa-se que por mais que a origem ou densidade do combustível varie, seu poder calorífico varia de forma pouco significativa inferior a 5%.

Tabela 23 – Dados das misturas feitas e analisadas na referência [42].

		Mistura							
		E0	E10	E15	E30	E0	E10	E15	E30
Amostra		Etanol (%v/v) (ASTM D5599)							
A	B	0	10,12	14,69	29,9	0	9,95	14,73	30,16
C	H	0	10,18	14,62	29,49	0	10,16	14,59	30,34
		RON (ASTM D2699)							
A	B	83,9	92	94,8	102,3	95,8	101,1	103	106
C	H	84,3	91,7	94,8	101,5	86,9	92,1	94,1	99,4
		MON (ASTM D2700)							
A	B	83,5	87,9	89,4	91,4	92,4	93,5	93,5	93,3
C	H	83	87,5	88,8	91,7	79,6	82,2	83,4	87
		Densidade (kg/m ³) (ASTM D4052)							
A	B	684,9	696,3	699,6	715,8	697	705,3	710,1	724,2
C	H	690,6	699,4	703,9	718,9	758,7	761,2	763,4	768,1
		RVP (kPa) (D5191)							
A	B	57,2	65,5	64,8	62,7	50,3	60,0	59,3	57,2
C	H	51,7	59,3	58,6	57,2	52,4	60,7	60,0	57,9
		Poder calorífico inferior (MJ/kg) (ASTM D240)							
A	B	44,8	42,5	41,9	38,7	44,6	42,6	41,4	38,2
C	H	44,7	42,5	41,8	38,9	43,3	41,5	40,7	38
		Poder calorífico superior (MJ/kg)							
A	B	48,1	45,7	45,1	41,8	47,9	45,8	44,6	41,3
C	H	48,0	45,7	45,0	42,0	46,6	44,8	43,9	41,1

Fonte: adaptado de [42].

Tabela 24 – Dados das misturas feitas e analisadas na referência [43].

Mistura	Densidade (kg/m ³ a 15.6 °C)	Viscosidade cinemática (mm ² /s a 30 °C)	RON	Poder calorífico superior	
				(MJ/L)	(MJ/kg)
E0	740,0	0,4872	93,2	34,8	47,1
E10	739,6	0,5383	97,1	33,2	44,9
E15	749,5	0,5619	98,6	32,9	43,9
E20	754,1	0,6007	100,4	32,4	43,0
E25	757,1	0,6380	99,5	31,7	41,9
E30	761,3	0,6614	102,5	31,5	41,4
E35	765,3	0,6914	104,1	30,9	40,4
E100 (≤ 0.3) Etanol anidro	789 (20°C)	1,2-1,5	106 - 108	23,6	29,9

Fonte: adaptado de [43].

Tabela 25 – Dados das misturas feitas e analisadas na referência [44].

Mistura	Densidade (kg/m ³)	Flash point (°C)	Temperatura de Autoignição (°C)	Pressão de vapor (kPa a 37.8°C)	RON	Poder calorífico superior (MJ/kg)
E0	747,4	-65	246	36	91	45,8
E10	750,8	-40	260	38,9	93	44,2
E20	760,5	-20	279	39	94	42,1
E30	778,2	-15	281	38	95	40,5
E40	779,2	-13.5	294	35,6	97	38,5
E50	780,5	-5	320	34	99	37,2
E60	781,2	-1	345	31	100	35,8
E70	782,3	0.00	350	28	103	34,5
E80	783,4	5	362	24	104	33,8
E90	784,0	8.5	360	18	106	30,1
E100 (Etanol anidro)	789,0	12.5	365	9	129	29,8

Fonte: adaptado de [44].

ANEXO B – Instrumentação e equipamentos utilizados

Dinamômetros
<p>Fabricante: SCHENCK</p> <p>Modelo: D 360 1E automatizado, <i>software</i> ECAT</p> <p>Capacidade: 700Nm e 5000RPM</p> <p>Tipo: hidráulico, passivo.</p>
<p>Fabricante: Antriebstechnik</p> <p>Modelo: INDY 33/4P</p> <p>Capacidade: 330kW e 8000RPM</p> <p>Tipo: Elétrico, ativo.</p>
Motor
<p>Fabricante: Volkswagen</p> <p>Modelo: EA 111 VHT (very high torque) 1.6L Total Flex Ano 2008.</p> <p>Especificações: Alimentação: aspirado; 4 cilindros com 8 válvulas; taxa de compressão: 12,1:1; diâmetro/curso do pistão: 76,5/86,9mm; cilindrada: 1.598 cm³; Potência máxima a 5250RPM: 101,0cv (74 kW) com gasolina e 104,0cv (76 kW) com etanol; Torque máximo a 2500 RPM: 151Nm com gasolina, 153Nm com etanol;</p>
ECU
<p>Fabricante: BOSCH/ETAS</p> <p>Modelo: Flex ECU MED17ETAS-2.41</p> <p><i>Software</i> interno: FlexECU-G1 para gasolina</p>
<i>Software</i> de calibração e aquisição da ECU
<p>Fabricante: ETAS</p> <p>Modelo: INCA V7 .1</p>
Sensor Lambda
<p>Fabricante: BOSCH</p> <p>Modelo: LSU4.9</p> <p>Tipo: Planar de banda larga (<i>Planar wide band</i>)</p>
Medidor Lambda
<p>Fabricante: ETAS</p> <p>Modelo: LA4</p>

Sensor de Composição
Fabricante: Continental
Modelo: Flex-fuel sensor generation II
Sensor de fluxo de massa de ar (MAF)
Fabricante: MTE
Modelo: 7113
Sensor de pressão do escape
Fabricante: Wika
Modelo: P# 9013512.
Sensor de temperatura do escape, líquido de refrigeração e do óleo
Fabricante: ETAS
Modelo: ES650
Utilizou-se um termopar tipo K para coletar a temperatura do escape, e termopares tipo J para as temperaturas líquido de refrigeração e do óleo.
Hardware de simulação
Fabricante: ETAS
Modelo: LabCar RTPC Core i7 3,44GHz –8GB RAM;
placa de interface: ES5340.2 –ICE board
Software de controle da simulação
Fabricante: ETAS
Modelo: <i>Experiment Environment</i> e LabCar–IP V5.4

Fonte: O autor.