

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ

**AMANDA IETEK
RENAN JOSÉ FERREIRA DE OLIVEIRA**

**ESTUDO DE UM SISTEMA DE GERENCIAMENTO DE MOTOR A COMBUSTÃO
INTERNA DO CICLO OTTO BASEADO EM CONTROLE DE TORQUE**

**PONTA GROSSA
2024**

**AMANDA IETEK
RENAN JOSÉ FERREIRA DE OLIVEIRA**

**ESTUDO DE UM SISTEMA DE GERENCIAMENTO DE MOTOR A COMBUSTÃO
INTERNA DO CICLO OTTO BASEADO EM CONTROLE DE TORQUE**

**Study of a torque-based control system for internal
combustion engine management in OTTO cycle engines**

Trabalho de conclusão de curso de graduação apresentado como requisito para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Elétrica e Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR).

Orientador: Prof. Dr. Max Mauro Dias Santos
Coorientador: Prof. Dr. Jhon Jairo Ramirez Behainne.

**PONTA GROSSA
2024**



[4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/)

Esta licença permite download e compartilhamento do trabalho desde que sejam atribuídos créditos ao(s) autor(es), sem a possibilidade de alterá-lo ou utilizá-lo para fins comerciais. Conteúdos elaborados por terceiros, citados e referenciados nesta obra não são cobertos pela licença.

**AMANDA IETEK
RENAN JOSÉ FERREIRA DE OLIVEIRA**

**ESTUDO DE UM SISTEMA DE GERENCIAMENTO DE MOTOR A COMBUSTÃO
INTERNA DO CICLO OTTO BASEADO EM CONTROLE DE TORQUE**

Trabalho de conclusão de curso de graduação
apresentado como requisito para obtenção do título de
Bacharel em Engenharia Elétrica da Universidade
Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR).

Data de aprovação: 28/junho/2024

Max Mauro Dias Santos
Doutorado
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Alexandre De Castro Alves
Doutorado
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Fernanda Cristina Corrêa
Doutorado
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

**PONTA GROSSA
2024**

RESUMO

A construção e validação de algoritmos de controle *torque-based* de motores a combustão interna demandam tempo e custos elevados em testes de bancada ou no veículo, onde uma falha na calibração ou no algoritmo pode acarretar danos ao motor, veículo ou às pessoas envolvidas nos testes. Com o objetivo de minimizar esses riscos, o motor o Volkswagen EA 113 2.0 estudado no presente trabalho foi substituído por um modelo matemático, incluso na ferramenta MATLAB/Simulink, onde há bibliotecas dedicadas à simulação de motores a combustão interna, dentre as quais se selecionou o *Simscape Driveline*, devido à sua praticidade e robustez matemática. O desenvolvimento desses algoritmos de controle pode ser otimizado através da sua implementação em *Model-In-the-Loop*, mas para isso é imprescindível que o modelo matemático utilizado tenha uma semelhança considerável com o motor utilizado. Para garantir esse requisito, analisou-se o comportamento do modelo comparando-o com os dados reais do motor, através das curvas Torque-Rotação e diagrama pV. O modelo matemático do motor integrado nos blocos da biblioteca *Simscape Driveline* apresentou um erro relativo médio inferior a 3% para o torque entre o modelo e o motor real, para uma faixa de rotação de 1500 a 4500 rpm. A otimização obtida no controle de torque pelo *Model-In-the-Loop* resultou em um erro relativo médio abaixo de 3% para o intervalo de melhor representatividade do modelo matemático.

Palavras-chave: Calibração, Ciclo Otto, MATLAB/Simulink, *Model-In-the-Loop*, *Simscape Driveline*, *Torque-based*.

ABSTRACT

The construction and validation of torque-based control algorithms for internal combustion engines require significant time and costs in bench or vehicle testing, where a failure in calibration or the algorithm can cause damage to the engine, vehicle, or the individuals involved in the tests. To minimize these risks, the Volkswagen EA 113 2.0 engine studied in the present work was replaced by a mathematical model, included in the MATLAB/Simulink tool, where there are libraries dedicated to the simulation of internal combustion engines, which Simscape Driveline was selected due to its practicality and mathematical robustness. The development of these control algorithms can be optimized through their implementation in Model-In-the-Loop, but for this, it is essential that the mathematical model used has a considerable similarity to the engine used. To ensure this requirement, the model's behavior was analyzed by comparing it with the real engine data through Torque-Speed curves and pV diagram. The mathematical model of the engine integrated into the Simscape Driveline library blocks resulted an average relative error of less than 3% for the torque between the model and the real engine, for a speed range of 1500 to 4500 rpm. The optimization obtained in torque control by Model-In-the-Loop resulted in an average relative error below 3% for best representative range of the mathematical model.

Keywords: Calibration, MATLAB/Simulink, Model-In-the-Loop, Simscape Driveline, Otto Cycle, Torque-based.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Veículo movido a motor a vapor	17
Figura 2 – Primeiro automóvel da história	18
Figura 3 – Os quatro tempos de um motor do ciclo Otto	19
Figura 4 – Ocorrência dos quatro tempos em um motor de quatro cilindros	20
Figura 5 – Detalhamento do pistão	21
Figura 6 – Comparação entre um ciclo teórico e o real	22
Figura 7 – Efeito do trabalho líquido com o avanço de ignição: <i>a)</i> faísca muito adiantada; <i>b)</i> faísca atrasada provocando; <i>c)</i> faísca em um instante ideal.	24
Figura 8 – Composição da gasolina comum e premium	27
Figura 9 – Efeito do catalisador em função do λ , para a emissão de gás de escape: <i>a)</i> antes do catalisador de três vias; <i>b)</i> após o catalisador de três vias	28
Figura 10 – Sistema de controle com realimentação	30
Figura 11 – Influência de ζ e ω_n na resposta ao degrau unitário: <i>a)</i> Amortecimento; <i>b)</i> Tempo de acomodação	31
Figura 12 – Workflow do Ciclo V	32
Figura 13 – Modelo do Motor do Ciclo Otto	34
Figura 14 – Massa de ar no cilindro	35
Figura 15 – Mapa do avanço de ignição	37
Figura 16 – Curva interpolada de avanço de ignição	37
Figura 17 – <i>Look-Up-Table</i> e <i>Reverse-Look-Up-Table</i>	41
Figura 18 – Mapas de torque: <i>a)</i> LUT medido e <i>b)</i> RLUT calculado	42
Figura 19 – Diagrama de sistema <i>Torque-Based</i>	44
Figura 20 – Estrutura do <i>Model-In-the-Loop</i>	45
Figura 21 – Otimização de um mapa em MIL	45
Figura 22 – Diagrama pV	47
Figura 23 – Perdas por bombeamento para diferentes aberturas de borboleta	48
Figura 24 – Pressão em função do ângulo do virabrequim	49
Figura 25 – Torque e potência em função da rotação: <i>a)</i> Real; <i>b)</i> Simulado	50
Figura 26 – Comparação entre o torque real e o simulado com o modelo	51
Figura 27 – Comparação entre a potência real e a simulada com o modelo	51
Figura 28 – Erro relativo entre o real o simulado para o torque e a potência	52
Figura 29 – Resultados do controle de torque com o mapa inicial	53
Figura 30 – Resultados do controle de torque com as otimizações do RLUT realizadas em MIL	54

Figura 31 – Erros relativo para o controle sem otimizações para o torque de referencia: a) 25 Nm; b) 50 Nm; c) 75 Nm; d) 100 Nm	55
Figura 32 – Erros relativo para o controle com otimizações para o torque de referencia: a) 25 Nm; b) 50 Nm; c) 75 Nm; d) 100 Nm	56

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Parâmetros do Motor VW EA 113 2.0	38
Tabela 2 – Composição do substitutivo representativo para a gasolina brasileira	39
Tabela 3 – Parâmetros do Combustível	40

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

bdc	<i>bottom dead center</i>
ECU	<i>Electronic Control Unit</i>
MIL	<i>Model-In-the-Loop</i>
SIL	<i>Software-In-the-Loop</i>
PIL	<i>Process-In-the-Loop</i>
HIL	<i>Hardware-In-the-Loop</i>
LUT	<i>Look-Up-Table</i>
MBT	<i>Maximum Brake Torque</i>
PI	Proporcional Integral
PID	Proporcional Integral Derivativo
pV	Pressão-Volume
RLUT	<i>Reverse-Look-Up-Table</i>
tdc	<i>top dead center</i>
VW	Volkswagem

LISTA DE SÍMBOLOS

b	Diâmetro do pistão
S	Deslocamento total do pistão
l	Comprimento da biela
a	Comprimento da manivela do virabrequim
θ	Ângulo do virabrequim
V_c	Volume morto
V_d	Cilindrada
V	Volume do cilindro
p	Pressão do cilindro
γ	Razão dos calores específicos a pressão contante e a volume constante
C_p	Calor específico a pressão constante
C_v	Calor específico a volume constante
Q_{in}	Calor cedido pelo processo de combustão
PCI	Poder calorífico inferior
m_c	Massa de combustível
x	Fração mássica queimada
a_w	fator de eficiência de Wiebe
n_w	fator de forma de Wiebe
θ_d	Duração da combustão
θ_s	Ângulo do virabrequim do início da combustão
Q	Calor
W	Trabalho realizado
U	Energia interna

m	Massa da mistura ar-combustível
T	Temperatura no interior do cilindro
R	Contante universal dos gases para mistura ar-combustível
C	Carbono
O	Oxigênio
H	Hidrogênio
C	Nitrogênio
AFR_s	Proporção de ar e combustível estequiométrica
n	Número de Mols
M	Massa Molar
AFR	Proporção de ar e combustível
AFR_R	Proporção de ar-combustível real
λ	Razão entre ar-combustível real e a razão estequiométrica
ω	Rotação do motor
e	Erro entre o valor medido e a referencia
r	Referência do sistema de controle
C	Controlador no domínio de Laplace
s	Variável do domínio de Laplace
y	Saída do sistema
u	Entrada do sistema n
P	Planta do sistema no domínio de Laplace
K_p	Ganho proporcional
K_d	Ganho derivativo
K_i	Ganho integral
G	Sistema de segunda a ser controlado
ω_n	Frequência natural de oscilação

ζ	Fator de amortecimento
θ_{thr}	Ângulo de abertura da válvula borboleta
I_{gSw}	Chave de ignição
SA	Avanço de ignição
$InjPw$	Largura do pulso de injeção
P_{in}	Pressão no <i>manifold</i>
T_{amb}	Temperatura ambiente
V_{man}	Volume do <i>manifold</i>
p_{amb}	Pressão ambiente
m_{cyl}	Massa no cilindro
m_{thr}	Massa na válvula borboleta
S_{thr}	Área da válvula borboleta
T_{out}	Torque no volante do motor
ω	Rotação do motor
I	Inércia do motor
f	Coefficiente de atrito do motor
m_{thr}	Massa na válvula borboleta
T_{fric}	Torque de atrito
κ	Proporção mássica de cada elemento do combustível
ρ	Proporção do elemento
H	Sistema equivalente em malha aberta
$RLUT$	Mapa calibração
E	Mapa com erros
T_{demand}	Torque efetivo demandado
h_{RLUT}	Fator de correção
η	Eficiência do motor

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	14
1.1	OBJETIVO GERAL	15
1.2	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	15
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	16
2.1	EVOLUÇÃO DO MOTOR A COMBUSTÃO INTERNA	16
2.1.1	Origem do Motor do Ciclo Otto	16
2.1.2	Evolução do Controle Eletrônico no Brasil	18
2.2	MOTOR do CICLO OTTO	19
2.2.1	Ciclo Teórico vs Ciclo Real	22
2.2.2	Avanço de Ignição	24
2.2.3	Mistura Ar-Combustível	26
2.3	UNIDADE DE GERENCIAMENTO DO MOTOR	28
2.3.1	Softwares Embarcados em ECUs	29
2.3.2	Teoria de Controle	29
2.4	<i>Model-In-The-Loop</i>	31
2.4.1	Plataforma MATLAB/Simulink	32
3	SIMULAÇÃO NUMÉRICA	34
3.1	MODELO DO MOTOR	34
3.2	PARAMETRIZAÇÃO DA SIMULAÇÃO NUMÉRICA	36
3.2.1	Parâmetros do Motor	36
3.2.2	Parâmetros do Combustível	39
4	ESTRATÉGIA DE CONTROLE DO MOTOR	41
4.1	CONTROLE DE TORQUE EM MALHA ABERTA	41
4.2	CONTROLE EM MALHA FECHADA DA VÁLVULA BORBOLETA	42
4.3	MÉTODO DE OTIMIZAÇÃO EM MIL	44
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES	46

5.1	RESULTADOS DA MODELAGEM	46
5.2	RESULTADOS DO MIL	53
6	CONSIDERAÇÕES FINAIS	57
	REFERÊNCIAS	60

1 INTRODUÇÃO

A história dos automóveis remete ao final do século XIX, quando Carl Benz desenvolveu o primeiro veículo movido a gasolina em 1885 por intermédio do ciclo Otto, onde o primeiro motor baseado com esse princípio de funcionamento foi construído por Nikolaus August Otto em 1876 (OLIVEIRA et al., 2022). Entretanto, somente no início do século XX os automóveis tornaram-se amplamente disponíveis e acessíveis ao público em geral, de forma a exigir novas legislações para os produtos comercializados, referente ao consumo e emissões. Desde então as normas e regulamentações vêm se tornando mais restritivas, forçando as montadoras a elaborar estratégias para se manterem dentro do mercado.

O avanço da eletrônica automotiva permitiu a elaboração de métodos mais eficazes para cumprir as normas de emissões e segurança, com a inserção de softwares embarcados mais robustos, de componentes eletromecânicos e eletrônicos, tendo como principal diferencial a ECU (*Electronic Control Unit*), que permite a comunicação entre componentes do veículo e o controle dos mesmos. Como resultado, tem-se uma maior sincronização do sistema como um todo, o que torna factível um ajuste fino ao ponto de reduzir o consumo de combustível, acatar as normas ambientais e ao mesmo tempo entregar a potência solicitada pelo condutor (MARTINS, 2006).

A solicitação do condutor por potência e o consumo dos periféricos acoplados ao eixo do motor podem ser convertidos em uma demanda de torque. O cálculo do torque para suprir as necessidades existentes é feito na ECU embarcada com sistema *torque-based* como descrito por Bosch (1998). Este sistema envolve todo o processo de combustão, dinâmica do motor, comunicação com dispositivos externos e a aplicação do controle do torque.

Os sistemas embarcados em ECUs de motores precisam ser minuciosamente testados para garantir que funcionem de forma eficiente e segura. Qualquer falha no produto final pode resultar em consequências graves, como danos ao motor ou riscos à segurança do veículo e seus ocupantes. Portanto, o desenvolvimento de um algoritmo *torque-based* envolve uma série de etapas rigorosas de validação e otimização, com o objetivo de assegurar a confiabilidade e a performance do controle de torque. Estes testes podem ser realizados de maneira prática com um motor em bancada, porém demanda um tempo elevado e um alto custo no desenvolvimento (CASTAGNE, 2008).

Um dos métodos que pode ser aplicado para reduzir o número de ensaios é

o *Model-In-the-Loop* (MIL), onde o motor é substituído por um modelo matemático a ser simulado e validado para então aplicar o controle *torque-based*. Este trabalho tem como objetivo explorar a aplicação dos blocos da biblioteca *Simscape-Driveline* no método MIL para desenvolvimento e validação de sistemas de controle para motores. Através da simulação e análise de modelos matemáticos, busca-se otimizar o processo de desenvolvimento, reduzindo o tempo e os recursos necessários para alcançar um sistema robusto e confiável.

1.1 OBJETIVO GERAL

Análise do modelo matemático presente na biblioteca *Simscape Driveline* da plataforma MATLAB/Simulink, assim como avaliar a viabilidade da aplicação dessa ferramenta para uso em *Model-In-the-Loop*, tendo em vista que, na literatura, há uma lacuna a respeito deste tópico, para a implementação no processo de desenvolver uma estratégia de gerenciamento eletrônico *torque-based* para um motor do ciclo Otto.

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Em sequência encontra-se uma lista de objetivos específicos de modo a alcançar o objetivo geral:

- Encontrar na literatura dados reais a serem implementados na simulação numérica, como parâmetros físicos do motor e combustível;
- Identificar o quão idealizado é o modelo e quais são as suas limitações para a aplicação em uma plataforma de *Model-In-the-Loop*, através das curvas Torque vs Rotação e o diagrama pV ;
- Desenvolver um algoritmo de controle *torque-based* para o motor selecionado e otimizá-lo através do *Model-In-the-Loop*.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 EVOLUÇÃO DO MOTOR A COMBUSTÃO INTERNA

O final do século XVIII dá início aos primeiros motores a combustão interna, com o propósito de explorar novas alternativas de forças motrizes em concorrência com a máquina a vapor, a qual já bem enraizada na época e com constantes aprimoramentos ao longo dos anos. O motor a combustão interna como é conhecido hoje passou por diversas evoluções, como maior potência entregue, melhor eficiência e desempenho, redução de emissão de agentes nocivos ao meio ambiente, aumento de conforto ao condutor e redução de custos (OLIVEIRA et al., 2022).

Um dos marcos mais importante para se atingir todos as otimizações listadas anteriormente foi a introdução do gerenciamento eletrônico do motor, juntamente com a substituição de componentes puramente mecânicos por eletrônicos ou eletromecânicos (POGGETTO, 2009). Esse evento forneceu uma capacidade de monitorar e ajustar continuamente o funcionamento do motor em tempo real. Com isso tem-se um maior controle de diversos parâmetros, como a injeção de combustível, ignição, sincronização de válvulas, abertura da válvula borboleta e controle de emissões, garantindo assim melhorias a cerca do economia de combustível, emissões de poluentes e confiabilidade (CASTAGNE, 2008).

2.1.1 Origem do Motor do Ciclo Otto

Em 1771, Nicolas Cugnot desenvolve o primeiro veículo a ser movido sem tração animal (Figura 1), como fonte motriz o motor a vapor, atingindo 4 km/h, sendo considerado também como o primeiro acidente rodoviário motorizado da história, ao atingir um muro de tijolos (LOURENÇO et al., 2019). A necessidade de explorar alternativas de propulsão surgem em virtude das limitações para locomoção existente nos motores a vapor.

Dentre as principais desvantagens dos motores a vapor tem-se a grande dimensão e peso, devido a necessidade de um reservatório de água e de combustível, uma vez que a combustão ocorre externamente. Os reservatórios assumiam grandes dimensões de modo a comportar a matéria prima necessária para o veículo atingir o máximo percurso possível, porém quanto maior o peso do veículo como um todo, maior a demanda de energia para a locomoção, reduzindo assim a razão da potência por quilograma da máquina. Além da baixa eficiência a segurança era debilitada, onde era constante o risco de explosão do reservatório de água em alta pressão, devido ao

Figura 1 – Veículo movido a motor a vapor



Fonte: (BREZIN, 2013).

processo de geração de vapor. Outro ponto negativo se encontra em torno da praticidade, pois a partida dependia de aquecer a água, logo era necessário esperar até obter o vapor (LINO, 2014).

Os primeiros motores a combustão interna surgiram no século XIX suprimindo as deficiências dos motores a vapor, conforme listado anteriormente. Em 1859, Etienne Lenoir patenteou o primeiro motor a combustão interna para fins comerciais, inspirado nos motores a vapor, sendo constituído também por monocilíndricos com duplo efeito, válvulas tipo gaveta, mecanismo de virabrequim e bielas. Assim como os motores a combustão interna em desenvolvimento na época, Lenoir também implementou ignição por centelha elétrica, funcionamento sem compressão em dois tempos e três fases, entretanto obteve uma eficiência inferior a 5% (OLIVEIRA et al., 2022).

Em 1876, o alemão Nikolaus Otto foi o primeiro a construir o motor de quatro tempos, ciclo idealizado por Beau de Rochas, verificando um aumento da eficiência ao inserir a fase de compressão, equivalente a 14% (LINO, 2014). O ciclo de funcionamento desse motor está compreendido em quatro estágios fundamentais, sendo eles admissão, compressão, explosão e exaustão, permitindo dessa forma uma menor perda de calor e maior eficiência. O motor de quatro tempos foi tão bem concebido que nos dias de hoje esse mesmo princípio é utilizado nos veículos atuais, conhecido também como motor do ciclo Otto (OLIVEIRA et al., 2022).

O motor do ciclo Otto foi otimizado por vários engenheiros da época, tornando-se mais leve, compacto e capaz de atingir maiores rotações. Segundo Mercedes-Benz Group (2024), somente em 1886, Carl Benz deu origem ao primeiro veículo automotivo da história (Figura 2), o qual foi desenvolvido motor e chassi como um projeto único, em que oferecia praticidade, segurança e velocidade, sendo assim considerado o primeiro um automóvel funcional a ser construído.

Figura 2 – Primeiro automóvel da história



Fonte: Mercedes-Benz Group (2024)

Desde a criação do primeiro veículo da história até os dias de hoje os motores de combustão interna passaram por uma série de melhorias, bem como a introdução da injeção direta de combustível, turbo alimentação, controle eletrônico do motor, etc. Essas inovações continuam a otimizar a eficiência, desempenho e sustentabilidade dos motores a combustão interna, mantendo-os dentro dos padrões estabelecidos mundialmente (OLIVEIRA et al., 2022).

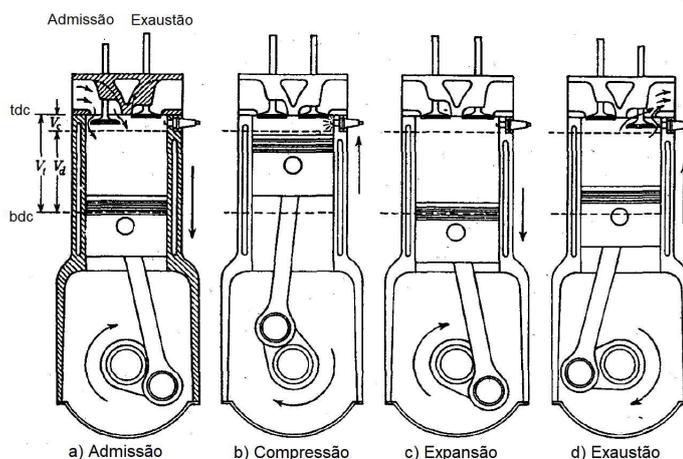
2.1.2 Evolução do Controle Eletrônico no Brasil

Nos primórdios da indústria automotiva, os carros eram essencialmente mecânicos, a medida que a tecnologia avançava, a eletrônica começou a cumprir um papel cada vez mais relevante no desempenho dos sistemas de segurança e conforto, freios, gestão de energia e *powertrain* (POGGETTO, 2009).

No início da década de 90, no Brasil, os sistemas eletrônicos de *powertrain* começaram a sofrer grandes impactos impulsionados por regulamentações ambientais mais rigorosas. Os primeiros automóveis equipados com injeção eletrônica surgiram nesse período, sendo a pioneira a Volkswagen com o Gol GTI em 1992. Após dois anos o mesmo modelo já contava com sensor lambda e controladores para monitorar a injeção de combustível, reduzindo as emissões de poluentes dos veículos (SHIRAISHI, 2009).

Outro sistema que reduziu as emissões e melhorou o desempenho dos motores dos veículos nacionais foi a introdução de *driver-by-wire*, ou seja, acelerador eletrônico, encontrado inicialmente nos modelo Palio da Fiat no ano de 2001, onde a abertura da borboleta não era mais acoplado a um cabo de aço, mas sim controlado eletronicamente para entregar o fluxo de ar necessário e atingir o torque solicitado pelo condutor (CARROECIA, 2000).

Figura 3 – Os quatro tempos de um motor do ciclo Otto



Fonte: Heywood (1988).

Logo em 2003, a Volkswagen lança o primeiro carro com motor flex no Brasil, o Gol TotalFlex, em que operava com dois tipos de combustível, a gasolina, etanol ou uma mistura dos dois (JUNIOR, 2011). Todos estes sistemas fizeram com que os motores encontrados nos veículos nacionais se tornassem cada vez mais eficientes e sustentáveis.

2.2 MOTOR DO CICLO OTTO

O princípio de funcionamento do motor do ciclo Otto consiste em converter energia química em energia mecânica, através da queima controlada de uma mistura de combustível e ar, sendo os mais usuais o etanol, gasolina ou uma combinação entre estes dois, devido a alta volatilização desses combustíveis. Essa obtenção de energia mecânica ocorre de maneira cíclica em quatro estágios distintos, exemplificado na Figura 3, sendo *a*) admissão, *b*) compressão, *c*) expansão e *d*) exaustão, ou ainda primeiro, segundo, terceiro e quarto tempo, respectivamente. Esses combustíveis têm alta volatilidade, mas não suficiente para inflamar apenas com a compressão, como o diesel, portanto, na etapa *c*) é necessária uma fonte externa de calor, no caso dos motores a combustão interna, as velas de ignição geram uma centelha com esse propósito (HEYWOOD, 1988).

No primeiro tempo, a válvula de admissão se abre e o pistão se move para baixo, criando um vácuo dentro da câmara de combustão e conseqüentemente uma diferença de pressão entre a câmara e o coletor, permitindo que a mistura ar-combustível entre na câmara através do coletor de admissão.

No segundo tempo, o pistão se move para cima, comprimindo a mistura ar-

Figura 4 – Ocorrência dos quatro tempos em um motor de quatro cilindros

	0°	180°	360°	540°	720°
Número de cilindros	1	Expansão	Escape	Admissão	Compressão
	2	Escape	Admissão	Compressão	Expansão
	3	Compressão	Expansão	Escape	Admissão
	4	Admissão	Compressão	Expansão	Escape

Ciclos do motor

Fonte: Brunetti (2018).

combustível dentro da câmara de combustão, aumentando assim, significativamente a pressão e temperatura do fluido.

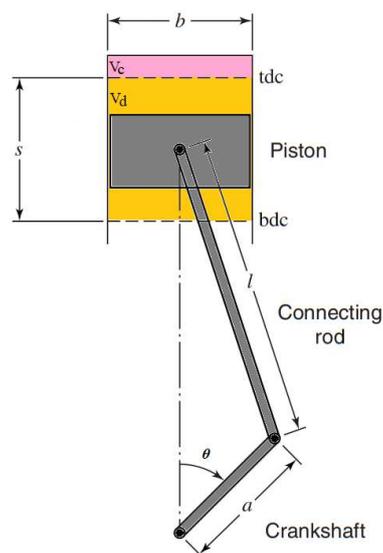
No terceiro tempo, quando o pistão está prestes a atingir o ponto mais alto de sua trajetória (*tdc - top dead center*), uma centelha é gerada pela vela de ignição, desencadeando a queima da mistura ar-combustível, resultando em liberação de energia, aumentando drasticamente a pressão dentro da câmara de combustão e empurrando o pistão para baixo. Vale ressaltar que o momento de ocorrência da faísca varia de acordo com a calibração, inclusive a centelha pode ser calibrada após o *tdc*, dependendo da operação do motor.

No quarto tempo, o pistão volta a subir, expulsando os gases queimados da câmara de combustão através da válvula de escape, em que a abertura da válvula de escape e o movimento do pistão para cima resulta em uma queda de pressão na câmara de combustão, preparando-a para o próximo ciclo.

Com vários cilindros trabalhando em conjunto, é calibrado para que cada qual, em um determinado período de tempo, esteja operando em um dos quatro tempos do ciclo de combustão, para garantir um funcionamento eficiente e suave do motor, conforme o exemplo para um motor de quatro cilindros mostrado na Figura 4. A sincronização sequencial dos cilindros é crucial para otimizar a eficiência da combustão, equilibrar o desempenho do motor e garantir a durabilidade dos componentes. Esse ajuste é necessário, pois se todos os cilindros entrassem em combustão ao mesmo tempo, haveria desequilíbrio, redução da eficiência de combustão e sobrecarga nos sistemas de ignição e controle, comprometendo o desempenho e a confiabilidade do motor.

Além da sincronização sequencial dos cilindros, vale ressaltar a importância de conhecer os parâmetros físicos do pistão, pois estes exercem um papel crucial

Figura 5 – Detalhamento do pistão



Fonte: Adaptado de (FERGUSON, 2016).

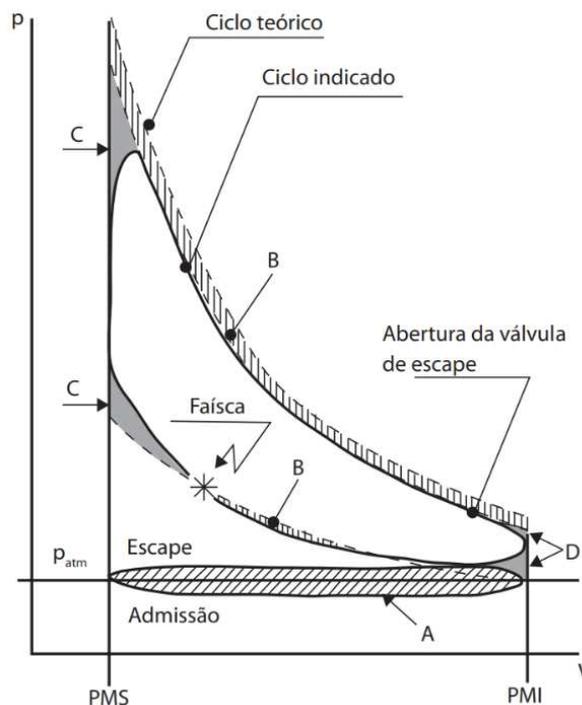
no desempenho e eficiência do motor. Onde os principais parâmetros podem ser vistos na Figura 5, sendo b o diâmetro do pistão, S o deslocamento total do pistão, tdc o ponto morto superior, bdc (*bottom dead center*) o ponto morto inferior, l o comprimento da biela, a o comprimento da manivela do virabrequim e θ o ângulo do virabrequim. Os volumes compreendidos pelas áreas em rosa é o volume morto V_c e em laranja a cilindrada V_d . Além desses parâmetros tem-se a razão de compressão, essencial para a modelagem do motor, calculada com a razão entre a soma de V_d e V_c com V_c .

O volume em função de θ é dado pela equação 1 (FERGUSON, 2016), considerado apenas os parâmetros geométricos do motor, presentes na Figura 5.

$$V(\theta) = V_c + \frac{1}{2}V_d \left(\frac{l}{a} + 1 - \cos\theta - \sqrt{\left(\frac{l}{a}\right)^2 - \sin^2\theta} \right) \quad (1)$$

Entretanto, para uma análise mais apurada de motores a combustão interna é preciso selecionar a abordagem mais coerente para o propósito, visto que há uma variedade de métodos disponíveis na literatura, onde a escolha do mais apropriado deve ser baseada na natureza da aplicação. Em ambientes industriais, é necessário optar por um modelo que reproduza fielmente as condições e comportamentos reais do fenômeno. Por outro lado, em contextos acadêmicos e de pesquisa teórica, o modelo ideal frequentemente atende às necessidades analíticas e de compreensão do sistema.

Figura 6 – Comparação entre um ciclo teórico e o real



Fonte: Brunetti (2018).

2.2.1 Ciclo Teórico vs Ciclo Real

O ciclo teórico se trata de uma abordagem idealizada a respeito do funcionamento do motor, o qual vários fatores não são considerados, de modo a simplificar a análise. Já o ciclo real reflete com precisão o comportamento do motor, computando todas as variáveis presentes, exigindo modelagens matemática de alta complexidade e então diversos ensaios em banco motor. Dessa forma, de acordo com o propósito do estudo é inviável adotar qualquer um desses dois métodos. Logo, existem modelos intermediários com combinações entre os elementos de cada abordagem para obter uma análise mais coerente com a aplicação ou ainda com o que é factível, sempre compreendendo quais as limitações do modelo selecionado para analisar os resultados com sabedoria. Na Figura 6 exibe claramente a diferença do ciclo teórico e do ciclo ideal, em cada uma das quatro etapas do ciclo Otto, para então entender quais as consequências das simplificações empregues, representada pelas áreas *A*, *B*, *C* e *D*.

A Figura 6 mostra como as etapas de admissão e exaustão (escape) destoam bastante no modelo ideal e no real. A área *A* formada por essa duas curvas remete ao trabalho negativo, exigido para a realização do bombeamento da mistura ar-combustível, onde existe perdas mecânicas no movimento do pistão. Esse trabalho negativo assumirá valores mais altos para maiores restrição na válvula borboleta, au-

mentando a perda de carga localizada e reduzindo a pressão no coletor, logo descendo a curva de admissão e aumentando a área A . Entretanto, se os dutos de admissão e escape forem bem projetados, esse trabalho negativo é mínimo para o caso de plena carga, em que haverá menor restrição na válvula borboleta (BRUNETTI, 2018).

A área B corresponde às perdas de calor sensível nos processos de compressão e exaustão, sendo mais expressiva na exaustão, devido ao alto gradiente de temperatura entre o cilindro e o meio, causado pela explosão. No ciclo teórico é considerado um processo isentrópico, ou seja, o produto pV^γ é constante, com p , V e γ sendo a pressão, volume e a razão dos calores específicos C_p (à pressão constante) e C_v (à volume constante), respectivamente.

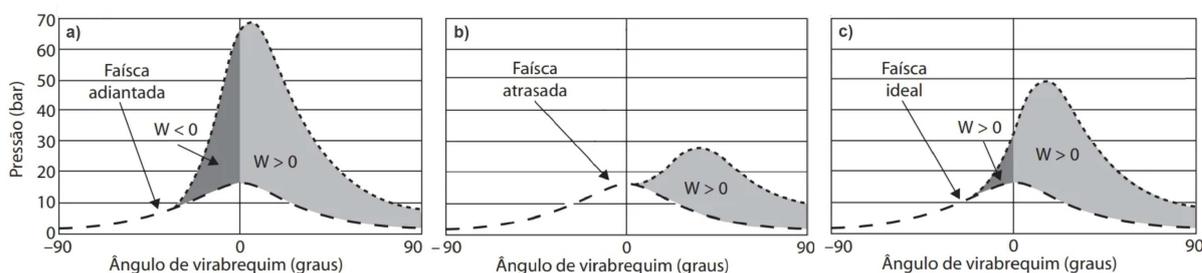
No ciclo teórico é considerado uma combustão isovolumétrica, sendo assim ocorre de maneira instantânea, o que não acontece na realidade, e essa diferença resulta na área C . Essa área é considerável, pois o intervalo de tempo é significativo entre o desenvolvimento da frente de chama e a faísca, se levado em conta a alta rotação do motor. A escolha do ângulo da faísca irá ditar o tamanho dessas áreas, por exemplo, para uma centelha mais antecipada haverá uma área C inferior maior, porém o contrário irá acontecer para a área superior, portanto é muito importante selecionar o avanço de ignição que irá resultar em um maior torque líquido.

Assim como na combustão, o escape também é considerado como isovolumétrico no ciclo teórico, porém, como no ciclo real o escape não é instantâneo a válvula de escape precisa ser aberta com antecedência. O momento de abertura da válvula de escape irá determinar o trabalho negativo representado pela área D , ressaltando a importância de determinar o ângulo de abertura com precisão.

O ciclo real tem uma perda de trabalho equivalente a cerca de 20% em comparação com o ciclo teórico, sendo aproximadamente 60%, 30% e 10% devido as perdas por calor (área B), ao tempo de combustão (área C) e a abertura da válvula de escape (área D), respectivamente. Estes valores são válidos em plena carga, ou seja, abertura total da válvula borboleta, em que a área A pode ser desconsiderada.

Com base nessa comparação entre o ciclo teórico e o real percebe-se a importância da calibração dos atuadores presentes para um bom desempenho do motor, de forma a obter o menor trabalho negativo. Portanto, é definido com sabedoria o momento ideal da vela de ignição gerar a faísca, da abertura e fechamento das válvulas de admissão e exaustão, do ângulo de abertura da válvula borboleta e no tempo de injeção dado pelo bico injetor.

Figura 7 – Efeito do trabalho líquido com o avanço de ignição: a) faísca muito adiantada; b) faísca atrasada provocando; c) faísca em um instante ideal.



Fonte: Adaptado de Brunetti (2018).

2.2.2 Avanço de Ignição

Segundo Brunetti (2018), o avanço de ignição é necessário devido a natureza do fenômeno da combustão, em que se leva um tempo entre a centelha e a explosão em cadeia, chamado de "retardamento químico da combustão", sendo nos instantes iniciais a massa de combustível queimada é inferior a 10%. A calibração do avanço de ignição deve ser ajustada ao atraso da combustão e ocorrer próximo ao ponto morto superior e durante a fase de expansão, com o objetivo de reduzir o trabalho negativo, o qual, conforme exibido na Figura 7, corresponde proporcionalmente a área abaixo da curva na fase de compressão, ou seja, antes do *tdc*, quando o ângulo da manivela é igual a zero. As linhas tracejadas inferior e superior representam a pressão no cilindro sem e com a combustão, respectivamente.

O impacto de diferentes ângulos de ignição pode ser visto na Figura 7 a), b) e c) com resultados obtidos para valores de faísca muito adiantada, atrasada e ideal, respectivamente. Nota-se que o avanço ideal é aquele em que se minimiza o trabalho negativo, exemplificado em c), com melhor aproveitamento do combustível convertido em trabalho útil. Apesar de obter o maior trabalho positivo na faísca muito adiantada em a), há também o maior trabalho negativo, resultando em um baixo torque líquido, além da presença de um alto gradiente e picos de pressão promoverem elevado nível de ruído e tensão, sendo prejudiciais ao desempenho e aos componentes do motor. Já para um ângulo atrasado, em b), não há trabalho negativo, porém o torque atinge uma amplitude muito pequena não extraindo o energia suficiente do combustível (BRUNETTI, 2018).

O ângulo que melhor otimiza o torque líquido sem gradientes de pressão elevados é chamado de MBT (*Maximum Brake Torque*), segundo Heywood (1988), esse valor irá depender de parâmetros geométricos da câmara de combustão, do tipo de combustível, da propagação da chama, fração mássica de combustível queimado, en-

tre outros.

Entretanto, os picos e gradientes acentuados de pressão favorecem o acontecimento de um fenômeno degenerativo, chamado de detonação, onde há uma combustão espontânea. A auto-ignição acontece quando uma massa de combustível não queimada obtém energia o suficiente para inflamar. Esse evento ocorre durante o avanço da chama principal que é gerada pela centelha da vela de ignição, e decorre de diversos fatores, bem como, gradientes de pressão e temperatura elevados na câmara, mistura ar-combustível não homogênea por toda a extensão do volume do cilindro, combustível de baixa octanagem e baixa turbulência do fluido (BRUNETTI, 2018). Quando as duas frentes de chama se encontram, oriundas do processo de combustão normal e da auto-ignição, há uma alta liberação de energia, dando origem à pressões e ruídos anormais dentro da câmara, reduzindo drasticamente a eficiência do motor e comprometendo os componentes do motor, como por exemplo, o cabeçote sujeito a erosões.

Dado a complexidade da combustão, existem modelagens matemáticas para descrever seu comportamento, dentre elas tem-se uma relação para a taxa de calor liberado, conforme a equação 2, onde Q_{in} é o calor cedido pelo processo de combustão dado pela equação 3, onde PCI e m_c é o poder calorífico inferior e massa do combustível, respectivamente. O x é a fração mássica queimada obtida com a função de Wiebe na equação 4, em que a_w um fator de eficiência de Wiebe, n_w um fator de forma de Wiebe, θ a posição atual em ângulo da manivela, θ_d a duração de combustão e θ_s o ângulo do virabrequim de início da combustão. (FERGUSON, 2016).

$$\frac{dQ}{d\theta} = Q_{in} \frac{dx}{d\theta} \quad (2)$$

$$Q_{in} = PCI m_c \quad (3)$$

$$x = 1 - \exp \left[-a_w \left(\frac{\theta - \theta_s}{\theta_d} \right)^{n_w} \right] \quad (4)$$

Partindo da conservação de energia e assumindo a mistura ar-combustível um gás ideal, tem-se as na forma diferencial as equações 5 e 6 (equação de Clapeyron), onde Q , W , U , m , T e R são o calor, trabalho, energia interna, massa da mistura ar-combustível, a temperatura no interior da câmara e a constante universal dos gases para a mistura ar-combustível. De acordo com as definições de dW , dU e R tem-se as equações 7, 8 e 9.

$$dQ - dW = dU \quad (5)$$

$$mdT = \frac{1}{R}(pdV + Vdp) \quad (6)$$

$$dW = p dV \quad (7)$$

$$dU = C_v m dT \quad (8)$$

$$R = C_p - C_v \quad (9)$$

Com as devidas manipulações algébricas, sendo γ a razão entre C_p e C_v e substituindo as equações 2, 6, 7, 8, 9 em 5, tem-se uma expressão para a taxa de variação de pressão na câmara de combustão em relação ao ângulo do virabrequim, descrita pela equação 10.

$$\frac{dp}{d\theta} = -\gamma \frac{p}{V} \frac{dV}{d\theta} + (\gamma - 1) \frac{Q_{in}}{V} \frac{dx}{d\theta} \quad (10)$$

Para avaliar a equação 10 é necessário entender o comportamento da mistura ar combustível, pois se trata de um composto de tamanha complexidade, ainda mais considerando a variedade de combustíveis utilizados ao redor mundo, o que irá afetar diretamente o Q_{in} e conseqüentemente a variação de pressão do cilindro e toda a dinâmica do fenômeno da combustão.

2.2.3 Mistura Ar-Combustível

No Brasil o combustível mais utilizado em motores do ciclo Otto é o E22, correspondente a 75% da frota nacional de veículos leves (TOLEDO, 2024). O E22 é composto por 22% de etanol hidratado e 78% de gasolina, que por sua vez, a gasolina é composta por diversos hidrocarbonetos, derivados do petróleo, tais como parafinas, olefinas, naftenos e aromáticos (HEYWOOD, 1988), com cadeias variando de três até doze átomos de carbono. Na Figura 8 é possível observar a diversidade de hidrocarbonetos presentes na composição da gasolina, com as cadeias de cinco à oito carbonos em maior quantia, para a gasolina comum. Essa diversificação na composição da gasolina se dá em virtude do processo de refinamento do petróleo e da composição do petróleo, visto que difere entre reservatórios.

O comburente utilizado na combustão do ciclo Otto é o ar, e para que essa mistura ar-combustível consiga ter uma queima completa é feito o balanço estequiométrico entre os reagentes e produtos, como a equação 11 para a gasolina e a equação 12 para o etanol (HEYWOOD, 1988). Devido a diversidade de hidrocarbonetos na gasolina utilizou-se na equação 11 uma forma genérica para se adaptar a qualquer composição, sendo g e z o número de carbonos e hidrogênios, respectivamente.

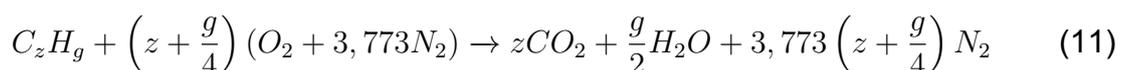
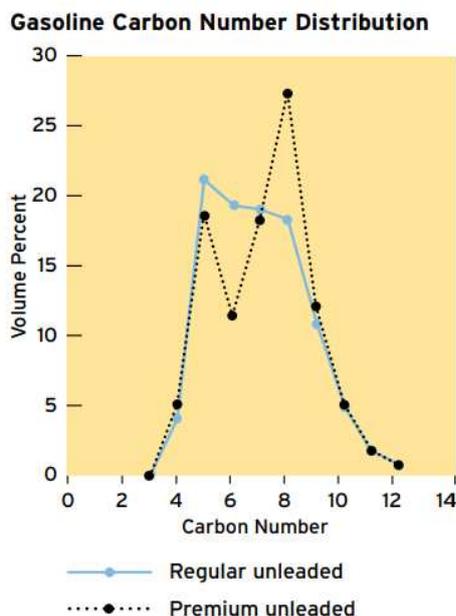
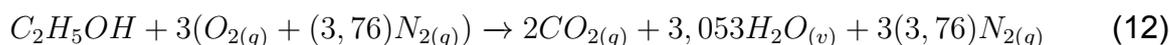


Figura 8 – Composição da gasolina comum e premium



Fonte: (GIBBS et al., 2009)



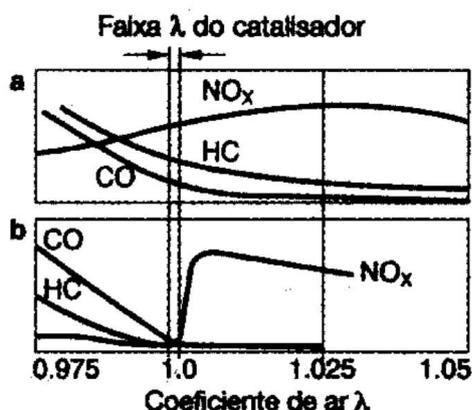
Em uma queima completa os produtos serão apenas CO_2 (dióxido de carbono), H_2O (vapor d'água) e N_2 (nitrogênio), caso contrário, haverá também HC (hidrocarboneto), CO (monóxido de carbono) e NO_x (óxidos de nitrogênio), os quais são altamente nocivos ao meio ambiente e a saúde pública.

O balanço estequiométrico irá fornecer a proporção molar de ar e combustível para uma combustão completa. Com as massas molares conhecidas dos elementos das equações 11 e 12, é possível determinar a razão ar-combustível mássica estequiométrica AFR_s , a qual é amplamente empregue no âmbito de motores a combustão interna. O cálculo do AFR_s se encontra disposto na equação 13, onde no numerador e no denominador é o somatório do produto n e M para o cada um dos elementos do ar e do combustível, respectivamente, com n o número de mols e M a massa molar.

$$AFR_s = \frac{\sum_{ar} nM}{\sum_{comb} nM} \quad (13)$$

De acordo com Gibbs et al. (2009) o valor do AFR_s para a gasolina é aproximadamente 14,7, e segundo Heywood (1988) para o etanol esse valor corresponde à 9. Porém muitas vezes é aplicado um AFR diferente do obtido com o balanço estequiométrico, para quantificar esse excesso ou falta de ar tem-se a equação 14, em que

Figura 9 – Efeito do catalisador em função do λ , para a emissão de gás de escape: a) antes do catalisador de três vias; b) após o catalisador de três vias



Fonte: Adaptado de Bosch (2005).

λ é a razão entre a razão mássica de ar-combustível real AFR_R e a estequiométrica AFR_S .

$$\lambda = \frac{AFR_R}{AFR_S} \quad (14)$$

Para $\lambda = 1$ tem-se que uma mistura estequiométrica, para $\lambda < 1$ uma mistura rica e para $\lambda > 1$ uma mistura pobre, sendo que a maioria dos veículos modernos são calibrados para obter $\lambda = 1$, pois uma mistura pobre aumenta a emissão de NO_x e uma mistura rica aumenta a emissão de CO e compostos orgânicos voláteis (GIBBS et al., 2009). Também para um $\lambda = 1$ tem-se um melhor funcionamento do catalisador de três vias, conforme a Figura 9.

O catalisador de três vias tem como função tratar os gases de exaustão, convertendo os gases nocivos em H_2O , CO_2 e N_2 , com uma eficiência máxima no ponto de mistura estequiométrica, de acordo com Guzzella (2010), esse valor é de aproximadamente 98%, destacando a importância de trabalhar com $\lambda = 1$. Na Figura 9 percebe-se a sensibilidade do sistema para mudanças do λ , com uma janela de operação muito pequena, para isso há a necessidade de um monitoramento e controle refinado das variáveis, feito através da unidade de gerenciamento do motor.

2.3 UNIDADE DE GERENCIAMENTO DO MOTOR

As ECUs tornaram-se mais poderosas e capazes de gerenciar o motor com maior velocidade e com cálculos mais complexos (PAPAIOANNOU, 2005), uma unidade de gerenciamento eletrônico de motores é um dispositivo embutido com um soft-

ware que monitora e coordena diversas funções relacionadas ao funcionamento do motor.

2.3.1 Softwares Embarcados em ECUs

Os algoritmos dos softwares embarcados nas ECUs garantem que o motor entregue o torque demandado de forma otimizada, sendo essas ECUs, baseadas na demanda de torque, denominadas *Torque-Based* (BOSCH, 1998). Conforme afirma Guzzella (2010), a função primordial de um motor é gerar torque, toda solicitação de potência resulta em um torque requerido ao motor, geralmente em função da posição do pedal do acelerador pressionado pelo condutor. Também existem outros periféricos que afetam essa demanda, como o alternador, ar-condicionado, bomba de combustível, bomba de arrefecimento, entre outros.

O uso desses softwares *torque-based* em motores a combustão interna tem sido crucial para alcançar um desempenho otimizado e uma maior eficiência no consumo de combustível. No entanto, mesmo com os avanços concedidos pelo gerenciamento eletrônico, os motores continuam a enfrentar desafios em relação à eficiência energética, isso se deve às perdas significativas de energia, principalmente dissipadas na forma de calor (MANAVELLA, 2003).

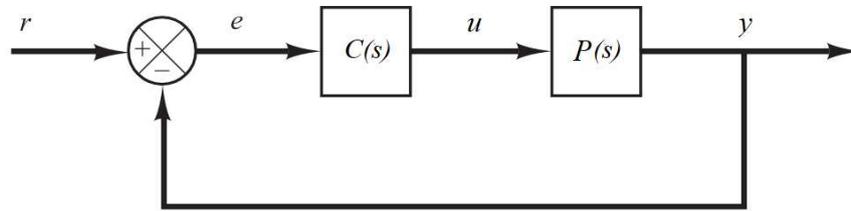
Tendo em vista que o motor a combustão interna tem perdas consideráveis, é preciso melhor utilizar a energia entregue durante a operação e minimizar ao máximo o consumo, sempre atendendo as normas ambientais. Entretanto, cada montadora mantém suas estratégias sobre confidencialidade, isto faz com que o estado da arte atual não esteja acessível na literatura, porém com base no há disponível é possível identificar alguns métodos empregues, como a aplicação de teoria de controle.

2.3.2 Teoria de Controle

Uma estratégia muito aplicada nos softwares de ECUs de motores atuais é a teoria de controle, um campo da engenharia e da matemática que se concentra no projeto e análise de sistemas dinâmicos para garantir que eles operem de maneira desejada (OGATA, 2011). Na Figura 10 tem-se um sistema controlado em malha fechada onde a teoria de controle é aplicada.

A Figura 10 mostra em diagrama de blocos um sistema controlado em malha fechada, sendo s a variável no domínio de Laplace, u a variável de controle, e o erro entre o valor de referência r e o valor medido y , $P(s)$ a planta do sistema e o controlador $C(s)$ que irá atuar no sistema, de forma a obter um erro mais próximo de zero possível. O controle em malha fechada leva em consideração o erro do valor desejado e o medido,

Figura 10 – Sistema de controle com realimentação



Fonte: Adaptado de Ogata (2011).

isto faz com que se torne mais eficiente na busca em mitigar os erros. Estes controladores são amplamente utilizados, com o PID (Proporcional Integral Derivativo), sendo o mais aplicado na indústria devido sua versatilidade e robustez (GARCIA, 2017), a sua representação no domínio da frequência está descrita na equação 15, onde tem-se K_p o ganho proporcional, K_d o ganho derivativo e K_i o ganho integral.

$$C(s) = K_p + K_d s + \frac{K_i}{s} \quad (15)$$

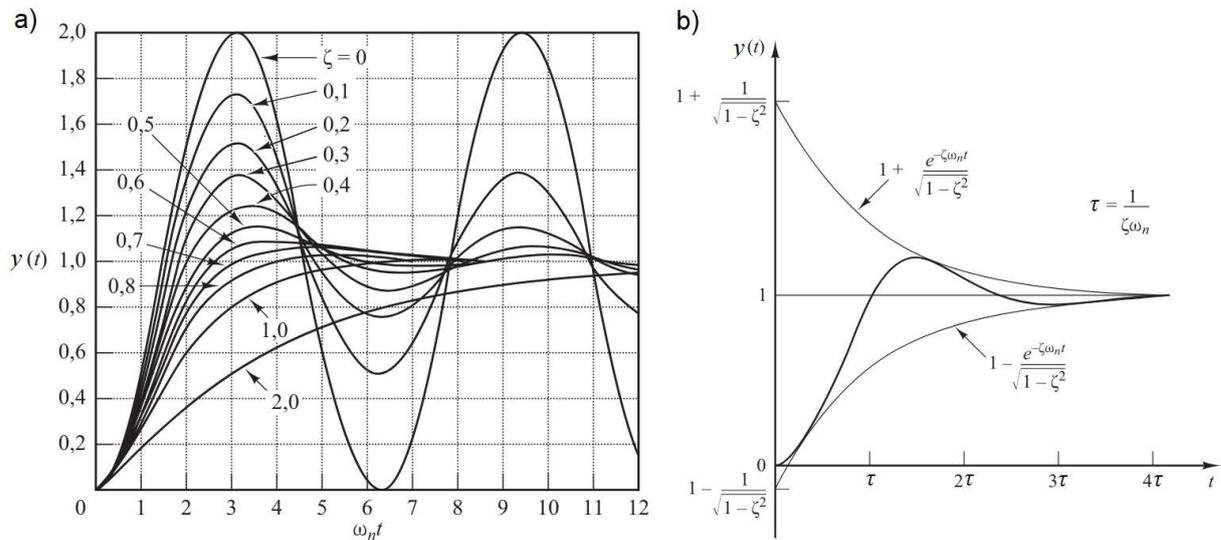
Para encontrar os parâmetros presentes no controlador PID é conveniente realizar a análise do sistema equivalente em malha aberta Ogata (2011), pois facilita no projeto de controladores que atendam aos requisitos estipulados, como tempo de acomodação, estabilidade e valores de erros no regime transitório e permanente. Uma vez que se encontra o sistema equivalente em malha aberta pode-se compará-lo com a equação geral para sistemas de segunda ordem demonstrados na equação 16.

$$G(s) = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \quad (16)$$

Onde $G(s)$ é o sistema de segunda ordem, ω_n é a frequência natural de oscilação e ζ o fator de amortecimento (OGATA, 2011). O cálculo dos ganhos do controlador PID deve ser feito através de uma análise dos polos do sistema equivalente, determinando as raízes da equação do denominador, também chamado zeros da equação característica (OGATA, 2011). Nestes sistemas há a presença de dois polos no plano complexo, sendo esses $s_{1,2}$, como mostrado na equação 17.

$$s_{1,2} = -\omega_n(\zeta \pm \sqrt{\zeta^2 - 1}) \quad (17)$$

Figura 11 – Influência de ζ e ω_n na resposta ao degrau unitário: a) Amortecimento; b) Tempo de acomodação



Fonte: Adaptado de (OGATA, 2011).

A localização dos polos pode dizer muito sobre o sistema analisado, como visto na Figura 11, pode-se observar como os valores dos polos do sistema estão relacionados a resposta do sistema ao estímulo de um degrau unitário.

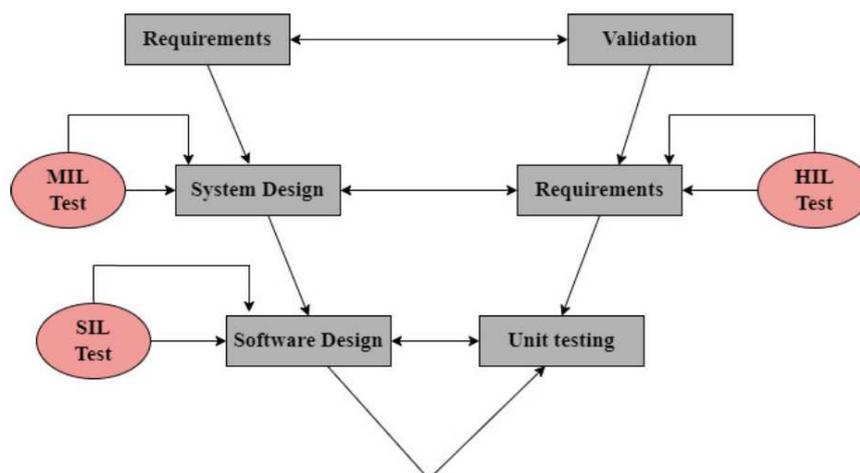
Como demonstrado na Figura 11 a) o valor do fator de amortecimento ζ influencia diretamente no resultado obtido na saída do sistema, afetando o sobre sinal (*overshoot*) e sub sinal (*undershoot*). De forma análoga na Figura 11 b) pode-se visualizar a influência de ζ e ω_n no tempo de acomodação em resposta ao degrau unitário. Através dos requisitos do projeto, como tempo de resposta e valores máximos de *overshoot* e *undershoot* pode-se encontrar os valores adequados de K_p , K_d e K_i a fim de relocalar os polos do sistema equivalente em malha aberta. Através da análise realizada sobre os polos dos sistemas são projetados controladores e então implementados nos softwares embarcados em ECUs, estes sistemas de controle precisam ser testados e validados antes de serem implementados no produto final, sendo que esta atividade pode ser realizada em *Model-In-the-Loop* (MIL).

2.4 MODEL-IN-THE-LOOP

Na engenharia automotiva o método de desenvolvimento amplamente utilizado é o ciclo V (BASSO et al., 2022), onde o sistema de controle passa pelos estágios de MIL, SIL (*Software-In-The-Loop*), PIL (*Process-In-The-Loop*) e HIL (*Hardware-In-The-Loop*) como demonstrado na Figura 12.

O presente trabalho foca no primeiro estágio do desenvolvimento em ciclo V,

Figura 12 – Workflow do Ciclo V



Fonte: Shylla et al. (2023).

o *Model-In-The-Loop*, uma técnica de teste usada no desenvolvimento de sistemas embarcados onde o software é testado inicialmente em um ambiente simulado, em que o fenômeno físico, a planta do sistema, é substituído por um modelo matemático (IRENO, 2003). Na engenharia automotiva, a modelagem matemática e a simulação numérica desempenham papéis vitais em todas as fases do desenvolvimento de veículos, uma das ferramentas utilizadas no processo é a plataforma MATLAB/Simulink que permitem a fácil aplicação do MIL, com bibliotecas dedicadas ao *powertrain* inclusas.

2.4.1 Plataforma MATLAB/Simulink

O MATLAB é uma plataforma para programação e computação numérica, desenvolvida pela *MathWorks*, amplamente utilizada em engenharia, ciências exatas e computação (MATHWORKS, 2014). Com uma vasta biblioteca de funções, oferece cálculos avançados e com precisão, capacidade de simulação e modelagem, e integração com outras linguagens e ferramentas, tornando-o vantajoso tanto na pesquisa acadêmica, quanto no desenvolvimento de produtos e soluções na indústria.

Além das capacidades mencionadas, o MATLAB oferece o Simulink, uma extensão para modelagem, simulação e análise de sistemas dinâmicos e de controle. A facilidade existente nesse software para a modelagem de sistemas complexos e a integração com o *workspace* do MATLAB, permite uma análise mais abrangente e uma prototipagem rápida. Com o Simulink, os engenheiros e cientistas podem acelerar o desenvolvimento de softwares embarcados, reduzir os custos de projeto e garantir a confiabilidade dos resultados (MATHWORKS, 2014).

Além disto, o Simulink oferece bibliotecas com modelos já desenvolvidos, como

motores de combustão interna por centelha. Com as suas ferramentas é possível representar com detalhes os processos termodinâmicos, mecânicos e elétricos envolvidos nesses sistemas (MATHWORKS, 2024). A simulação de motores a combustão interna no Simulink permite aos engenheiros explorar diferentes cenários de operação, otimizar o desempenho do motor, analisar o consumo de combustível e as emissões, além de projetar, parametrizar e testar estratégias de controle de forma virtual, antes da implementação física. Para simular o motor no Simlink foi selecionado o *blockset SimScape Driveline*, devido à sua biblioteca já conter alguns modelos de componentes do motor e que podem ser explorados para o desenvolvimento do projeto.

A biblioteca *Simscape* é uma ferramenta para modelar sistemas dinâmicos como *powertrain* e dinâmica veicular, sendo possível simular o comportamento de diferentes tipos de sistemas eletrônicos e mecânicos. O *Driveline* oferece uma variedade de componentes, motores, eixos, rodas, direção, embreagens e diferenciais, que podem ser configurados e conectados para formar o modelo do sistema desejado (MATHWORKS, 2024), os blocos dessa biblioteca podem servir de base para uma plataforma de simulação e testes de softwares de ECUs automotivas.

3 SIMULAÇÃO NUMÉRICA

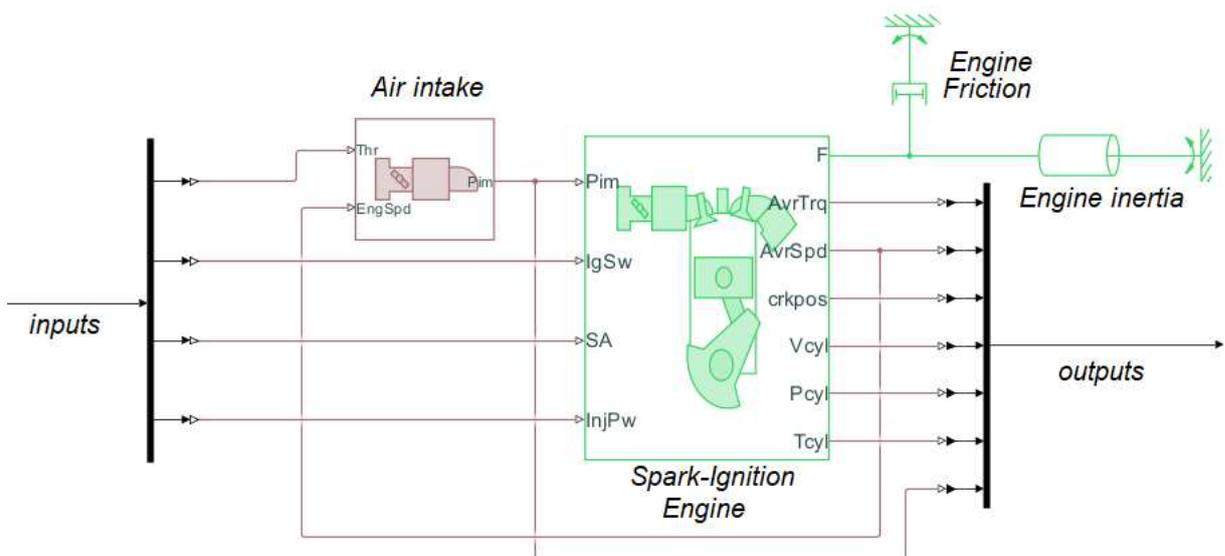
3.1 MODELO DO MOTOR

Dentre as ferramentas existentes na plataforma MATLAB/Simulink dedicados ao *powertrain*, foram selecionados os blocos *Spark-Ignition Engine*, *Air Intake*, *Engine Inertia* e *Engine Friction* da biblioteca *Simscape Driveline*, pois além deste conjunto de blocos permitirem maior praticidade na calibração e inserção de parâmetros. Estes blocos compreendem uma modelagem matemática mais robusta a respeito do funcionamento do motor a combustão interna, se comparado com as demais bibliotecas.

Ao utilizar a biblioteca *Simscape Driveline* pode-se analisar o desempenho, eficiência e o comportamento dinâmico do *powertrain*, que pode ser aplicado no desenvolvimento e otimização de softwares embarcados em ECUs de motores. A configuração dos blocos da biblioteca utilizado no trabalho está presente na Figura 13, a qual abrange todo o funcionamento do motor de combustão interna a centelha.

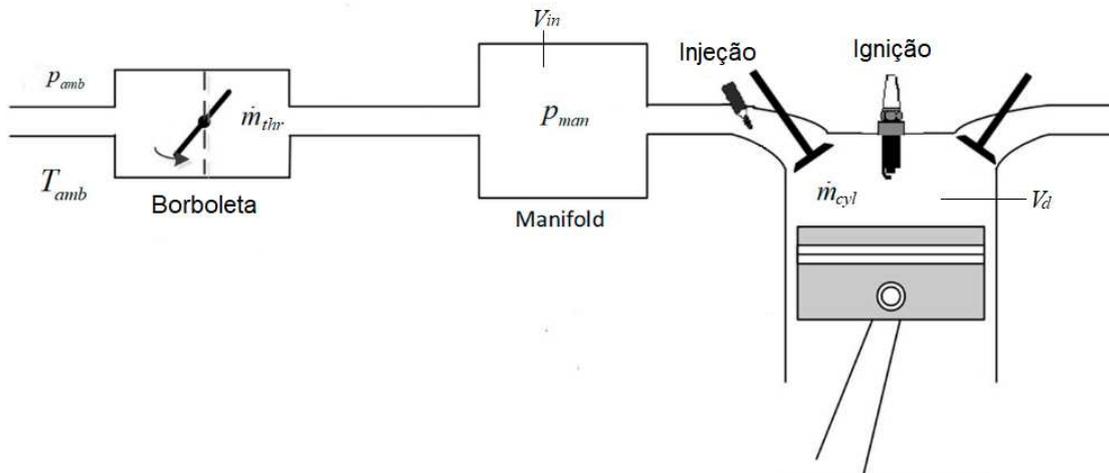
O modelo mostrado na Figura 13 trata-se da união dos blocos listados anteriormente, sendo permitido modificar valores físicos como o diâmetro da válvula borboleta, volume do *manifold*, volume da câmara de combustão, curso do pistão, valores de inércia e atrito, etc. Esta arquitetura tem como *inputs* o ângulo da válvula borboleta *thr*, a chave de ignição *IgSw*, o ângulo de avanço da ignição *SA* e a largura do pulso de in-

Figura 13 – Modelo do Motor do Ciclo Otto



Fonte: Autoria própria (2024).

Figura 14 – Massa de ar no cilindro



Fonte: Adaptado de Meng et al. (2019).

jeção $InjPw$, os quais são os atuadores do sistema, onde o sistema *torque-based* calculará as melhores condições. Tratando-se de estrutura *torque-based*, segundo Bosch (1998), é necessário atuar na massa de ar admitida pelo cilindro para controlar o torque no volante do motor, esta variável é calculada no bloco *Air Intake* e depende dos parâmetros da válvula borboleta e do *manifold*, como representado na Figura 14.

No bloco *Air Intake* é utilizado a temperatura ambiente T_{amb} , a pressão ambiente p_{amb} , o volume do *manifold* V_{in} , o volume deslocado V_d , vazão mássica no cilindro \dot{m}_{cyl} , vazão mássica na válvula borboleta \dot{m}_{thr} e a área de abertura da válvula S_{thr} . Essas variáveis são utilizadas para o cálculo da pressão no *manifold* do motor, conforme a equação 18, sendo \dot{m}_{cyl} e \dot{m}_{thr} dadas pelas equações 19 e 20, respectivamente.

$$\frac{d}{dt}p_{in} = \frac{RT_{amb}}{V_{in}}(\dot{m}_{thr} - \dot{m}_{cyl}) \quad (18)$$

$$\dot{m}_{cyl} = \frac{1}{2} \frac{\omega V_d p_{in}}{RT_{amb}} \quad (19)$$

$$\dot{m}_{thr} = \frac{S_{thr}}{\sqrt{T_{amb}}} p_{amb} \quad (20)$$

Além desses fatores que influenciam no torque é necessário avaliar o comportamento da rotação do motor, para esse propósito o parâmetro mais importante na dinâmica do motor é a inércia I , calculado no bloco *Spark-Ignition Engine* de acordo

com a Primeira Lei de Newton, relacionando o torque resultante do motor com a sua rotação ω através da equação 21.

$$T_{out} - T_{fric} = I \frac{d}{dt} \omega \quad (21)$$

Na equação 21 tem-se o torque resultante como a diferença entre o torque indicado T_{out} gerado pela pressão no cilindro conforme a equação 22 e o torque de atrito T_{fric} , calculado conforme a equação 23, onde f é o coeficiente de torque de atrito em Nm rad/s.

$$T_{out}(\theta) = p(\theta) \frac{\pi b^2}{4} a \left(\text{sen}(\theta) + \frac{\text{sen}(2\theta)}{\sqrt{\left(\frac{l}{a}\right)^2 - \text{sen}^2(\theta)}} \right) \quad (22)$$

$$T_{fric} = f \omega \quad (23)$$

3.2 PARAMETRIZAÇÃO DA SIMULAÇÃO NUMÉRICA

Na simulação de motores a combustão interna, os parâmetros do motor e do combustível desempenham um papel crucial nos resultados obtidos. A geometria e comportamento térmico do motor são fundamentais para representar com precisão o desempenho do motor em diferentes condições operacionais, e o poder calorífico e composição química necessários para esmiuçar toda a dinâmica da combustão e composição dos gases de exaustão.

3.2.1 Parâmetros do Motor

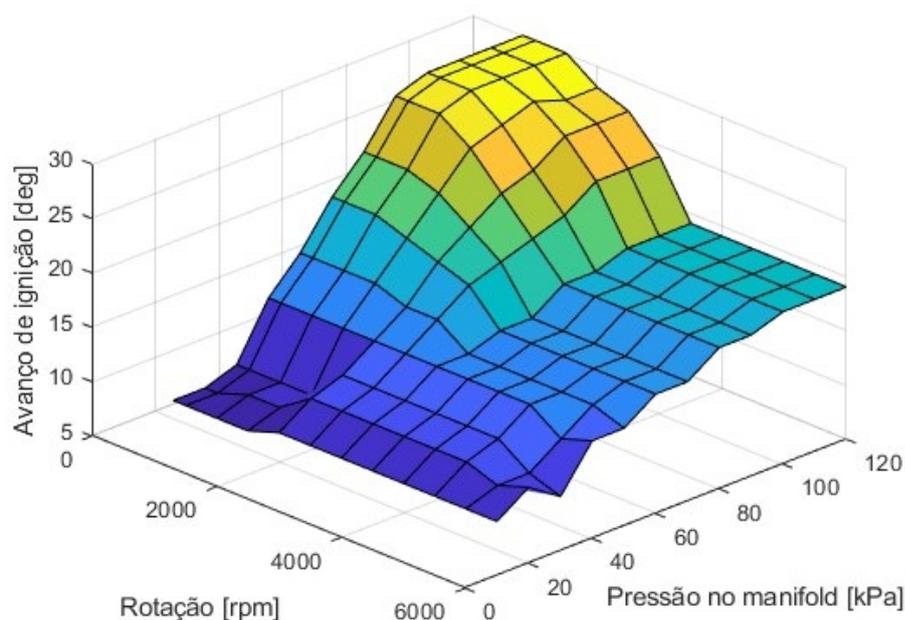
O motor utilizado para ser simulado no *Simscape Driveline* foi selecionado com base na quantidade de informações disponíveis na literatura, pois devido a confidencialidade presente no setor automobilístico, esses dados não são de fácil acesso. Todavia nos estudos de Dias (2018) foram realizados testes em dinamômetro inercial para determinar o avanço de ignição do motor Volkswagen EA 113 2.0 até o limite do fenômeno de detonação, onde o avanço de ignição. Conforme mencionado na seção 2.2.2, está intimamente ligado com a pressão dentro da câmara de combustão, e consequentemente ao torque de saída, portanto para uma análise mais sucinta acerca do *Simscape Driveline* é essencial que esse parâmetro seja representado da forma mais real possível. Os valores para o ângulo de ignição, resultado dos testes fornecidos pelo Dias (2018), são mostrados na Figura 15.

Figura 15 – Mapa do avanço de ignição

RPM	MAP(KPa)											
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120
800	09	09	09	09	10	10	10	10	10	10	10	10
1000	09	09	10	10	12	12	12	12	12	12	11	12
1500	10	10	10	10	13	13	13	13	13	13	11	10
2000	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	14	13
2500	18	18	18	18	17	17	15	15	15	15	15	14
3000	22	22	22	21	20	19	16	16	16	16	16	16
3500	25	25	25	24	22	20	16	16	16	16	16	16
4000	29	29	29	27	24	21	18	18	18	18	18	18
4500	30	30	30	28	25	22	18	18	18	18	18	18
5000	30	30	30	29	27	24	19	19	19	19	19	19
5500	30	30	30	28	27	24	19	19	19	19	19	19
6000	30	30	30	29	27	24	19	19	19	19	19	19

Fonte: Dias et al. (2018).

Figura 16 – Curva interpolada de avanço de ignição



Fonte: Autoria Própria (2024).

Segundo Dias et al. (2018), os valores apresentados na Figura 15, tem como objetivo obter um torque otimizado e para isto o ângulo de ignição foi incrementado passo a passo até a ocorrência do fenômeno de detonação. Devido a natureza discreta da tabela, ao ser implementada no Simulink foi realizado uma interpolação linear para os valores intermediários como visto na Figura 16, a superfície gerada pela interpolação.

Quase todas as características geométrica do motor VW EA 113 2.0 foram reti-

radas da própria ficha técnica da montadora (VOLKSWAGEN, 1999), conforme mostra a Tabela 1, sendo essas de suma importância para o modelo matemático representar com maior fidelidade o motor real.

Tabela 1 – Parâmetros do Motor VW EA 113 2.0

Parâmetro	Valor	Unidade
b	82,5	mm
l	108	mm
a	46,4	mm
V_d	1984	cm ³
S_{th}	38,48	cm ²
V_{in}	1000	cm ³
I	0,17	kgm ²
f	0,011	Nm/rpm
Abertura da válvula de admissão	7,7 antes do tdc	deg
Fechamento da válvula de admissão	38,7 depois do bdc	deg
Abertura da válvula de exaustão	39,8 antes do bdc	deg
Fechamento da válvula de exaustão	7,8 depois do tdc	deg
Número de cilindros	4	–
Razão de compressão	10,5:1	–

Fonte: Autoria própria (2024).

O valor de inércia I foi estimado com base na literatura, com uma interpolação linear entre dados já conhecidos. De acordo com MRDJA (2018), a inércia para um motor de quatro cilindros e cilindrada de 1.4 L corresponde a 0,133 kgm². Já para um motor de quatro cilindros e cilindrada de 2.2 L a inércia assume o valor de 0,17 kgm², segundo Roy (2008). Com base nessas informações determinou-se aproximadamente a inércia para o motor EA 113 com quatro cilindros e cilindrada de 2.0 L, por meio de uma interpolação linear. Ainda conforme os estudos de Roy (2008), tem-se um f médio equivalente a 0,011 Nm/rpm para uma faixa de rotação de 1200 a 6200 rpm.

Para os ângulos de abertura e fechamento das válvulas de exaustão considerou-se a árvore de comando OBDI (VWVORTEX, 2002), sendo esses valores aproximados ao utilizado pelo EA 113 2.0, pois não foi possível encontrar os originais.

Além dos cuidados com as características intrínsecas ao motor, se atentou também quanto ao combustível, visto que é um fator fundamental para obter resultados da simulação mais fiéis possíveis a dinâmica do motor a combustão interna.

3.2.2 Parâmetros do Combustível

Sabendo a complexidade da composição da gasolina há substitutos representativos, que são compostos que possuem semelhanças nas propriedades físico-químicas com a gasolina, de modo a simplificar a análise, mas ao mesmo tempo obter resultados coerentes com o real. Usualmente esse composto é formado por pelo menos um componente que represente cada um dos grupos de hidrocarbonetos, conforme mencionados anteriormente na seção 2.2.3, sendo eles as parafinas, olefinas, naftenos e aromáticos.

Segundo o estudo de Cancino (2009) corroborado com o de Junior (2016) e Pastre (2021), tem-se o substituto representativo a gasolina brasileira e suas propriedades químicas estão descritas na Tabela 2.

Tabela 2 – Composição do substitutivo representativo para a gasolina brasileira

% v/v	Componente	Cadeia Carbônica	PCI (kJ/kg)	Densidade (kg/m ³)
33,3	Isooctano	C_8H_{18}	44791	692
24,4	n-Heptano	C_7H_{16}	44926	684
14,4	Diisobutileno	C_8H_{16}	44560	716
27,8	Tolueno	C_7H_8	40930	866

Fonte: Autoria própria (2024).

De acordo com relação em que a massa é igual ao produto da densidade e volume é possível determinar a proporção mássica, κ , de cada elemento, i , presente no composto e aplicar na equação 24 e 25 para obter o poder calorífico PCI e densidade ρ equivalentes, através de uma média ponderada, onde j é o número total de elementos.

$$PCI = \sum_{i=1}^j \kappa_i PCI_i \quad (24)$$

$$\rho = \sum_{i=1}^j \kappa_i \rho_i \quad (25)$$

De maneira análoga determinou-se o PCI equivalente para o E22, correspondente à 40012 kJ/kg, considerando o PCI e densidade para o etanol de 28261 kJ/kg e 789 kg/m³, respectivamente. Com a composição do combustível bem estabelecida realizou-se o balanço estequiométrico para uma mistura sem excesso de ar, conforme as equações 11 e 12. Na sequência, com o auxílio da equação 13, obteve-se um valor

de 13,97 para AFR_S . A tabela 3 contém resumidamente os dados do combustível para a simulação numérica e os parâmetros para a função de Wiebe segundo a equação 4.

Tabela 3 – Parâmetros do Combustível

Parâmetro	Valor	Unidade
Combustível	E22	-
PCI	40012	kJ/kg
\dot{m}_c	6,5	mg/ms
a_w	3	-
n_w	5	-
θ_d	35	deg
AFR_S	13,97	-

Fonte: Autoria própria (2024).

Na Tabela 3 tem-se o valor de taxa de injeção \dot{m}_c , correspondente a massa de combustível injetado por tempo pelo bico injetor, θ_d a duração de combustão igual a 35°. Todos estes parâmetros referentes ao motor e a combustível fizeram com que a análise mais aprofundada do comportamento do modelo fosse viável e posteriormente utilizado no desenvolvimento de uma unidade de gerenciamento eletrônico para o motor.

4 ESTRATÉGIA DE CONTROLE DO MOTOR

Com um modelo de motor bem definido e com as parametrizações realizadas é possível monitorar e controlar o sistema, a fim de obter o desempenho desejado. Com esse propósito elaborou-se estratégias de controle para os atuadores e assim atingir o menor erro na entrega de torque, posteriormente essa estratégia *torque-based* será otimizada em MIL.

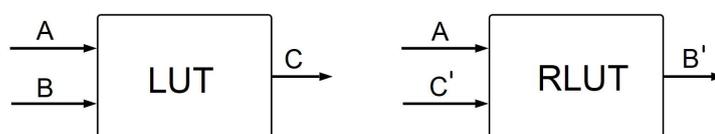
4.1 CONTROLE DE TORQUE EM MALHA ABERTA

Para atingir o valor de torque desejado no volante do motor deve-se atuar na pressão do coletor P_{in} como mencionado na seção 3.1. Para realizar este controle em malha aberta optou-se pela implementação de mapas para encontrar a pressão necessária para atingir o torque requerido em cada rotação do motor.

A figura 17 exemplifica como foi realizado o *Reverse-Look-Up-Table* (RLUT) com base no *Look-Up-Table* (LUT). Primeiramente variam-se as entradas A e B no sistema que deseja controlar a saída C , e então é construída uma matriz com os valores de saída, chamada de LUT. Com base no LUT é feita interpolações lineares para encontrar uma matriz que relacione o valor de A e C' para encontrar um B' como saída. Vale ressaltar que B' e C' possuem dimensões diferentes de B e C , mas ainda se tratam das mesmas grandezas.

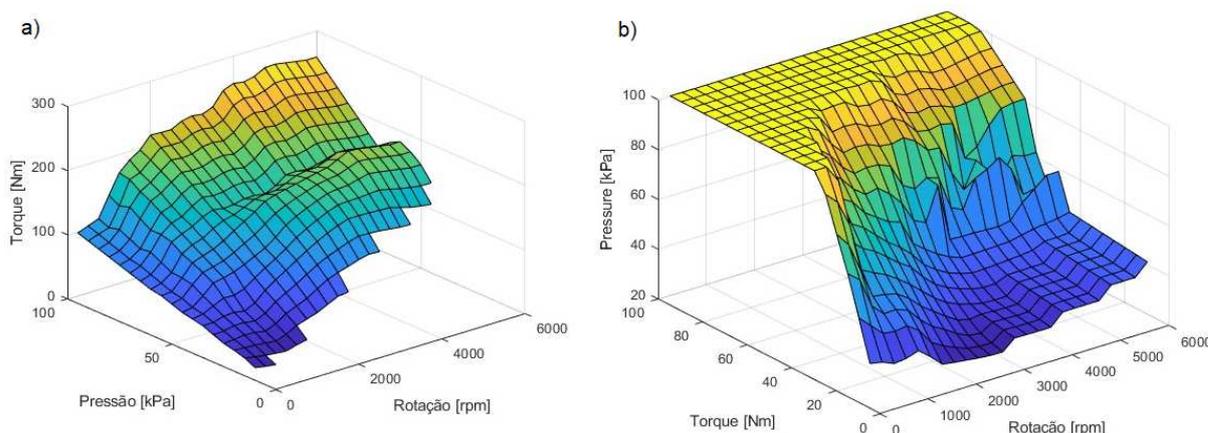
Os valores de rotação do motor, pressão do coletor, torque efetivo de saída, pressão do coletor demandada, torque efetivo demandado foram atribuídos ao A , B , C , B' e C' , respectivamente. Com o valor de λ igual a 1, foi imposto no modelo uma pressão no coletor constante e coletados os valores de torque e rotação resultante, o mesmo se repetiu para diversos valores de pressão. No entanto, para baixas pressões o motor não atingiu altas rotações, após isto foi construído um mapa com base no LUT gerado anteriormente, conforme mostrado na Figura 18 a). Com este mapa foi possível encontrar seu RLU (Figura 18 b)) interpolando os valores intermediários e

Figura 17 – *Look-Up-Table* e *Reverse-Look-Up-Table*



Fonte: Autoria Própria (2024).

Figura 18 – Mapas de torque: a) LUT medido e b) RLUT calculado



Fonte: Autoria Própria (2024).

tendo como entrada o torque requerido e a rotação atual. Entretanto, como a máxima pressão possível é a pressão ambiente com 100% da válvula borboleta aberta, o RLUT foi saturado no valor de 101,325 kPa.

A pressão no coletor é essencial para atingir o torque requerido, porém para entregar esta pressão é preciso atuar e controlar corretamente a abertura da válvula borboleta, de modo a ter a pressão no coletor o mais próximo possível da qual o algoritmo *torque-based* determinou através do RLUT.

4.2 CONTROLE EM MALHA FECHADA DA VÁLVULA BORBOLETA

Algumas variáveis podem ser controladas em malha fechada, como a válvula borboleta, já que existem nos veículos sensores de pressão no *manifold*. No controle da pressão a variável a ser manipulada é o ângulo de abertura da válvula borboleta, a qual até o começo do século era controlado mecanicamente pelo pedal do acelerador, como visto na seção 2.3.1. Todavia com o surgimento da tecnologia *Drive-by-wire* é comum hoje em dia o controle eletrônico desse atuador.

Para o controle em malha fechada da válvula borboleta é necessário identificar o modelo do sistema no domínio de Laplace, com base nas equações 18, 19 e 20 foi calculado o sistema a ser controlado, conforme a equação 26. Para o controle desse sistema escolheu-se o controlador PI encontrado na equação 27.

$$G(s) = \frac{1,0415}{s + 0.0002} \quad (26)$$

$$C(s) = \frac{K_p s + K_i}{s} \quad (27)$$

O controlador PI foi escolhido devido ao fato de que, segundo Ogata (2011), seu erro em regime permanente é nulo para sistemas de primeira ordem. Para definir os valores dos ganhos foi analisado o sistema controlado em malha fechada $H(s)$, visualizado na equação 28.

$$H(s) = \frac{C(s)G(s)}{1 + C(s)G(s)} = \frac{K_p s + K_i}{s^2 + (0.0002 + 1,045K_p)s + K_i} \quad (28)$$

Comparando a equação 28 com a forma geral da equação 16, mostrada na seção 2.3.2, e utilizando como requisitos do controlador o tempo de acomodação de 0,5 s e fator de amortecimento ζ igual a 0,7, encontrou-se 15,364 para K_p e 125,439 para K_i .

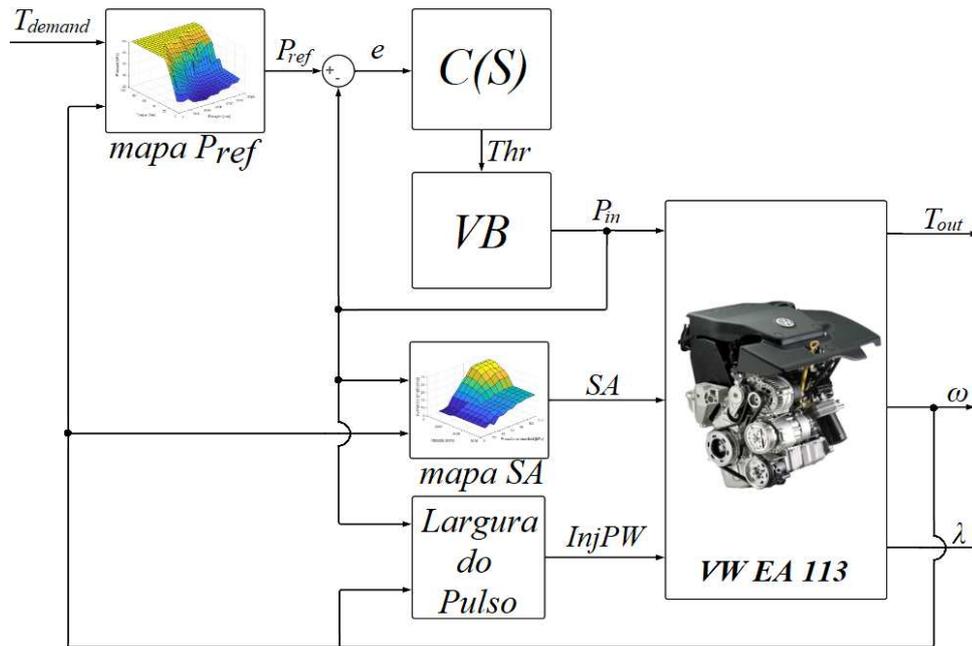
Na sequência foi realizada a análise de estabilidade, descrita na seção 2.3.2 todos os polos da equação característica necessitam ter a parte real negativa para garantir estabilidade, ou seja, $Real(s) < 0$. Dessa forma, aplicando Bhaskara no denominador da equação 28, conclui-se que $0,0001 + 0,52075K_p > 0$ seja verdadeiro para haver estabilidade do sistema, resultando na implicação descrita pela equação 29, logo a estabilidade do controlador para a válvula borboleta foi garantida com a escolha do valor K_p de 15,364.

$$Real(s) < 0 \rightarrow K_p > -0,0001920 \quad (29)$$

Sendo assim a abertura da válvula borboleta Thr encontra-se na equação 30 através da fórmula do controlador PI no domínio do tempo, calculado a partir do erro entre a pressão de referência e o valor medido.

$$Thr = K_p e_{P_{in}} + K_i \int e_{P_{in}} dt \quad (30)$$

Com base nos controladores e o mapa da Figura 18 b) foi possível implementar o controle de torque em malha aberta do algoritmo *torque-Based*, fundamentando-se sobre o trabalho de Bosch (1998). Na Figura 19 encontra-se o diagrama de blocos do controle de torque em malha aberta proposto.

Figura 19 – Diagrama de sistema *Torque-Based*

Fonte: Autoria Própria (2024).

Na Figura 19 tem-se a estratégia *torque-based* em diagrama de blocos formado pelo motor VW EA 113 2.0, o controlador $C(s)$ do ângulo da válvula borboleta θ_{vr} descrito pela equação 30, mapa do avanço de ignição SA com base na Figura 16, a largura do pulso de injeção, calculada com a equação 31 (MATHWORKS, 2024).

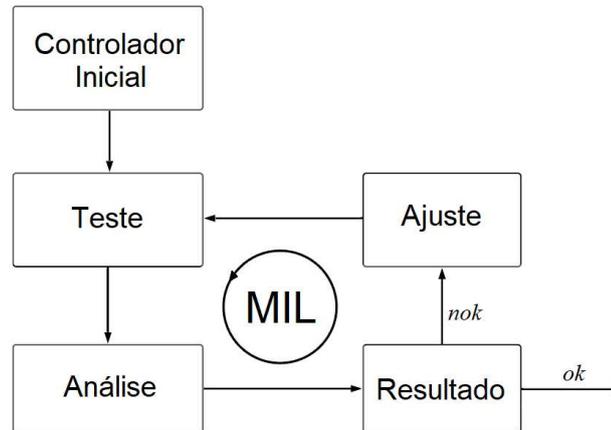
$$InjPW = \frac{\dot{m}_{cyl}}{AFR_s \dot{m}_c} \quad (31)$$

Definir o RLUT de P_{ref} no coletor do motor gerou erros no processo de controle em malha aberta, devido as interpolações consecutivas realizadas para encontrar a calibração inicial presente na Figura 18 b). Este mapa precisou ser otimizado para encontrar um melhor resultado no controle do torque. Para realizar esta etapa optou-se pelo MIL, através dos blocos da biblioteca *Simscape Driveline* parametrizados na seção 3.2.1.

4.3 MÉTODO DE OTIMIZAÇÃO EM MIL

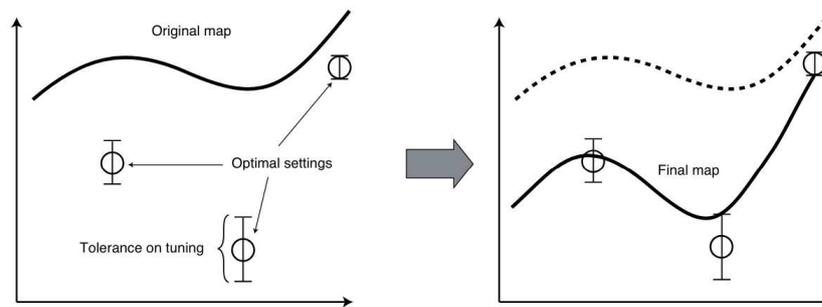
Após desenvolvimento controle dos atuadores e da calibração inicial do *Reverse-Look-Up-Table* de P_{ref} e nas seção 4.2 e 4.1 respectivamente, foi utilizado o método MIL de validação e otimizações do algoritmo *torque-based*, como visto na Figura 20.

Para realizar o processo em MIL, são realizados testes para avaliar o desem-

Figura 20 – Estrutura do *Model-In-the-Loop*

Fonte: Autoria Própria (2024).

Figura 21 – Otimização de um mapa em MIL



Fonte: Castagne (2008)

penho do sistema. No final do teste, obtêm-se os valores atuais e erros relativos de T_{out} , P_{in} e λ para cada rotação do motor com um T_{demand} específico. Com base nos resultados obtidos ao final de cada ciclo de testes, avaliam-se os erros e, caso não sejam aprovados no critério de aprovação do teste, podem ser realizadas melhorias no RLUT. Como mostrado na Figura 21, onde há um exemplo do que se busca quando otimiza o RLUT. O método empregue para a otimização do RLUT foi a mostrada esta na equação 32.

$$RLUT_{i+1} = RLUT_i + h_{RLUT} E_i \quad (32)$$

Na equação 32 tem-se a matriz $RLUT_{i+1}$ como a otimização na matriz $RLUT_i$, onde i é a iteração no qual o MIL se encontra, E_i é a matriz com erros relativos, com as mesmas dimensões do $RLUT$, com os erros relativos do torque obtido no teste i e h_{RLUT} como um fator de correção.

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

5.1 RESULTADOS DA MODELAGEM

Para a validação de modelos matemáticos do motor é crucial garantir precisão e confiabilidade. Ao assegurar que exista uma correspondência aos dados experimentais nos resultados da simulação, pode-se confiar nas previsões do comportamento do modelo aos estímulos recebidos, isto permite que o modelo em questão seja utilizado no MIL.

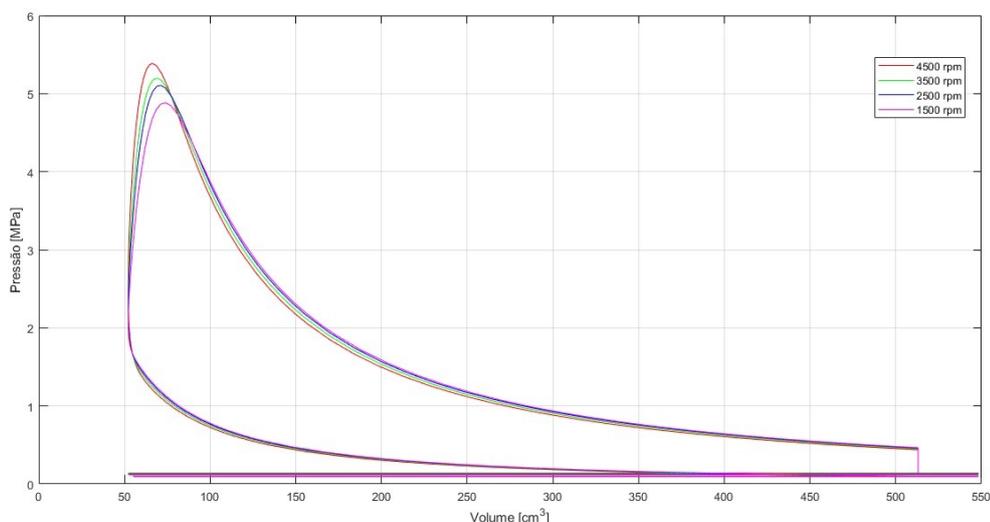
Com o auxílio da equação 33 a eficiência η foi calculada para o ciclo simulado, valor correspondente a $33,7\% \pm 0,5\%$, onde considerou-se uma eficiência volumétrica de 100%. Neste cálculo utilizou-se dados de operação do motor para 1500, 2500, 3500 e 4500 rpm. O trabalho W foi determinado através do método numérico de integração pela regra do trapézio, com base na equação 34, onde p_{amb} é a pressão ambiente, o subíndice i corresponde valor ao atual e $i - 1$ ao anterior.

$$\eta = \frac{W}{Q_{in}} \quad (33)$$

$$W = \oint_V (p - p_{atm}) dV \approx \sum_i \left(\frac{p_i + p_{i-1}}{2} - p_{atm} \right) (V_i - V_{i-1}) \quad (34)$$

Entretanto, para alcançar um entendimento mais completo acerca do modelo do motor foram realizadas análises em cima da pressão da câmara do cilindro em função do volume (diagrama pV) e do diagrama pressão em função do ângulo da manivela, com o objetivo de realizar um comparativo com o que foi apresentado em 2.2.2, para então conhecer as limitações existentes no bloco *Simscape Driveline* e quais os impactos nos resultados obtidos.

O diagrama pV , apresentado na Figura 22, reflete a eficiência do ciclo do motor a combustão interna simulado no bloco *Simscape Driveline*, para rotações de 1500, 2500, 3500 e 4500 rpm, sendo essas as quais obtiveram os valores mais precisos para torque e potência, em que será abordado mais a diante na Figura 28. Para cada um desses valores de rotação houve uma amplitude de pressão diferente, como consequência do avanço de ignição calibrado previamente, segundo a Figura 15, com valores proporcionais a rotação, resultando dessa forma em maiores pressões para rotações mais altas.

Figura 22 – Diagrama pV 

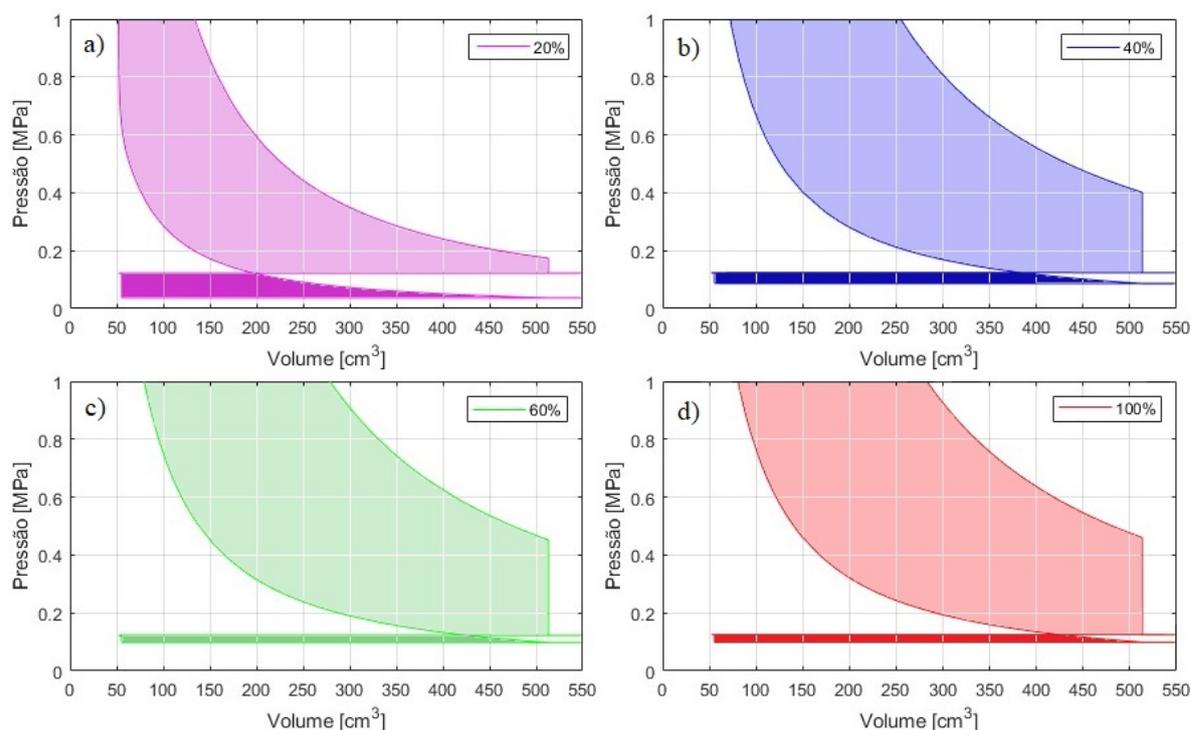
Fonte: Autoria Própria (2024).

Conforme mencionado na seção 2.2.1 a área formada pela curva presente na Figura 22 corresponde ao trabalho realizado durante todo o ciclo do motor a combustão interna por centelha. Seguindo o que foi discorrido na seção 2.2.1, é possível identificar as simplificações utilizadas no modelo, com o auxílio da Figuras 6.

É nítido que neste modelo a exaustão é considerada instantânea, conforme mostra a Figura 22, onde há o alívio imediato de pressão assim que a válvula de exaustão é aberta, onde a câmara se encontra em pressão ambiente. Na sequência a expansão ocorre a pressão constante até o bdc , dado por 550 cm^3 . Em seguida, a exaustão sucede a mesma pressão até o tdc , então, logo após há o fechamento da válvula de exaustão, com a válvula de admissão aberta, ocasionando uma queda de pressão abaixo da ambiente. Todo o ciclo de admissão acontece a mesma pressão negativa constante, sendo essa a pressão decorrente do fechamento da válvula de exaustão, posteriormente deu-se início à compressão da mistura ar-combustível admitida na câmara, em regime isentrópico. Os tempos de exaustão e admissão dão origem ao trabalho negativo referente as perdas por bombeamento. Na Figura 22 esse área é insignificante por se tratar de uma condição em plena carga, porém para cargas parciais esse valor é considerável, conforme exibido na Figura 23.

Na Figura 23 encontram-se o diagrama pV para 20%, 40%, 60% e 100% de abertura da válvula borboleta em 2500 rpm. De acordo com o esperado, para maiores restrições da passagem do ar, maior será a perda por bombeamento, como exibido na Figura 23 a), em que com 20% da abertura da borboleta esse torque negativo é relevante para o cálculo do torque líquido. Para aberturas maiores que 60% não há

Figura 23 – Perdas por bombeamento para diferentes aberturas de borboleta



Fonte: Autoria Própria (2024).

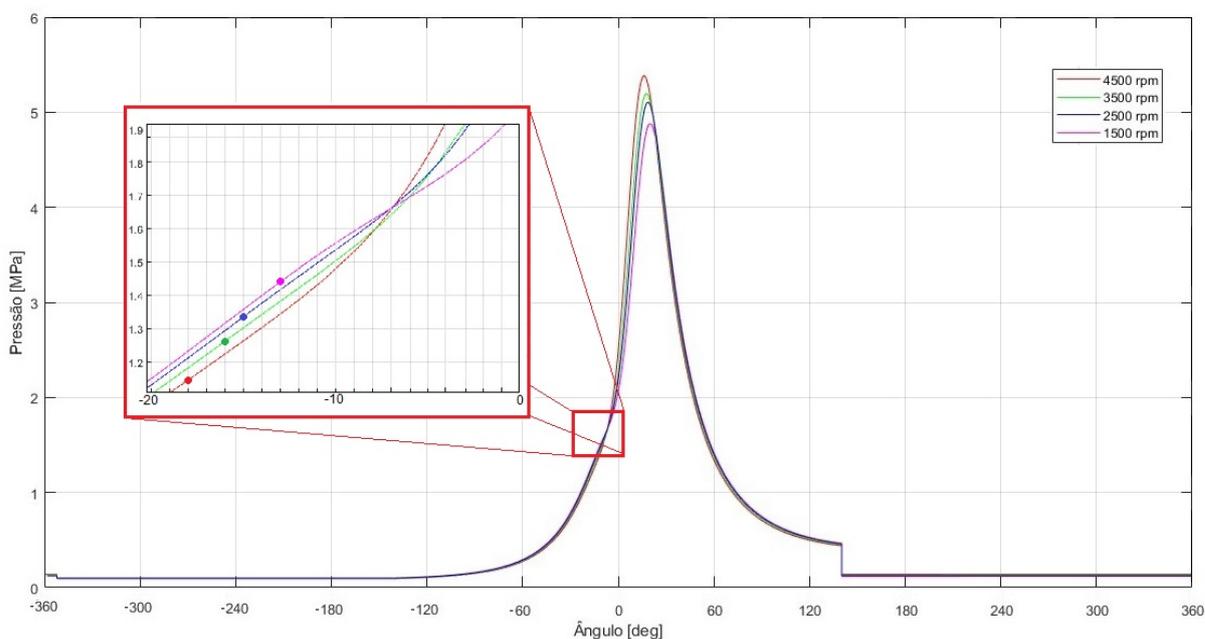
mudança significativa no comportamento da pressão em função do volume, sendo assim, se encontram em regime de plena carga, ou seja, a entrega de torque é levada ao limite. Entretanto para valores inferiores a 40% é presente uma limitação do torque, onde se encontram em regime de carga parcial.

A pressão do cilindro também pode ser analisada em função do ângulo do virabrequim. De acordo com a Figura 24 é possível ver com mais clareza o comportamento da pressão durante os quatro tempos, bem como os eventos que acontecem durante, pois os mesmos são definidos em ângulo do virabrequim, da mesma forma que o ângulo de avanço e abertura e fechamento das válvulas de admissão e exaustão.

Assim como nos gráficos pV exibidos nas Figuras 22 e 23, é possível observar com clareza os momentos de queda de pressão repentina na Figura 24 para as rotações de 1500 rpm, 2500 rpm, 3500 rpm e 4500 rpm. Esse acontecimento é devido a simplificação utilizada pelo modelo em que o alívio de pressão ocorre instantaneamente, conforme a atuação na válvula de exaustão, com abertura em $39,8^\circ$ antes do *bdc* e fechamento em $7,8^\circ$ depois do *tdc*, na Figura 24 esses valores de ângulo são representados por $140,2^\circ$ e $-352,2$, respectivamente.

Não é possível observar a interferência na pressão causada pela abertura da válvula de admissão em $7,7^\circ$ ou $352,3^\circ$ na 24. Esse fato pode ser compreendido atra-

Figura 24 – Pressão em função do ângulo do virabrequim



Fonte: Autoria Própria (2024).

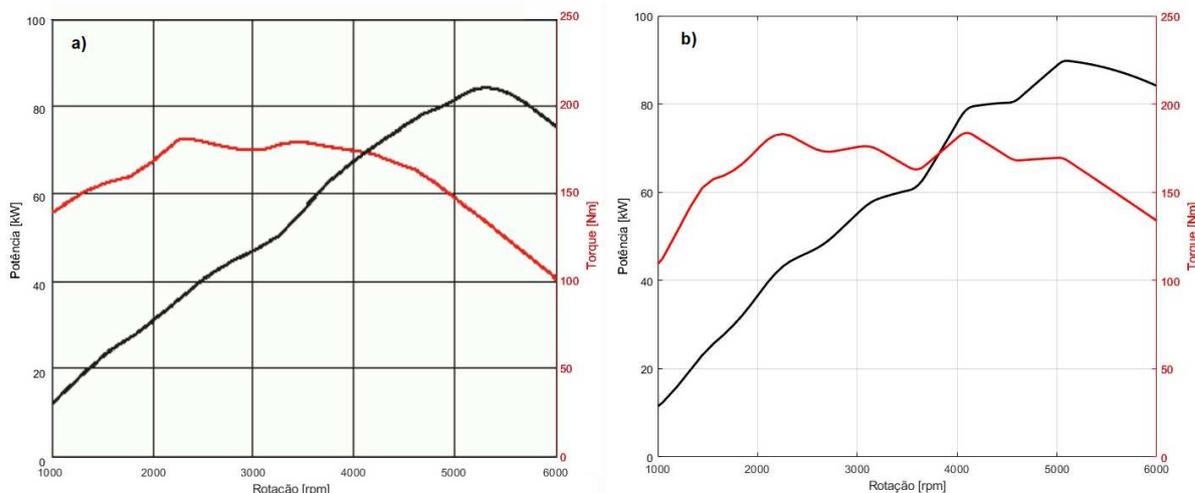
vés da simplificação desse modelo, pois durante a abertura da válvula de admissão a pressão dentro da câmara já havia convergido instantaneamente para a pressão ambiente com a abertura da válvula de exaustão anteriormente.

O fechamento da válvula de admissão na fase de compressão em $38,7^\circ$ depois do *bdc*, correspondente $-141,3^\circ$ na 24, causa um aumento de pressão muito sutil, diferente do que ocorre durante o fechamento da válvula de exaustão, onde um vácuo gerado é imediato com a descida do pistão na fase de admissão.

As amplitudes de pressão são frutos do avanço de ignição e irão refletir diretamente no torque líquido, em que na Figura 24 é possível identificar no retângulo vermelho o momento em que se deu a centelha para cada uma das rotações, representado por um ponto, onde o avanço de ignição varia entre -18° e -13° , calibrado conforme a Figura 15. Percebe-se que para maiores avanços de ignição maior é a inclinação da curva e amplitude da pressão. Comparativamente a Figura 7 tem-se o trabalho negativo representado pela área abaixo da curva e antes da chegada do *tdc*.

Como o que realmente interessa para a análise é o torque líquido, se tratando de estrutura *torque-based*, é importante avaliar curvas de torque e potência em relação à rotação, pois representam o desempenho em diferentes velocidades, onde essas curvas revelam a faixa de rotação onde o motor é mais eficiente e fornece a melhor combinação entre torque e potência. Ambas as curvas são essenciais, pois fornecem informações vitais sobre o desempenho do motor como observado na Figura 25 a) e b),

Figura 25 – Torque e potência em função da rotação: a) Real; b) Simulado



Fonte: Autoria Própria (2024).

com a potência e o torque de saída no volante no motor, para os dados ficha técnica do EA 113 2.0 em *a)* e do resultado no modelo em *b)*.

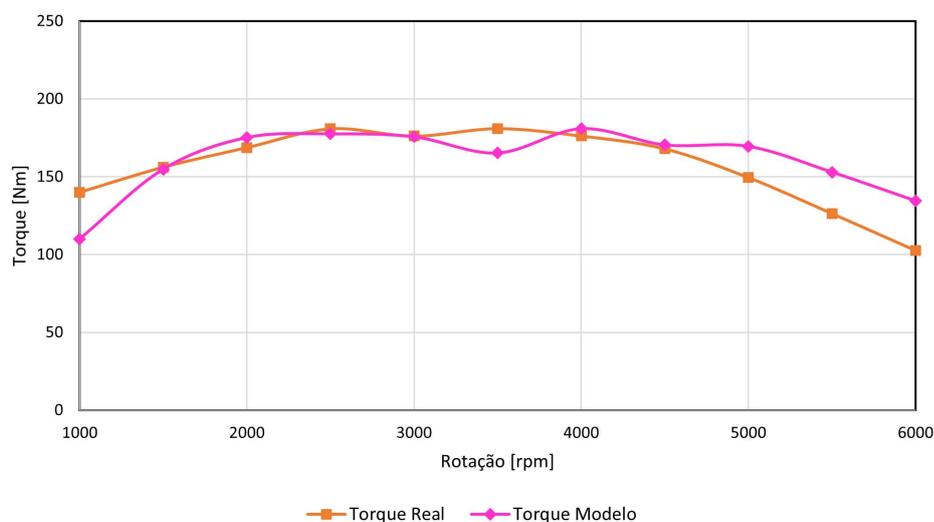
Ao analisar a Figura 25 nota-se semelhança entre as curvas da ficha técnica do EA 113 e o simulado, principalmente nas rotações intermediárias no gráfico. Em *b)* o comportamento das curvas assume um perfil com menor suavidade, o que acontece devido a calibração adotada previamente para o avanço de ignição, em que foi calibrado a cada 500 rpm, e para valores intermediários foi feita uma interpolação linear, esse método acaba refletindo no comportamento do torque e potência.

Mesmo quando o avanço de ignição se mantém constante há uma queda acentuada de torque, devido a presença do coeficiente de torque de atrito, que para maiores rotações haverá um maior torque atrito, conforme a equação 23. Esse comportamento pode ser observado entre 3000 rpm e 3500 rpm, onde o avanço de ignição é constante, equivalente a 16° , mas em 3500 rpm há uma queda abrupta de torque, em virtude do torque de atrito ser proporcional a rotação do motor.

De modo a visualizar melhor a diferença entre o simulado e os dados reais para o torque de saída, tem-se a Figura 26, com ambas as curvas sobrepostas.

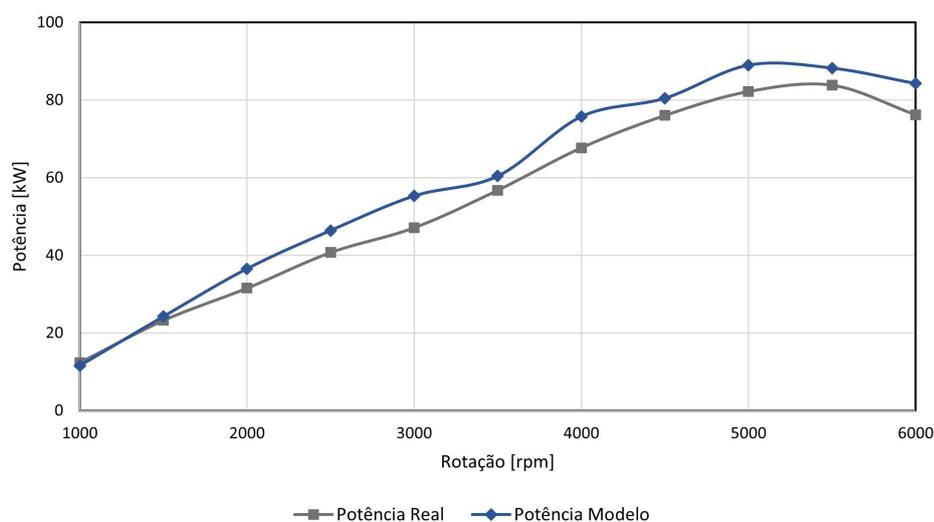
O gráfico presente na Figura 26 é composto por uma amostragem de 11 dados espaçados entre si em 500 rpm, para valores intermediários é feito uma interpolação linear, assim como na calibração do avanço de ignição. Nesta imagem nota-se maior semelhança entre as curvas entre 1500 rpm e 4500 rpm, com um erro absoluto médio de 4,9 Nm e um desvio médio de 3,5 Nm, além desse intervalo as duas curvas destoam

Figura 26 – Comparação entre o torque real e o simulado com o modelo



Fonte: Autoria Própria (2024).

Figura 27 – Comparação entre a potência real e a simulada com o modelo

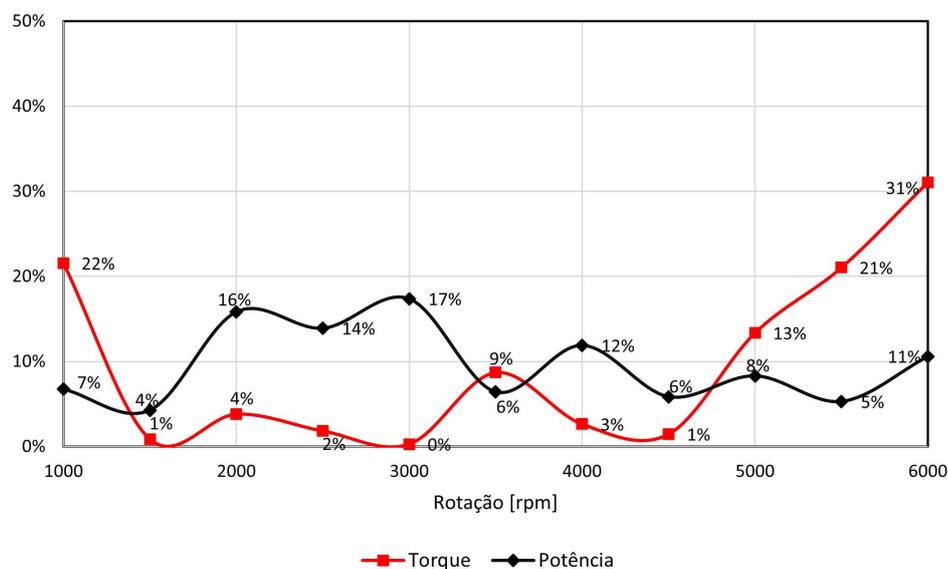


Fonte: Autoria Própria (2024).

ligeiramente entre si, chegando a uma diferença de aproximadamente 30 Nm entre as curvas para 1000 rpm e 6000 rpm. De maneira análoga, tem-se a Figura 27 para a potência, em que a curva obtida com o modelo está deslocada a cima da potência real, com um erro absoluto médio de 5,1 kW e um desvio médio de 2,1 kW.

Para maior detalhamento do comportamento da simulação em comparação com os dados reais tem-se a Figura 28 com o erro relativo, com o objetivo de indicar quantitativamente o quão próximo está o modelo simulado. Com referência a toda a amostragem o valor do erro relativo médio para o torque e potência foi o mesmo, equivalente a 9,7%, porém a dispersão na curva torque foi superior, com um desvio médio

Figura 28 – Erro relativo entre o real o simulado para o torque e a potência



Fonte: Autoria Própria (2024).

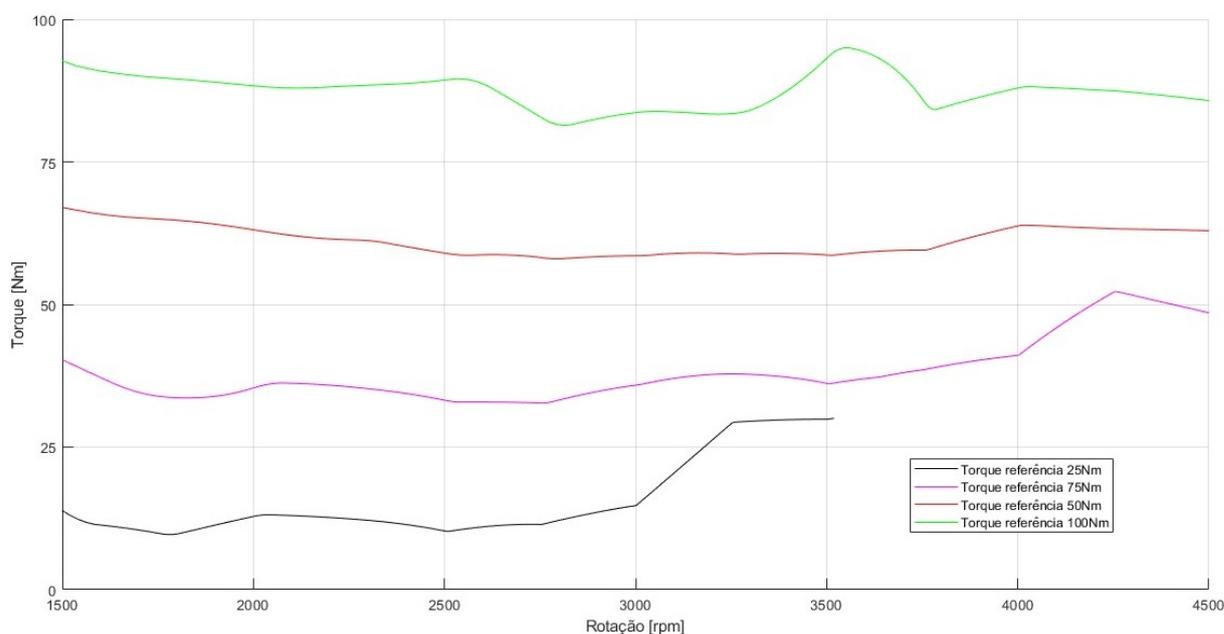
de 8,8% comparado a 3,9% para a potência. Entretanto, para o intervalo de 1500 rpm e 4500 rpm o torque apresenta um erro relativo médio 2,8% e desvio médio de 2,0%, para a potência esses valores correspondem a 10,8% e 4,5%, respectivamente.

Com base nesses dados é possível admitir que a melhor faixa de rotação para se trabalhar é entre 1500 a 4500 rpm, com um erro relativo médio de 2,8% para o torque e 10,8% para a potência. Este intervalo foi determinado o melhor caso, pois se tratando de *torque-based* é necessário a melhor representação possível do torque.

Ao analisar as Figuras 25, 26, 27 e 28 conclui-se que o modelo do *Simscape Driveline* é verossímilante ao motor real. Portanto, se torna viável o desenvolvimento dos algoritmos de controle *torque-based* em MIL com base no modelo disponível na plataforma MATLAB/Simulink. Este modelo consegue representar o motor VW EA 113 2.0 com erro relativo médio para o torque cerca de $3\% \pm 2\%$, para uma faixa de rotação que abrange quase todo o espectro do funcionamento do motor.

Entretanto, para uma análise de sucesso dos resultados, é essencial conhecer as limitações do modelo utilizado, conforme já observado anteriormente com o auxílio das Figuras 22, 23, 24. Com base nas análises realizadas a cerca dos resultados da simulação constatou-se que as perdas devido a abertura das válvulas de exaustão e admissão não são consideradas, e as perdas por bombeamento são representadas neste modelo com simplificações, como a pressão constante durante a admissão e exaustão. Afim de minimizar o erro associado ao modelo é preferível trabalhar com regime em plena carga, para reduzir a incerteza das perdas de bombeamento, visto

Figura 29 – Resultados do controle de torque com o mapa inicial



Fonte: Autoria Própria (2024).

que estas são insignificantes nessa condição, conforme visto na seção 2.2.1.

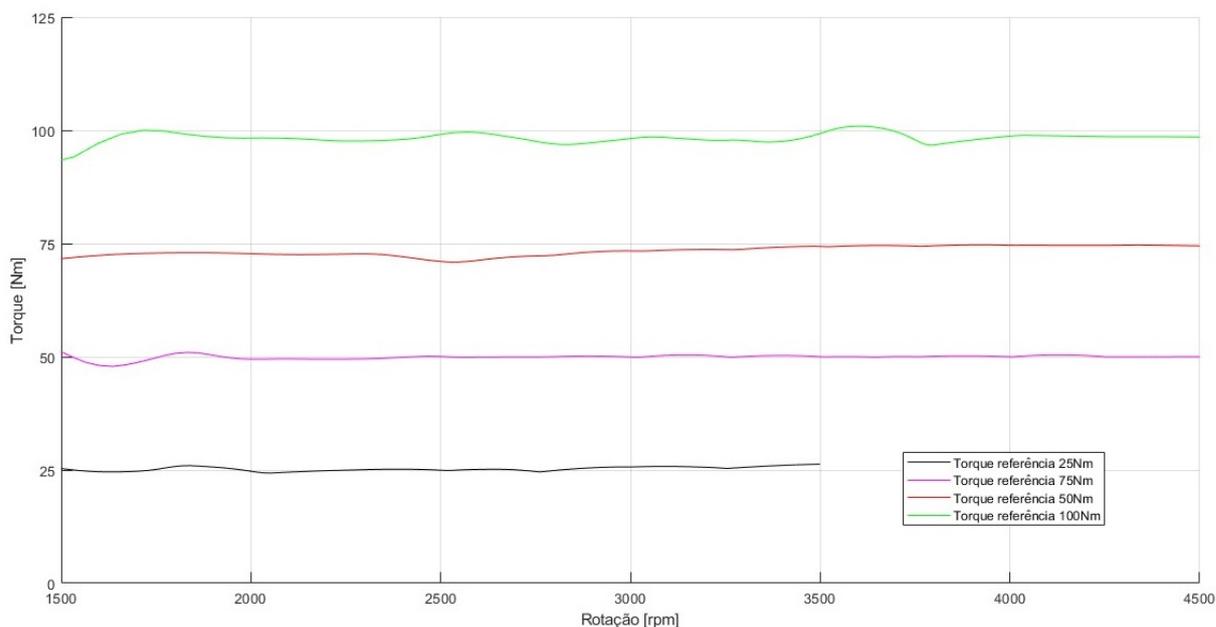
5.2 RESULTADOS DO MIL

Como pré-requisito para o MIL, utilizou-se o intervalo que fornecesse o menor erro relativo médio de torque entre o modelo e o motor real. As rotações entre 1500 rpm e 4500 rpm foram as que satisfizeram essa condição, com um valor inferior a 3%, portanto esse intervalo de rotação foi utilizado no MIL.

Na Figura 29, encontram-se os resultados para o controle do torque sem nenhuma otimização realizada no MIL, apenas utilizando o mapa original da Figura 18 b), com os torques de referência de 25, 50, 75 e 100 Nm, apresentados no gráfico com as cores preto, magenta, vermelho e verde, respectivamente. Entretanto, para o torque de referência de 25 Nm a máxima rotação atingida foi cerca de 3500 rpm, em virtude ao torque ser baixo.

Os valores médios de torque adquiridos para o controle com o mapa inicial foram de 17 Nm, 36 Nm, 60 Nm e 87 Nm para os torques de referência de 25 Nm, 50 Nm, 75 Nm e 100 Nm, respectivamente, conforme Figura 29. Para a otimização do controle e redução desses erros, aplicou-se o método descrito na seção 4.3, através da equação 32, utilizando o fator de correção h_{RLUT} igual a 10 kPa, obtido de forma empírica.

Figura 30 – Resultados do controle de torque com as otimizações do RLUT realizadas em MIL



Fonte: Autoria Própria (2024).

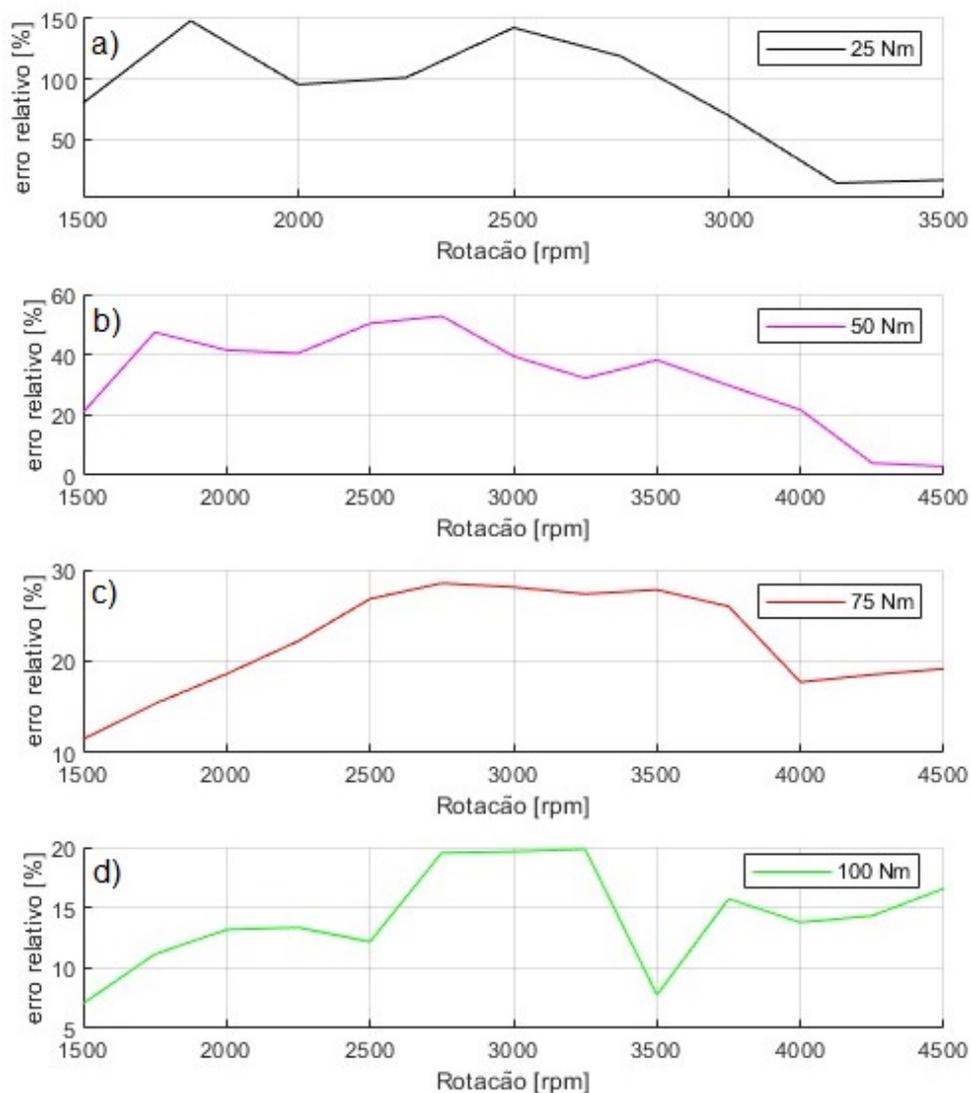
O critério de aprovação, definido previamente, foi de 5% para o erro relativo médio. Com esse propósito foram realizadas iterações com otimizações no mapa para cada um dos torques de referência até que o resultado esperado fosse atingido. A quarta iteração foi a que apresentou resultados satisfatórios, com um erro relativo médio inferior a 3%, como mostra a Figura 30.

Após as otimizações realizadas se obtiveram os valores de 25 Nm, 50 Nm, 72 Nm, 98 Nm para 25 Nm, 50 Nm, 75 Nm e 100 Nm, respectivamente. Com base nas Figura 29 e 30 nota-se maior estabilidade do torque nas quatro condições durante toda a faixa de rotações.

De modo a analisar minuciosamente o comportamento do controle, calculou-se o erro relativo médio para os quatro casos (Figura 31) com o mapa inicial. Os valores obtidos correspondem a 55,0%, 34,5%, 24,0% e 15,4% para 25 Nm, 50 Nm, 75 Nm e 100 Nm, respectivamente. Esses resultados não foram satisfatórios devido a entrega de torque estar instável para este intervalo de rotação do motor e com erros relativos médio de magnitude de até 11 vezes maior do que o critério de aprovação.

Após a quarta iteração também calculou-se o erro relativo médio (Figura 32), de forma análoga a aplicação com o mapa inicial na Figura 31. Segundos esses resultados é possível observar um comportamento do controle mais estável e dentro do critério de aprovação, ou seja, com erro relativo médio inferior a 5%.

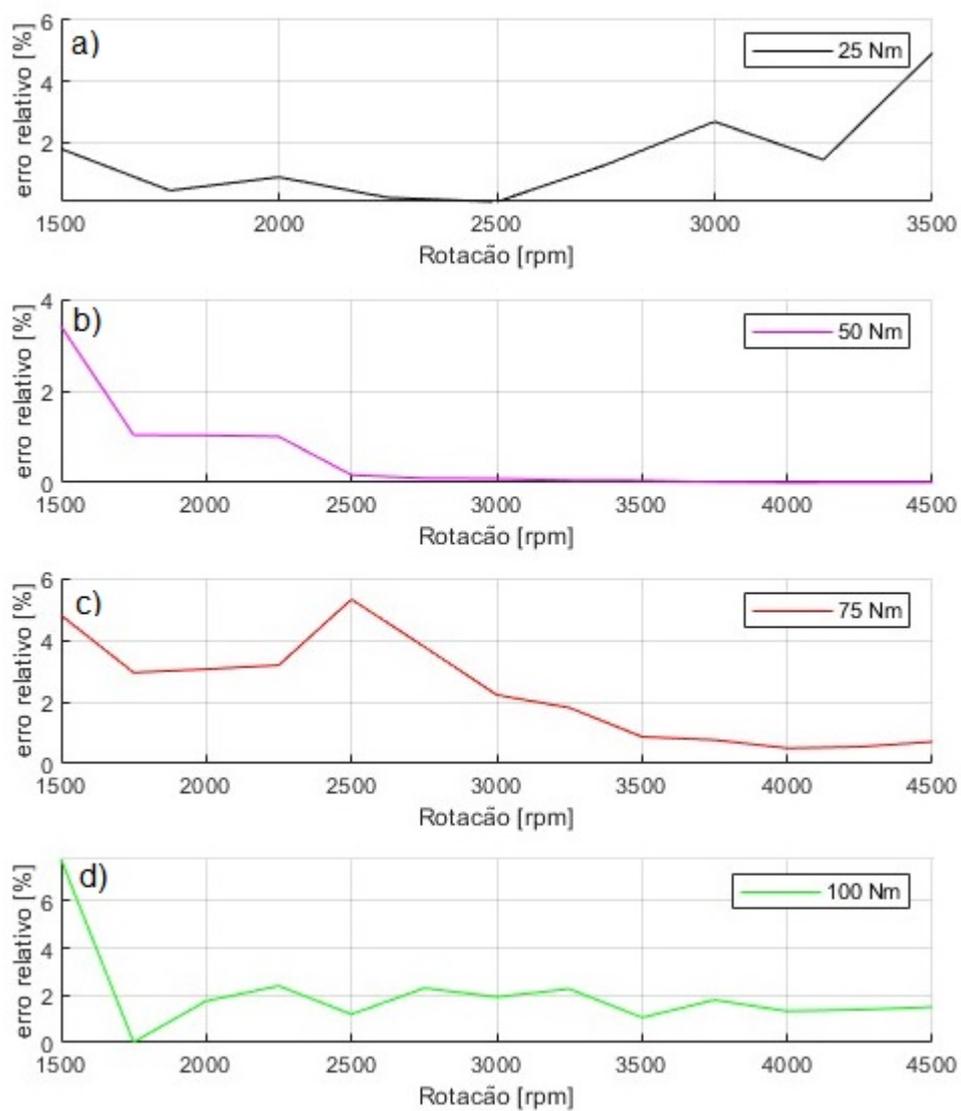
Figura 31 – Erros relativo para o controle sem otimizações para o torque de referência: a) 25 Nm; b) 50 Nm; c) 75 Nm; d) 100 Nm



Fonte: Autoria Própria (2024).

Com a otimização em MIL os erros relativos médios reduziram para 2,3%, 0,1%, 2,5% e 2,3% para os torques de referência de 25 Nm, 50 Nm, 75 Nm e 100 Nm, respectivamente. A partir desses gráficos das Figuras 31 e 32 pode-se notar que, com o refinamento através do MIL, foi possível respeitar o critério de aprovação estabelecido anteriormente.

Figura 32 – Erros relativo para o controle com otimizações para o torque de referencia: a) 25 Nm; b) 50 Nm; c) 75 Nm; d) 100 Nm



Fonte: Autoria Própria (2024).

6 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Os sistemas *torque-based* de controle de torque, presentes em veículos atuais, necessitam de um tempo considerável no seu processo de desenvolvimento, geralmente seguindo o ciclo V, o qual é amplamente utilizado na indústria automotiva. Nesse ciclo sistemas passam por uma sequência de testes como métodos de MIL, SIL, PIL e HIL para garantir a confiabilidade no produto final. A pesquisa realizada focou no primeiro estágio do processo, o *Model-In-the-Loop*, onde se utilizou um modelo matemático da biblioteca *Simscape Driveline* da Mathworks para substituir o motor Volkswagen EA 113 2.0 no desenvolvimento de um algoritmo *torque-based* para o mesmo.

A escolha do motor EA 113 2.0 para o estudo deve-se ao fato da disponibilidade dos parâmetros desse motor, o que ajudou na calibração do modelo utilizado. A implementação desse modelo matemático em MIL só é possível quando se garante que exista uma correspondência entre os resultados obtidos na simulação e os dados coletados do motor real. Sendo assim, é necessário realizar uma análise detalhada da modelagem, visto que, na literatura vigente sobre o assunto, essa biblioteca não foi explorada nem implementada em um processo de desenvolvimento de sistemas de gerenciamento eletrônico para motores do ciclo Otto.

Para verificar se o modelo do *Simscape Driveline* é coerente com o fenômeno físico real, comparou-se as curvas de torque por rotação, para plena carga, onde obteve-se um erro relativo médio de torque abaixo de 3% na faixa de 1500 rpm a 4500 rpm. Além desse resultado, também foi observado o comportamento do diagrama pV para o modelo, assim podendo identificar quais seriam as limitações do modelo ao simular os quatro tempos do ciclo Otto. Nesta análise, calculou-se uma eficiência energética de $33,7\% \pm 0,5\%$ para o modelo. A partir desses resultados garantiu-se que o modelo pode ser utilizado no MIL na otimização do algoritmo de controle de torque do motor EA 113.

O controle de torque utilizado foi em malha aberta, através de mapas de calibração, onde o mapa de avanço de ignição foi encontrado na literatura. Já no caso da pressão no coletor foram realizadas medições no modelo parametrizado com os dados do motor real, resultando na criação do mapa equivalente para pressão. No entanto, para entregar a pressão definida pelo mapa, foi necessário utilizar um controle em malha fechada da válvula borboleta. Esse controle em malha fechada é viável, considerando que os veículos possuem sensores de pressão no coletor do motor. Assim, todo

o controle do torque depende da posição dessa válvula controlada eletronicamente.

Todavia, o método utilizado para encontrar o mapa de pressão para o torque demandado resulta em um erro considerável no resultado final do controle em malha aberta. Para resolver esse problema, o algoritmo foi implementado e otimizado através do *Model-In-the-Loop*.

O MIL é um método de validação do algoritmo utilizando um modelo matemático para a planta do sistema. Neste caso, trata-se do modelo do motor de combustão interna do ciclo Otto. A lógica é validada para averiguar se o comportamento está de acordo com o esperado. Para realizar o teste em loop, é necessário avaliar o resultado final e caso não cumpra os requisitos estipulados é preciso realizar ajustes. O critério de aprovação é dado por um erro relativo médio abaixo de 5% para regime permanente nas rotações entre 1500 e 4500 rpm, devido ser o intervalo onde o modelo melhor se adequa ao motor real.

Após quatro iterações de testes realizadas sobre o algoritmo e a aplicação de ajustes no mapa proporcional ao erro relativo entre o torque obtido e o torque de referência, atingiram-se os requisitos designados para o controle, correspondente a um erro relativo médio inferior a 3%. Com esses resultados, pode-se assegurar que o objetivo geral estipulado inicialmente foi atingido.

O objetivo geral definido inicialmente foi demonstrar que os blocos da biblioteca do MATLAB *Simscape Driveline* são adequados para o desenvolvimento de sistemas de gerenciamento eletrônico de motores de combustão interna do ciclo Otto. A análise realizada sobre o modelo, juntamente com os resultados obtidos nas otimizações dos mapas utilizando o *Model-In-the-Loop*, levou à conclusão de que os blocos possuem a robustez matemática necessária para esta aplicação.

Como mencionado anteriormente, o uso dos blocos da biblioteca *Simscape Driveline* no desenvolvimento de algoritmos de controle para motores não foi amplamente explorado na literatura. Sendo assim, o trabalho desenvolvido é proveitoso, considerando que os testes com motores reais em bancada têm um custo elevado para as empresas que realizam o ciclo de desenvolvimento em V.

Como proposta de trabalhos futuros, sugere-se a implementação do algoritmo *torque-based* desenvolvido no motor Volkswagen EA 113 2.0 real, com o objetivo de averiguar não apenas o desempenho do algoritmo em diversas condições operacionais, mas também identificar possíveis melhorias que possam ser aplicadas. Assim como a análise e aplicação em MIL em diferentes motores, de forma a averiguar a

abrangência do comportamento do modelo da biblioteca *Simscape Driveline*.

REFERÊNCIAS

- BASSO, I. M. S. et al. **Desenvolvimento de Framework de prototipagem rápida para testes de algoritmos e estratégias de controle em sistemas veiculares dinâmicos**. Ponta Grossa: Monografia (Trabalho de Conclusão de Curso) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná, 2022.
- BOSCH, R. **A New Approach to Functional and Software Structure for Engine Management Systems - BOSCH ME7**. Alemanha: SAE technical paper 980801, 1998. Disponível em: <<https://doi.org/10.4271/980801>>. Acesso em: 11 maio 2024.
- BOSCH, R. **Manual de Tecnologia Automotiva**. 25. ed. Alemanha: Edgard Blucher, 2005. ISBN 85-212-0378-0.
- BREZIN, M. **Fardier à vapeur**. Paris: Musée des Arts et Métiers, 2013. Disponível em: <<https://www.arts-et-metiers.net/musee/fardier-vapeur>>.
- BRUNETTI, F. **Motores de Combustão Interna**. 2. ed. São Paulo: Edgard Blucher, 2018. v. 1. ISBN 978-85-212-0708-5.
- CANCINO, L. R. **Development and Application on Detailed Chemical Kinetics Mechanisms for Ethanol and Ethanol Containing Hydrocarbon Fuels**. Florianópolis: Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Santa Catarina, 2009.
- CARROECIA. **Acelerador Eletrônico é novidade**. 2000. Disponível em: <<https://www.folhadelondrina.com.br/carro-e-cia/acelerador-eletronico-e-novidade-264838.html?d=1>>. Acesso em: 26 maio 2024.
- CASTAGNE, M. **Comparison of Engine Calibration Methods Based on Design of Experiments (DoE)**. França: Institut Français du pétrole, 2008. Disponível em: <<https://doi.org/10.2516/ogst:2008029>>. Acesso em: 11 maio 2024.
- DIAS, L. B. M. A. et al. **Model-Based Development of an Engine Control Module for a Spark Ignition Engine**. São Paulo: IEEE, 2018. Disponível em: <<https://doi.org/10.1109/ACCESS.2018.2870061>>.
- FERGUSON, C. **Internal Combustion Engine Applied Thermoscience**. 3. ed. United Kingdom: Wiley, 2016. ISBN 978-1-118-53331-4.
- GARCIA, H. B. **Teoria de Controle Moderno**. 1. ed. New York: Educaciona s.a., 2017. ISBN 978-85-522-0283-7.
- GIBBS, L. et al. **Motor Gasolines Technical Review**. San Ramon: Chevron Corporation, 2009. Disponível em: <<https://www.chevron.com/-/media/chevron/operations/documents/motor-gas-tech-review.pdf>>. Acesso em: 11 maio 2024.
- GUZZELLA, L. **Introduction to modeling and control of internal combustion engine systems**. 2. ed. Berlin: Springer, 2010. ISBN 978-3-642-10774-0.

- HEYWOOD, J. B. **Internal combustion engine fundamentals**. 1. ed. New York: McGraw-Hill, 1988. ISBN 0-07-028637-x.
- IRENO, T. S. D. M. **Alicação da Metodologia Model-Based design no Projeto e testes de Sistemas de Controle**. Ouro Preto: Monografia (Trabalho de Conclusão de Curso) – Universidade Federal de Ouro Preto, 2003.
- JUNIOR, A. da S. **The octane numbers of ethanol-containing multi-component gasoline surrogates**. Joinville: Monografia (Trabalho de Conclusão de Curso) – Universidade Federal de Santa Catarina, 2016.
- JUNIOR, W. G. **O envolvimento de fornecedores no desenvolvimento da tecnologia flex fuel nas montadoras brasileiras**. São Paulo: Revista Gestão e Tecnologia Predro Leopoldo, 2011. ISSN 2177-6653.
- LINO, P. S. C. **Introdução dos motores a combustão interna**. Mato Grosso: Universidade de Cuiabá-UNIC, 2014.
- LOURENÇO, F. V. d. C. L. et al. **Catástrofes Antrópicas**. Portugal: Universidade de Coimbra, 2019. ISBN 978-989-26-1866-1.
- MANAVELLA, H. J. **Controle Integrado do Motor**. Brasil: HM Eletrônica, 2003.
- MARTINS, J. **Motores de combustão interna**. 2. ed. Minho: Publindústria, 2006. ISBN 972-8953-02-x.
- MATHWORKS. **MATLAB: The Language of Technical Computing**. 2014. Disponível em: <<https://www.mathworks.com/help/matlab/index.html>>. Acesso em: 26 maio 2024.
- MATHWORKS. **Sinscape Driveline Reference**. USA: MathWorks, 2024. Disponível em: <<https://www.mathworks.com/help/sdl/>>. Acesso em: 26 maio 2024.
- MENG, I. L. et al. **Intake Air Mass Observer Design Based on Extended Kalman Filter for Air-Fuel Ratio Control on SI Engine**. Wuhan, 2019. Disponível em: <<https://doi.org/10.3390/en12183444>>. Acesso em: 26 maio 2024.
- MERCEDES-BENZ GROUP. **The first automobile**. Alemanha, 2024. Disponível em: <<https://group.mercedes-benz.com/company/tradition/company-history/1885-1886.html#:~:text=On%20January%2029%2C%201886%2C%20Carl,birth%20certificate%20of%20the%20automobile.>> Acesso em: 26 maio 2024.
- MRDJA, P. D. **A Method For Quick Estimation Of Engine Moment Of Inertia Based On An Experimental Analysis Of Transient Working Process**. Belgrade, Sérvia: THERMAL SCIENCE, 2018. Disponível em: <<https://doi.org/10.2298/TSCI170915224M>>. Acesso em: 11 maio 2024.
- OGATA, K. **Engenharia de Controle Moderno**. 5. ed. Brasil: Pearson Education, 2011. ISBN 978-85-4301-375-6.
- OLIVEIRA, D. D. S. de et al. **Análise comparativa entre veículos automotivos elétricos, híbridos e downsizing de motores**. Rio de Janeiro: Monografia (Trabalho de Conclusão de Curso) – Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, 2022.

PAPAIOANNOU, I. N. **Estudo da eletrônica embarcada automotiva e sua situação atual no Brasil**. Rio de Janeiro: Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal do Rio Janeiro, 2005.

PASTRE, A. M. **Caracterização do processo de combustão de misturas de etanol e substitutos de combustíveis**. Joinville: Monografia (Trabalho de Conclusão de Curso) – Universidade Federal de Santa Catarina, 2021.

POGGETTO, G. D. **Critérios para seleção da arquitetura elétrica veicular em mercados emergentes**. Brasil: Monografia (Trabalho de Conclusão de Curso) – Universidade Estadual de São Paulo, 2009.

ROY, S. **Road vehicle suspension and performance evaluation using a two-dimensional vehicle model**. Quebec, Canada: Inderscience Enterprises Ltd, 2008. Disponível em: <<https://doi.org/10.1504/IJVSMT.2008.020619>>.

SHIRAISHI, C. de M. **Transformação de um motor ciclo otto originalmente carburado em injeção eletrônica**. Brasil: Monografia (Trabalho de Conclusão de Curso) – Universidade de Taubate, 2009.

SHYLLA, I. D. et al. **Model in Loop (MIL), Software in Loop (SIL) and Hardware in Loop (HIL) Testing in MBD**. Bangalore, 2023. Disponível em: <<https://doi.org/10.1109/GCAT59970.2023.10353323>>. Acesso em: 26 maio 2024.

TOLEDO, M. **Carros flex são maioria no Brasil, mas só 30 da frota usa etanol, diz estudo**. Minas Gerais: Estado de Minas, 2024. Disponível em: <<https://www.em.com.br/economia/2024/03/6818395-carros-flex-sao-maioria-no-brasil-mas-so-30-da-frota-usa-etanol-diz-estudo.html>>. Acesso em: 11 maio 2024.

VOLKSWAGEN. **2.0-litre Engine Design and Function**. Alemanha: Volkswagen, 1999. Disponível em: <http://www.volkspage.net/technik/ssp/ssp/SSP_233_GB1.PDF>. Acesso em: 11 maio 2024.

VWVORTEX. **OBDI vs OBDII ABA engines**. 2002. Disponível em: <<https://www.vwvortex.com/threads/obdi-vs-obdii-aba-engines.3875757/>>. Acesso em: 24 maio 2024.