

**BRUNO SILVA PEREIRA**

**Desenvolvimento de uma plataforma aberta para o gerenciamento eletrônico  
de um motor bicom bustível de injeção direta**

São Paulo

2024

**BRUNO SILVA PEREIRA**

**Desenvolvimento de uma plataforma aberta para o gerenciamento eletrônico  
de um motor bicombustível de injeção direta**

**Versão Corrigida**

Tese apresentada à Escola Politécnica da  
Universidade de São Paulo para a  
obtenção do título de Doutor em Ciências

Área de Concentração:  
Engenharia Elétrica  
Sistemas Eletrônicos

Orientador:  
Prof. Dr. João Francisco Justo Filho

São Paulo

2024

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

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

São Paulo, \_\_\_\_\_ de \_\_\_\_\_ de \_\_\_\_\_.

Assinatura do autor: \_\_\_\_\_

Assinatura do orientador: \_\_\_\_\_

#### Catálogo-na-publicação

Pereira, Bruno Silva

Desenvolvimento de uma plataforma aberta para o gerenciamento eletrônico de um motor bicom bustível de injeção direta / B. S. Pereira. -- versão corr. -- São Paulo, 2024.

126 p.

Tese (Doutorado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia de Sistemas Eletrônicos.

1.Injeção direta 2.Gerenciamento eletrônico 3.Controle 4.Estratificação  
I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia de Sistemas Eletrônicos II.t.

Nome: PEREIRA, Bruno Silva

Título: Desenvolvimento de uma plataforma aberta para o gerenciamento eletrônico de um motor bicom bustível de injeção direta

Tese apresentada à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para obtenção do título de Doutor em Ciências.

Aprovado em:

Banca Examinadora

Prof. Dr. \_\_\_\_\_

Instituição: \_\_\_\_\_

Julgamento: \_\_\_\_\_

Dedico este trabalho aos meus pais Antonio e Marli, aos meus irmãos Leandro e William, minha namorada Maria Emília e a todos os meus familiares, amigos e professores.

## **AGRADECIMENTOS**

Gostaria de agradecer aos meus pais, irmãos, familiares e namorada que me deram força e apoio para que este trabalho se tornasse realidade.

Agradeço ao professor e amigo Dr. Armando Antonio Maria Laganá por ser o incentivador do desenvolvimento deste projeto e ao professor e amigo Dr. João Francisco Justo Filho pela orientação e apoio nesta trajetória.

Aos professores e à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo que forneceram base do conhecimento utilizado neste trabalho. À Capes que forneceu a bolsa auxílio em período do doutorado.

À equipe do Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo por todo o apoio, pela minha participação no programa Novos Talentos e pelo fornecimento do material e espaço necessário para o desenvolvimento deste trabalho no Laboratório de Bioenergia e Eficiência Energética.

Agradeço também à Volkswagen do Brasil que forneceu gentilmente o motor utilizado no projeto.

Agradeço especialmente ao meu amigo Demerson Moscardini por toda a ajuda que ele ofereceu no desenvolvimento, na implementação e na busca dos resultados deste projeto. Agradeço também aos amigos Valter Manuel, Flávio Leme, Amauri Carvalho que fizeram parte desta jornada do doutorado.

À equipe da ETAS que forneceu equipamentos essenciais para a realização das medições feitas no trabalho.

Enfim, agradeço a todos que me acompanharam nesta jornada para a conclusão deste curso.

## RESUMO

PEREIRA, Bruno Silva. **Desenvolvimento de uma plataforma aberta para o gerenciamento eletrônico de um motor bicombustível de injeção direta**. 126 p. Tese (Doutorado) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2024.

O desenvolvimento de novas tecnologias de gerenciamento eletrônico nos motores à combustão interna é fundamental para a diminuição das emissões de poluentes pelos veículos automotores. A introdução de motores menores com injeção direta, *flex-fuel* e sobrealimentados para este propósito, tem sido uma tendência na indústria automotiva. A possibilidade do uso do etanol no Brasil junto a estas tecnologias possibilita a criação de motores com alto desempenho e economia, e o mais importante, com baixa emissão de poluentes. Assim, este trabalho faz um estudo deste tipo de tecnologia, e desenvolve o gerenciamento eletrônico para um motor ciclo Otto de injeção direta, a fim de desenvolver uma plataforma base para o avanço de novas pesquisas relacionadas a este tipo de motor. A metodologia deste trabalho utiliza técnicas de controle baseado em modelos e identificação de sistemas para desenvolver os principais sistemas de gerenciamento do motor, como os sistemas de injeção direta, pressão de combustível, válvula borboleta e da mistura ar/combustível. Os resultados obtidos em laboratório após a calibração do motor mostraram um aumento de eficiência do motor utilizando etanol em até 15% em relação à gasolina E27. Além disso, este trabalho também realizou a exploração da injeção estratificada neste motor como uma forma de mostrar a importância do desenvolvimento deste tipo de plataforma aberta de gerenciamento eletrônico. Os resultados da exploração da estratificação neste motor mostraram aumentos relativos na eficiência em até 6% com o uso de gasolina principalmente na rotação de 2000 rpm em baixas cargas. Com a utilização de etanol, não foram encontrados aumentos na eficiência com a mistura estratificada que foram atribuídos principalmente às características do motor utilizado. Desta forma, o objetivo proposto de desenvolver o sistema de gerenciamento nesta plataforma foi atingido e abre caminho para que novas pesquisas e investigações em motores a combustão interna possam ser realizadas a partir desta plataforma.

Palavras-chave: injeção direta, gerenciamento eletrônico, controle, estratificação.

## ABSTRACT

PEREIRA, Bruno Silva. **Development of an open platform for the electronic management of a direct injection flex-fuel engine.** 126 p. Tese (Doutorado) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2024.

The development of new technologies in the electronic management systems of spark ignition engines is essential for the reduction of vehicle pollutant emissions. The introduction of direct injection, flex-fuel and supercharged engines for this purpose has been a trend in the automotive industry. When these technologies are combined with the ethanol in Brazil, it is possible to develop engines with higher performance, fuel economy and, most importantly, with low pollutant emissions. Therefore, this work studies this type of technology, and develops the electronic management system in a direct injection spark ignition engine, in order to create a base platform for the development of new research related to this type of engine. The methodology of this work uses model-based control and system identification techniques to develop the main engine management systems, such as direct injection, fuel pressure, throttle valve and air/fuel mixture systems. The results obtained in the laboratory, after engine calibration, showed an increase in engine efficiency using ethanol of around 15 % compared to gasoline. Furthermore, this work also explored stratified injection in this engine as a way of showing the importance of developing this type of open electronic management platform. The results of the stratification exploration in this engine showed relative increases in efficiency in the order of up to 6% with the use of gasoline mainly at 2000 rpm. With the use of ethanol, no increases in efficiency were found with the stratified mixture, which were mainly attributed to the characteristics of the engine used. In this way, the proposed objective of developing the management system on this platform was achieved and paves the way for new research and investigations into internal combustion engines to be carried out using this platform.

Keywords: direct injection, electronic management, control, stratification.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 2.1 - Sistema de gerenciamento do motor. ....	22
Figura 2.2 - (a) Mistura homogênea. (b) Mistura estratificada.....	24
Figura 2.3 - Diagrama PV e TS comparativos da injeção direta estratificada e indireta .....	25
Figura 2.4 - (a) <i>Wall-guided</i> . (b) <i>Air-guided</i> . (c) <i>Spray-guided</i> .....	26
Figura 2.5 - Curvas da relação da pressão média efetiva X rotação do motor em diferentes regimes de operação. ....	29
Figura 2.6 - Sistema de alimentação de combustível de injeção direta.....	34
Figura 2.7 - Acionamento da bomba de alta pressão.....	36
Figura 2.8 - Esquema da estrutura da bomba de alta pressão em corte transversal. .....	37
Figura 2.9 - Tipos de injetores e seus respectivos jatos.....	40
Figura 2.10 - Curva característica de quantidade de combustível injetado em relação ao tempo de acionamento para dois diferentes injetores do mesmo modelo. ....	42
Figura 2.11 - Acionamento do bico de injeção direta. (a) corrente de controle do bico injetor ao longo do tempo. (b) abertura do bico ao longo do tempo conforme o pulso de abertura. (c) massa de combustível injetada ao longo do tempo. ....	43
Figura 2.12 - Exemplo de caracterização do fluxo no injetor do motor utilizado neste trabalho. ....	44
Figura 2.13 - Diagrama de blocos do sistema de controle de alta pressão em malha fechada. A bomba de alta pressão, o <i>common rail</i> e os injetores fazem parte da planta do sistema. O sensor faz a medição da pressão que é lida pela ECU e entra no cálculo de erro do controlador. ....	45
Figura 2.14 - Diagrama de blocos do sistema com controle não-linear da pressão de combustível. ....	46
Figura 2.15 - Comparativo do erro de estado estacionário na resposta dos controladores PI e não-linear. ....	46
Figura 2.16 - Diagrama de blocos do sistema de controle não-linear proposto por Gong <i>et al.</i> (2014). ....	47
Figura 3.1 - Fotografia do motor EA211 montado no dinamômetro do IPT.....	54
Figura 3.2 - Confeção e teste do chicote do motor em bancada. ....	59
Figura 3.3 - Visão geral do <i>software</i> de aplicação na ECU e as saídas de atuadores que comandam o motor. ....	61
Figura 3.4 - Diagrama de blocos da leitura analógica do pedal acelerador.....	62
Figura 3.5 - Diagrama de blocos da leitura AD e diagnóstico do sensor. ....	62
Figura 3.6 - Filtro passa baixa de sensor com tempo de resposta configurável.....	63
Figura 3.7 - Curva de abertura da válvula borboleta em função do pedal acelerador (demanda de torque).....	64

Figura 3.8 - Diagrama de blocos do controle da ignição pela quantidade de etanol no combustível. ....	68
Figura 4.1 - Resposta dinâmica da abertura da válvula borboleta em relação à entrada PWM em degrau aplicada no instante 1 s. ....	73
Figura 4.2 - Resposta simulada do modelo x resposta medida. ....	73
Figura 4.3 - Diagrama de blocos do controlador PID da válvula borboleta. ....	74
Figura 4.4 - Resposta do controlador PID para a posição da válvula borboleta. ....	75
Figura 4.5 - Diagrama de blocos do controlador da pressão de injeção. ....	76
Figura 4.6 - Ganho proporcional do controlador da pressão de injeção em função da rotação do motor. ....	77
Figura 4.7 - Resposta do controlador da pressão de injeção. ....	78
Figura 4.8 - Modelo da mistura ar/combustível. ....	79
Figura 4.9 - Diagrama de blocos do controlador lambda. ....	80
Figura 4.10 - Resposta do controlador PI da mistura ar/combustível (lambda). ....	80
Figura 5.1 - Mapa de ignição para etanol. ....	83
Figura 5.2 - Mapa de ignição para gasolina E27. ....	84
Figura 5.3 - Mapa de eficiência volumétrica para etanol. ....	86
Figura 5.4 - Mapa de eficiência volumétrica para gasolina E27. ....	86
Figura 5.5 - Mapa de abertura da borboleta em relação ao acelerador. ....	88
Figura 5.6 - Mapa de torque obtido no motor com etanol. ....	89
Figura 5.7 - Mapa de torque obtido no motor com gasolina. ....	89
Figura 5.8 - Eficiência do motor com etanol. ....	90
Figura 5.9 - Eficiência do motor com gasolina. ....	91
Figura 5.10 - Consumo de combustível em massa com etanol. ....	92
Figura 5.11 - Consumo de combustível em massa com gasolina. ....	92
Figura 5.12 - Consumo de ar do motor. ....	93
Figura 6.1 - Gráficos comparativos do consumo de gasolina nas 4 rotações testadas. ....	96
Figura 6.2 - Gráficos comparativos da eficiência obtida com gasolina nas 4 rotações testadas. ....	97
Figura 6.3 - Relação ar/combustível (lambda) nos pontos de ensaio do teste com a mistura estratificada de gasolina. ....	99
Figura 6.4 - Gráficos comparativos do ângulo de ignição com gasolina nas 4 rotações testadas. ....	100
Figura 6.5 - Ângulo de injeção com gasolina na mistura estratificada. ....	101
Figura 6.6 - Gráficos comparativos do consumo de etanol nas 4 rotações testadas. ....	103
Figura 6.7 - Gráficos comparativos da eficiência obtida com etanol nas 4 rotações testadas. ....	104

Figura 6.8 - Relação ar/combustível ( $\lambda$ ) nos pontos de ensaio do teste com a mistura estratificada de etanol.....	105
Figura 6.9 - Comparativo do ângulo de ignição com etanol: homogêneo x estratificado nas rotações de 1500, 2000, 2500 e 3000 rpm.....	106
Figura 6.10 - Ângulo de injeção com etanol na mistura estratificada.....	107
Figura 6.11 - Influência da pressão de injeção no desempenho do motor com a mistura estratificada.....	108

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Estratégias de controle de injeção direta. ....	30
Tabela 2 - Especificações técnicas do motor. ....	53
Tabela 3 - Especificações técnicas da ECU.....	55
Tabela 4 - Lista de sensores do motor e entradas definidas.....	57
Tabela 5 - Lista de atuadores do motor e saídas definidas.....	59
Tabela 6 - Ganhos obtidos para o controlador da borboleta. ....	74
Tabela 7 - Ganhos do controlador PID da pressão de injeção.....	77
Tabela 8 - Resultados com mistura homogênea de gasolina.....	95
Tabela 9 - Resultados com mistura estratificada de gasolina. ....	95
Tabela 10 - Resultados com mistura homogênea de etanol. ....	102
Tabela 11 - Resultados com mistura estratificada de etanol.....	102

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

APMS	Antes do ponto morto superior
ASCET	<i>Advanced Simulation and Control Engineering Tool</i> (Ferramenta de engenharia para simulação e controle avançados)
CAN	<i>Controller Area Network</i> (Protocolo de comunicação automotivo)
CO	Monóxido de Carbono
DI	<i>Direct injection</i> (Injeção direta de combustível)
E27	Gasolina com 27% de Etanol
EGR	<i>Exhaust gas recirculation</i> (Recirculação dos gases de escape)
ECU	<i>Engine Control Unit</i> (Unidade de Controle Eletrônica)
HC	Hidrocarboneto
LNT	<i>Lean NO<sub>x</sub> Trap</i> (Módulo de captura de NO <sub>x</sub> )
MAP	<i>Manifold Absolut Pressure</i> (Sensor de Pressão Absoluta)
MBT	<i>Maximum break torque</i> (Ponto de torque máximo)
MCI	Motor a combustão interna
NO <sub>x</sub>	Óxido de Nitrogênio
PFI	<i>Port fuel injection</i> (Injeção indireta de combustível)
PID	Proporcional Integral Derivativo
PMI	Ponto morto inferior
PMS	Ponto morto superior
PWM	<i>Pulse Width Modulation</i> (Sinal modulado por largura de pulso)
RPM	Rotações por minuto ( $\text{min}^{-1}$ )
RPS	Rotações por segundo ( $\text{s}^{-1}$ )
TPS	<i>Throttle position sensor</i> (Sensor de posição da borboleta)
VVT	<i>Variable valve timing</i> (comando de válvulas variável)

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>16</b>
1.1	OBJETIVOS	18
1.2	CONTEÚDO E ORGANIZAÇÃO	19
<b>2</b>	<b>FUNDAMENTOS DE MOTORES À COMBUSTÃO INTERNA E MÉTODOS DE GERENCIAMENTO</b>	<b>21</b>
2.1	FUNCIONAMENTO DO MOTOR À COMBUSTÃO INTERNA CICLO OTTO	21
2.2	INJEÇÃO DIRETA	23
2.2.1	Combustão com injeção direcionada pela parede ( <i>wall-guided</i> )	26
2.2.2	Combustão com injeção direcionada pelo ar ( <i>air-guided</i> )	27
2.2.3	Combustão direcionada pelo <i>spray</i> de injeção ( <i>spray-guided</i> )	28
2.2.4	Estratégias de controle da mistura	29
2.2.4.1	Modo homogêneo	30
2.2.4.2	Modo estratificado	31
2.2.4.3	Múltiplas injeções	32
2.2.5	Componentes do sistema de alta pressão de combustível	33
2.2.5.1	Bomba de alta pressão	34
2.2.5.2	Linha de alta pressão e <i>common rail</i>	39
2.2.5.3	Injetor de alta pressão	39
2.2.6	Controle do sistema de alta pressão	44
2.2.7	Novas tecnologias em injeção direta	48
2.2.8	Etanol e a estratificação	49
2.3	CONSIDERAÇÕES FINAIS	52
<b>3</b>	<b>MATERIAIS E MÉTODOS</b>	<b>53</b>
3.1	MOTOR UTILIZADO NO PROJETO	53
3.2	UNIDADE DE CONTROLE ELETRÔNICA - ECU	55
3.2.1	Definição de entradas e saídas e confecção do chicote	56
3.3	DESCRIÇÃO DO SOFTWARE DESENVOLVIDO	60
3.3.1	Ferramentas de desenvolvimento	60
3.3.2	Software de gerenciamento do motor	60
3.3.2.1	Leitura de sinais	62
3.3.2.2	Controle da válvula borboleta	63
3.3.2.3	Estimação da massa de ar e gerenciamento do combustível	64
3.3.2.4	Gerenciamento da ignição	67
3.3.2.5	Controle da pressão de combustível	69

3.3.3	Estratificação de combustível .....	69
3.4	CONSIDERAÇÕES FINAIS .....	70
<b>4</b>	<b>CONTROLADORES DESENVOLVIDOS .....</b>	<b>72</b>
4.1	VÁLVULA BORBOLETA .....	72
4.2	PRESSÃO DE INJEÇÃO DE COMBUSTÍVEL .....	75
4.3	MISTURA AR/COMBUSTÍVEL .....	78
4.4	CONSIDERAÇÕES FINAIS .....	81
<b>5</b>	<b>CALIBRAÇÃO DO MOTOR E RESULTADOS DE DESEMPENHO .....</b>	<b>82</b>
5.1	MAPAS DE CALIBRAÇÃO DO MOTOR .....	82
5.1.1	Ângulo de avanço de ignição .....	82
5.1.2	Eficiência volumétrica .....	85
5.1.3	Ângulo de injeção .....	87
5.1.4	<i>Setpoints</i> de funcionamento .....	87
5.2	RESULTADOS DE DESEMPENHO .....	88
5.3	CONSIDERAÇÕES FINAIS .....	93
<b>6</b>	<b>EXPLORAÇÃO DA ESTRATIFICAÇÃO DE COMBUSTÍVEL .....</b>	<b>94</b>
6.1	ESTRATIFICAÇÃO DE GASOLINA .....	94
6.2	ESTRATIFICAÇÃO DE ETANOL .....	101
6.3	INFLUÊNCIA DA PRESSÃO DE INJEÇÃO .....	107
6.4	CONSIDERAÇÕES FINAIS .....	109
<b>7</b>	<b>CONCLUSÕES .....</b>	<b>111</b>
7.1	PROPOSTAS FUTURAS .....	113
	<b>PUBLICAÇÕES .....</b>	<b>114</b>
	<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>115</b>
	<b>APÊNDICE A - Tabelas dos mapas de calibração do motor e de resultados de desempenho .....</b>	<b>123</b>

## 1 INTRODUÇÃO

A atual condição energética e climática mundial demanda o desenvolvimento de tecnologias cada vez mais eficientes e sustentáveis. Entre as diversas áreas de pesquisa voltadas para a redução do consumo de combustível e das emissões de poluentes, destacam-se os motores de combustão interna (MCI). Os motores de combustão interna, máquinas térmicas projetadas para converter a energia química armazenada no combustível em energia mecânica (HEYWOOD, 1988), são uns dos principais agentes causadores das emissões de poluentes e de gases de efeito estufa, tanto durante sua utilização quanto quando considerado todo o seu ciclo de vida (IPCC, 2023). Segundo dados do Painel Intergovernamental sobre Mudanças Climáticas (IPCC), o setor de transportes contribui com 15% de todas as emissões globais de CO<sub>2</sub> equivalente (IPCC, 2023), dentre as quais, em torno de 45% são provenientes de veículos de passageiros.

Muitas agências ambientais e vários países já estabeleceram metas para a proibição do uso de combustíveis fósseis em veículos automotores em um futuro próximo (SONG; AALDERING, 2019). Neste cenário, o uso de biocombustíveis, como o etanol, vem ganhando destaque, como uma alternativa para a continuidade do uso de motores a combustão interna no futuro. Entretanto, o uso de biocombustíveis precisa ser melhor explorado para que todas as suas vantagens sejam maximizadas, aliado com as últimas inovações tecnológicas nos MCIs (NICULESCU; CLENCI; IORGA-SIMAN, 2019).

A partir disso, estudos e desenvolvimentos com o foco em motores com injeção direta ganharam destaque nos últimos anos. Muitas inovações voltadas ao controle da injeção de combustível e na formação da mistura ar/combustível foram alcançadas, permitindo que a tecnologia de injeção direta proporcione um aumento na potência específica e na economia de combustível pela característica minimização de redução dos fenômenos de detonação e das perdas por bombeamento do motor e também pela estratégia de estratificação de combustível. Esse tipo de injeção proporciona basicamente dois tipos de operação, conhecidos como homogêneo e estratificado, sendo o primeiro tendo basicamente o mesmo funcionamento dos motores com injeção indireta (DA COSTA *et al.*, 2018).

Esta tecnologia de injeção direta tem sido utilizada também com o conceito de *downsizing*, que é a diminuição do tamanho dos motores (motores de pequeno volume deslocado, compactos), a fim de ter o mesmo desempenho de motores maiores, mas com a vantagem de ter redução no consumo de combustível e nas emissões de poluentes. Este conceito vem sendo implementado também com o uso de tecnologias de variação do comando de válvulas (conhecido como VVT, do inglês: *variable valve timing*) e também com o uso de turbocompressores para a sobre alimentação de ar no motor.

Aliadas à utilização de biocombustíveis de alta octanagem, como o etanol, essas tecnologias têm se mostrado uma poderosa ferramenta para atingir os níveis de consumo e emissões de poluentes estipulados pelos órgãos reguladores. As propriedades do etanol como combustível permitem o funcionamento do motor em condições de altas pressões na câmara de combustão com um menor risco de detonação (do inglês, *knocking*) (ZHUANG; QIAN; HONG, 2017). A alta octanagem aliada ao elevado calor latente de vaporização proveniente do etanol, pode ser utilizada como benefício em motores de injeção direta, permitindo o desenvolvimento de motores com maiores razões de compressão, o que por sua vez resulta em motores com maior eficiência térmica (ZHAO, 2010). Adicionalmente, o uso de biocombustíveis no contexto da matriz energética brasileira possibilita uma diminuição considerável dos gases de efeito estufa (na ordem de 30 g de CO<sub>2</sub> equivalente por quilômetro rodado) no ciclo de vida de veículos com híbridos motor à combustão utilizando etanol, em comparação com veículos puramente elétricos (GAUTO *et al.*, 2023).

A integração das novas tecnologias, dos conceitos de motores e dos combustíveis alternativos, deve ser gerenciada e aplicada em todo o mapa de funcionamento do motor com o objetivo de extrair o máximo de benefícios que cada sistema pode oferecer. Diversas estratégias de funcionamento do motor são utilizadas como poderosas ferramentas para a maximização da eficiência global do motor e redução da emissão de gases poluentes.

Assim, se faz necessário o desenvolvimento de plataformas que permitam o estudo e o desenvolvimento dessas tecnologias (ASHOK; ASHOK; KUMAR, 2016; JACOB; ASHOK, 2020). Desta forma, este trabalho tem como objetivo desenvolver uma plataforma de gerenciamento eletrônico de código aberto que possibilitará a introdução de várias pesquisas nestas tecnologias e também pela melhoria contínua dos motores *flex-fuel*. Como forma de comprovar esta possibilidade, este trabalho

propõe também a introdução da exploração da estratégia de mistura estratificada no motor, visando sua utilização com o etanol, avaliando os ganhos de eficiência que podem ser proporcionados pela utilização desta estratégia.

Este trabalho tem grande importância no âmbito do grupo de eletrônica de automotiva da USP, que tem focado no desenvolvimento dessas plataformas de gerenciamento eletrônico. O desenvolvimento desta plataforma para um motor *flex-fuel* de injeção direta é um salto tecnológico em relação a trabalhos anteriores do grupo. O trabalho desenvolvido por Santos e Rossetti (2015) foi o primeiro desta base, utilizando um conceito de desenvolvimento *model-based software*, muito comum na indústria automotiva, desenvolvendo um *software* de gerenciamento eletrônico aplicado em um motor aspirado, usando apenas gasolina. A seguir, outras pesquisas fizeram sua contribuição nesta plataforma, implementando novas cadeias de controle de combustível e de ignição, além de realizar a calibração desse motor usando etanol (HAYASHIDA, 2018; NOVAES, 2019).

Outros trabalhos importantes do grupo de eletrônica automotiva da USP abordaram temas como o ensino de microcontroladores em sistemas automotivos (DIAS *et al.*, 2016), o desenvolvimento de um módulo de controle eletrônico de motores baseado em modelos (DIAS *et al.*, 2018), identificação da combustão e detonação utilizando corrente iônica (LAGANÁ *et al.*, 2018), caracterização de detonação em tempo real utilizando filtros adaptativos e estimadores de potência (SILVA *et al.*, 2020), desenvolvimento de sistema de controle de cruzeiro adaptativo com função de controle de barreiras e abordagem *model-free* (CHINELATO *et al.*, 2023), além de outros trabalhos que também contribuíram para o desenvolvimento desta tese (DE ANDRADE *et al.*, 2018; DE ANDRADE *et al.*, 2023).

## 1.1 OBJETIVOS

Este trabalho tem como objetivo geral estudar a tecnologia de injeção direta nos motores à combustão interna, analisar modelos dos componentes associados ao sistema, e o estado da arte da tecnologia. Assim, será possível desenvolver o sistema de gerenciamento em uma plataforma aberta necessário para controlar este tipo de motor. A relevância do desenvolvimento nesta plataforma é permitir avanços nas

pesquisas com os motores de injeção direta *flex-fuel* que tem sido a tendência de utilização visando aumento da eficiência energética.

Para alcançar este objetivo do desenvolvimento da plataforma de gerenciamento, será preciso realizar uma série de desenvolvimentos na unidade de controle eletrônica do motor (ECU), como o desenvolvimento dos sistemas de controle dos sistemas de alta pressão de combustível, válvula borboleta, mistura ar/combustível e ignição, além da calibração do motor e otimização do desempenho com gasolina e etanol. O motor necessita que estes sistemas sejam controlados em sintonia para o seu correto funcionamento e possibilite extrair seu melhor desempenho dentro das condições de limite do motor. Especificamente, o controle do sistema de alta pressão de combustível é o sistema mais crítico para a utilização da injeção direta, sendo imprescindível seu controle correto para o desempenho, tanto quanto para a segurança do motor. Alguns destes controladores foram desenvolvidos utilizando técnicas baseada em modelo e também técnicas de identificação de sistemas. Ademais, a calibração e sua otimização são de grande importância para o correto funcionamento do motor e da plataforma de gerenciamento, além de ser importante para como base de comparação para o desenvolvimento de novas pesquisas.

Visando comprovar a importância de desenvolver esta plataforma aberta, este trabalho também apresenta como objetivo pesquisar e desenvolver uma tecnologia que possa melhorar a eficiência de motores, principalmente visando o etanol, sendo, neste caso, realizando uma exploração da mistura estratificada neste motor, tanto com gasolina como com etanol.

## 1.2 CONTEÚDO E ORGANIZAÇÃO

Este trabalho está organizado em sete capítulos, sendo que o primeiro apresenta uma introdução ao trabalho, o segundo apresenta os fundamentos do motor à combustão interna e da injeção direta. Além disso, esse capítulo apresenta os dispositivos que estão ligados a injeção direta, e também realiza um estudo dos diversos sistemas de controle e estratégias propostos na literatura. O terceiro apresenta os materiais e métodos do trabalho. O quarto capítulo foca no desenvolvimento de controladores essenciais para o funcionamento do motor. O quinto capítulo apresenta de forma geral o processo de calibração do motor e os

resultados de desempenho obtidos. O sexto capítulo apresenta a exploração do modo de funcionamento da injeção de combustível estratificada no motor, como forma de mostrar a importância do desenvolvimento do gerenciamento eletrônico como plataforma para o estudo de novas tecnologias. Finalmente, o sétimo capítulo apresenta conclusões e propostas futuras.

## 2 FUNDAMENTOS DE MOTORES À COMBUSTÃO INTERNA E MÉTODOS DE GERENCIAMENTO

Este capítulo faz uma breve descrição sobre o funcionamento do motor à combustão interna, bem como a descrição da tecnologia de injeção direta, seu gerenciamento, e a sua influência no funcionamento do motor. Também apresenta os componentes ligados a este sistema.

### 2.1 FUNCIONAMENTO DO MOTOR À COMBUSTÃO INTERNA CICLO OTTO

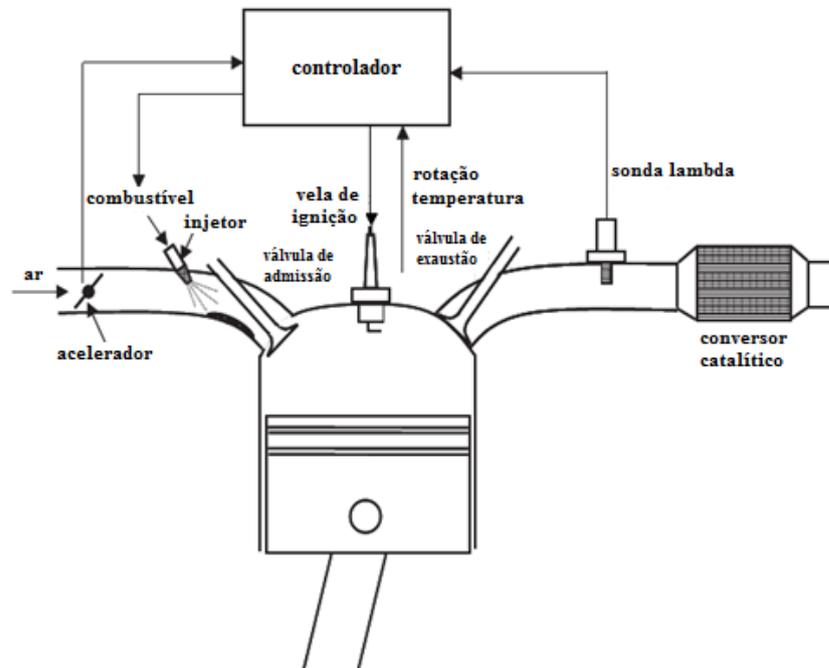
Os motores à combustão interna ciclo Otto possuem quatro tempos em seu ciclo com duração de duas voltas da árvore de manivelas do motor. Esses quatro tempos são chamados de tempos de admissão, compressão, combustão e exaustão (HEYWOOD, 1988).

Na admissão, as válvulas ficam abertas e o pistão move-se do ponto morto superior (PMS) para o ponto morto inferior (PMI) aspirando o ar e o combustível injetados. Na compressão, a válvula de admissão se fecha e o pistão passa a comprimir a mistura de ar e combustível no deslocamento do ponto morto inferior para o ponto morto superior do cilindro. Pouco antes de o pistão alcançar o PMS, o sistema de ignição provoca uma centelha na vela de ignição para queimar a mistura ar/combustível. Assim, o motor entra no intervalo de combustão e a queima da mistura provoca um aumento na pressão dentro do cilindro, forçando o pistão a se deslocar do PMS para o PMI. Esse intervalo de combustão é o único que realiza trabalho. No último tempo, o de exaustão, as válvulas de exaustão se abrem e ocorre o deslocamento do pistão indo do PMI para o PMS, forçando os gases da queima a sair do cilindro para os tubos de escapamento. Cada tempo do motor representa 180° de deslocamento na árvore de manivelas, totalizando 720° no ciclo de quatro tempos (HEYWOOD, 1988; RIBBENS, 2012).

O funcionamento correto do motor requer um cuidadoso gerenciamento, que é basicamente dividido em três sistemas: os sistemas de admissão de ar, de combustível e de ignição. Há algumas décadas, esses sistemas eram todos controlados por componentes mecânicos e elétricos. Porém atualmente são gerenciados totalmente por componentes eletrônicos, através de sensores e

atuadores. A figura 2.1 ilustra os elementos fundamentais do gerenciamento eletrônico do motor.

**Figura 2.1** - Sistema de gerenciamento do motor.



FONTE: Adaptado de (BALENOVIC, 2002).

O sistema de admissão de ar é o responsável por dosar a quantidade de ar admitido nos cilindros. Esta dosagem é efetuada por um corpo de borboleta que restringe ou libera a passagem de ar através de sua abertura, sendo que quanto maior a vazão de ar admitido nos cilindros maior será o trabalho e o torque fornecidos pelo motor. Quando o condutor demanda uma grande aceleração no pedal acelerador, a válvula borboleta efetua uma abertura que irá garantir o torque necessário para atender à demanda exigida (HEYWOOD, 1988; GUZZELLA; ONDER, 2010).

O sistema de ignição é responsável por gerar a centelha na câmara de combustão do motor, através das bobinas e velas de ignição. A ignição da mistura é um fator muito importante no funcionamento do motor, pois influencia diretamente na combustão e, conseqüentemente, no torque gerado pelo motor. Assim, o controle da ignição atua para que a centelha ocorra de forma a garantir que a combustão irá resultar no torque exigido, sendo que o momento em que deve ser iniciada a ignição é dado por uma relação entre a velocidade angular e a carga no motor (GUZZELLA; ONDER, 2010; DENTON, 2017).

O sistema de combustível se encarrega de calcular a quantidade necessária de combustível a ser injetado para seguir a demanda de aceleração do condutor. Esse sistema utiliza sensores para estimar a massa de ar que está sendo admitida nos cilindros e, assim, calcular a quantidade exata de combustível que deve ser injetada através dos injetores (HEYWOOD, 1988; RIBBENS, 2012). Alguns sensores são utilizados como realimentação destes sistemas para corrigir alguns parâmetros, como, por exemplo, o sensor *lambda*, que é utilizado para realizar o controle em malha fechada da mistura entre ar e combustível admitida no motor.

Os sistemas de gerenciamento eletrônico de formação de mistura ar/combustível atuais podem ser divididos em dois grupos: os sistemas de injeção indireta ou PFI, do inglês, *Port Fuel Injection*, e os sistemas de injeção direta ou DI, do inglês, *Direct Injection*. Nos sistemas PFI, os injetores são instalados de forma a injetar o combustível nos dutos do coletor de admissão. Nos sistemas DI, os injetores são instalados no cabeçote de forma a injetar o combustível diretamente na câmara de combustão.

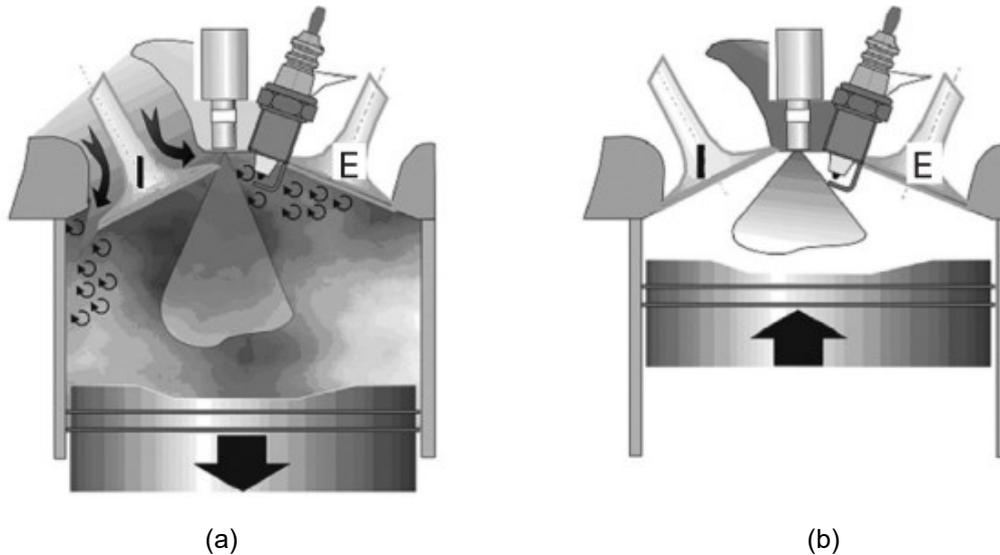
## 2.2 INJEÇÃO DIRETA

O advento da injeção direta nos motores à combustão interna ciclo Otto proporcionou um aumento na eficiência da combustão em relação à tecnologia de injeção indireta. Nos sistemas com injeção direta, o combustível é pressurizado através de uma bomba de alta pressão, e então é injetado diretamente na câmara de combustão. Uma das principais características em relação ao modo de injeção indireta é que não há o depósito de filme de combustível no coletor de admissão, o chamado fenômeno de *wall-wetting* (GUZZELLA; ONDER, 2010), o que é uma característica indesejada pelas incertezas da identificação de seus parâmetros para uma modelagem e controle da mistura ar/combustível.

No modo de injeção indireta, a mistura ar/combustível é identificada como homogênea, pois o combustível é misturado ao ar à medida que são aspirados para dentro dos cilindros no ciclo de admissão e durante ao tempo de compressão em um regime de fluxo turbulento, de modo que a distribuição do ar e do combustível seja homogênea dentro do cilindro (ERIKSSON; NIELSEN, 2014). Com a injeção direta, é possível também fazer outro tipo de mistura, chamada de estratificada.

A figura 2.2 ilustra os dois modos de mistura proporcionados pela injeção direta. No caso do modo de injeção estratificada, o combustível é injetado muito perto do momento de ignição, quando o pistão se encontra próximo ao ponto morto superior e as válvulas de admissão (I) e de exaustão (E) encontram-se fechadas.

**Figura 2.2** - (a) Mistura homogênea. (b) Mistura estratificada.



Fonte: Adaptado de (ZHAO, 2010).

Na mistura estratificada, o combustível é injetado dentro do cilindro no tempo de compressão, sob alta pressão, estratificando o combustível nos gases admitidos pelo cilindro naquela fase de admissão. Dependendo da geometria da câmara de combustão, esse *spray* de combustível a alta pressão é direcionado ao entorno da vela de ignição e, então, a partir da energia provida pela centelha, a mistura entra em combustão (ISERMANN, 2014). Este tipo de injeção permite que a proporção ar/combustível seja pobre na totalidade do cilindro, mas com uma proporção dentro dos limites necessários ( $0,7 < \lambda < 1,3$ ) no entorno da vela de ignição, para que ocorra a combustão (ERIKSSON; NIELSEN, 2014). Como consequência de uma mistura pobre, menos combustível é injetado, e há uma diminuição no consumo (ZHAO, 2010).

Misturas consideradas altamente pobres tem maiores expoentes isentrópicos, ou seja, maior eficiência térmica. Além disso, elas entram em combustão em temperaturas mais baixas, que, adicionado ao fato de que a vaporização do *spray* de injeção direta, proporciona um efeito de arrefecimento da temperatura interna no

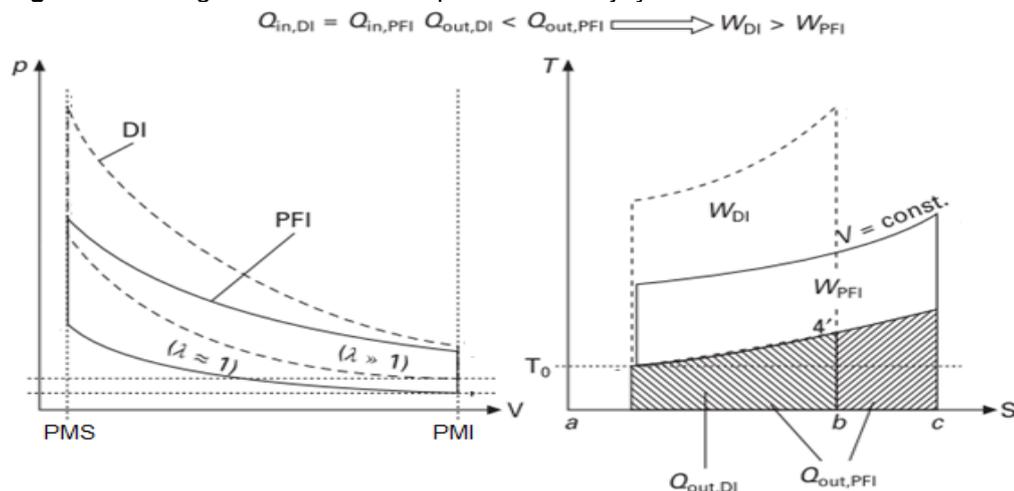
cilindro, diminuindo a tendência do fenômeno de detonação (ZHAO, 2010; SPICHER; MAGAR; HADLER, 2016).

As diferenças na eficiência entre a injeção direta estratificada e a indireta podem ser observadas analisando o diagrama PV (pressão/volume) e TS (temperatura/entropia) ideais, como mostra a figura 2.3. No caso da injeção indireta, dado que o motor esteja em um ponto de baixa carga, o ciclo de compressão inicia com uma baixa pressão, devido à posição bem fechada da borboleta de aceleração (estrangulamento da passagem de ar), e na injeção direta, a pressão é normalmente a pressão atmosférica, pois neste caso a borboleta de aceleração fica totalmente aberta. Assumindo que a mesma quantidade de calor é entregue nos dois sistemas  $Q_{in,DI} = Q_{in,PFI}$ , é possível observar pelo diagrama TS a eficiência do sistema com injeção direta é maior, uma vez que a quantidade de calor perdida no sistema é menor do que no caso do sistema indireto  $Q_{out,DI} < Q_{out,PFI}$ , logo o trabalho realizado pelo sistema com injeção direta é maior  $W_{DI} > W_{PFI}$  (BASSHUYSEN, 2009).

Num motor real, esse aumento de eficiência se dá pelos seguintes aspectos:

- Diminuição das perdas por bombeamento devido ao não estrangulamento da borboleta;
- As misturas altamente pobres têm maior eficiência térmica e queimam com maiores temperaturas;
- Há um efeito de resfriamento da câmara de combustão devido à vaporização do combustível, o que diminui a tendência de detonação. Assim, é possível aumentar a razão de compressão, elevando ainda mais a eficiência.

**Figura 2.3** - Diagrama PV e TS comparativos da injeção direta estratificada e indireta

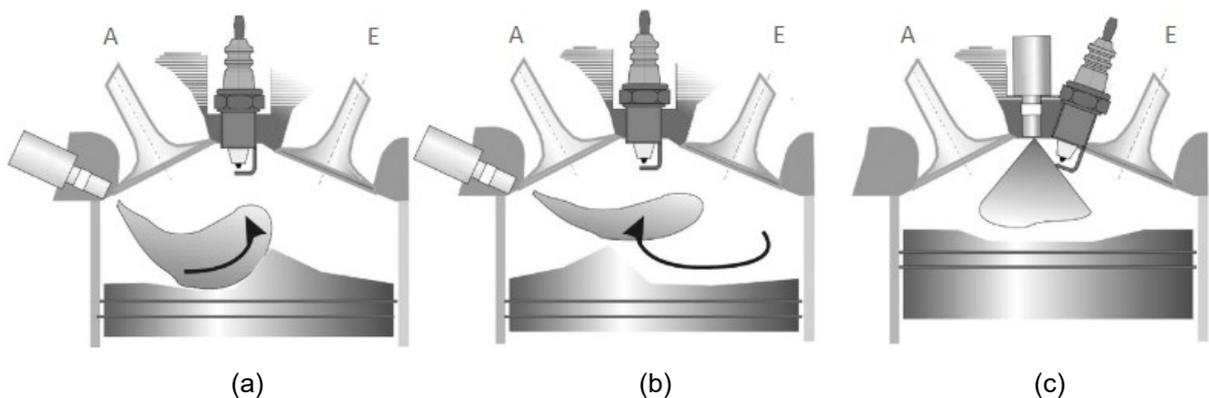


FONTE: Adaptado de (ZHAO, 2010).

Entretanto, o uso da mistura estratificada pode trazer um aumento na formação de NO<sub>x</sub> na combustão devido ao excesso de oxigênio e também a um aumento na formação de material particulado devido ao pequeno tempo que a mistura é preparada na câmara antes de entrar em combustão. Além disso, aumenta-se a chance de ocorrerem variações na combustão entre cada ciclo, dificultando o seu controle (SCAFATI *et al.*, 2018).

Existem também variações dos tipos de injeção estratificada para realizar a mistura do ar com o combustível, como ilustrado na figura 2.4 e que serão exploradas nas seções a seguir, sendo que as diferenças estão principalmente no modo como o injetor e o direcionamento do seu *spray* estão dispostos na câmara de combustão, além do perfil da cabeça do pistão.

**Figura 2.4** - (a) *Wall-guided*. (b) *Air-guided*. (c) *Spray-guided*.



Fonte: Adaptado de (ZHAO, 2010).

### 2.2.1 Combustão com injeção direcionada pela parede (*wall-guided*)

No modo de mistura chamado de *wall-guided*, o *spray* de combustível é direcionado ao pistão, de forma que durante seu movimento ascendente ao ponto morto superior, o combustível é direcionado à vela de ignição formando uma mistura em seu entorno, que é capaz de entrar em ignição e dar início ao processo de combustão dentro do cilindro. Variações no perfil da cabeça do pistão também alteram a forma como o fluxo da mistura é direcionado no interior da câmara, formando fluxos do tipo turbulento ou também de espiral dentro do cilindro, sendo que estes influenciam diretamente no processo de combustão, principalmente a altas cargas do motor (ZHAO, 2010).

Um dos maiores problemas da injeção *wall-guided* é a formação de um filme de combustível na cabeça do pistão, semelhante ao do fenômeno de *wall-wetting*. Assim, parte do combustível injetado é desperdiçado por não fazer parte do processo de combustão. Assim, é preciso considerar um aumento na quantidade injetada para atingir a relação  $\lambda$  desejada, levando a um aumento no consumo e que, por sua vez, leva a um aumento das emissões de hidrocarbonetos não queimados e na produção de material particulado durante a combustão (ZHAO, 2010). Este problema é maior durante a condição de motor frio e vai diminuindo à medida que o motor aquece, já que o aumento da temperatura facilita a vaporização do filme de combustível (SPICHER; MAGAR; HADLER, 2016).

Zhao (2010) considera que o formato especial da cabeça do pistão para realizar este tipo de efeito pode também aumentar o seu peso, aumentando consideravelmente as perdas mecânicas.

### **2.2.2 Combustão com injeção direcionada pelo ar (*air-guided*)**

Ao contrário da injeção direcionada à parede, na injeção *air-guided* o *spray* de combustível é direcionado pelo ar admitido dentro do cilindro. Esse direcionamento deve ser feito de forma que o combustível seja levado pelo fluxo de ar dentro do cilindro para o entorno da vela assim como no *wall-guided*. A vantagem é que este método elimina, idealmente, a formação do filme de combustível no pistão e os efeitos negativos ligados a esse filme, como descritos na seção anterior. Um dos desafios para realizar esta estratégia com sucesso é garantir que o fluxo de ar dentro do cilindro consiga direcionar o combustível com sucesso para a vela de ignição, assim sendo necessário um alto grau de precisão no desenho geométrico dos dutos de admissão de ar até os cilindros, bem como o desenho do pistão e da câmara de combustão (FIENGO *et al.*, 2013). Segundo Zhao (2010), os tipos de fluxo necessários para gerar esse efeito reduzem a eficiência volumétrica e, conseqüentemente, afetam o desempenho do motor.

Da Costa *et al.* (2018) ressaltam que este modo de configuração, junto com a *wall-guided*, são mais comuns pelas facilidades de construção e também econômicas. O motor utilizado neste trabalho possui uma configuração do tipo *air-guided*.

### 2.2.3 Combustão direcionada pelo *spray* de injeção (*spray-guided*)

Neste tipo de configuração, o injetor de combustível fica bem próximo à vela de ignição. Neste caso, o formato do *spray* de injeção é muito importante para que seja garantida uma mistura no entorno da vela com condições de entrar em combustão em vários regimes de operação de carga do motor. Conseqüentemente, o injetor precisa ter robustez suficiente para garantir o formato de pulverização do combustível em todas as condições de pressão dentro do cilindro. Zhao (2010) expõe alguns problemas ligados a este tipo de injeção, como, por exemplo, a formação de resíduos carbono no bico injetor, que afeta diretamente a pulverização do combustível, e na formação de resíduos de carbono na vela de ignição durante regimes de carga baixa carga ou carga parcial, ocasionando falhas na combustão. Outro problema pode ser um choque térmico na vela de ignição quando o combustível entra em contato quando a vela se encontra a uma alta temperatura. Além disso, a velocidade do fluxo de ar dentro do cilindro, que depende da rotação do motor, influencia diretamente o *spray* e a formação da mistura ao redor da vela de ignição.

Apesar dos problemas citados, esse tipo de injeção tem benefícios em relação à eficiência do motor. Quando comparado com os tipos descritos anteriormente, a formação de filmes de combustível é praticamente eliminada, o que diminui as emissões de hidrocarbonetos. A maior atomização do combustível e o formato compacto da nuvem de mistura formada na vela levam a uma conversão mais rápida da energia da combustão em trabalho, aumentando a eficiência térmica. Ao contrário dos sistemas *wall* e *air guided*, em que o fluxo de ar é imprescindível para causar os efeitos da mistura estratificada e que, conseqüentemente, diminuem a eficiência volumétrica, o modo de combustão direcionada pelo *spray* não requer um tipo de regime de fluxo de ar complexo (turbulento ou em redemoinho), sendo que assim as galerias de direcionamento de ar possam ser otimizadas para maximizar o fluxo e o desempenho (BASSHUYSEN, 2009).

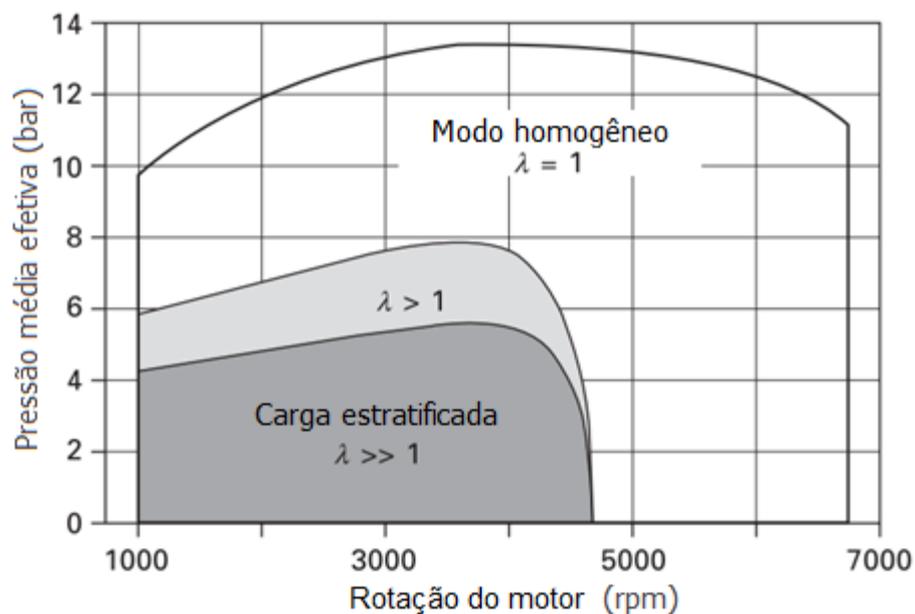
Spicher, Magar e Hadler (2016) fazem uma análise detalhada do processo de combustão direcionado pelo *spray* e concluem que o aumento da pressão de injeção de combustível pode melhorar significativamente a formação da mistura e o processo de combustão, reduzindo principalmente a formação de material particulado (que se forma principalmente com a estratificação da mistura) na ordem de 90%.

Estas características de tipos de injeção direta são importantes para o entendimento das diferentes opções de modelos de injeção que podem ser utilizados com a injeção direta.

#### 2.2.4 Estratégias de controle da mistura

A injeção direta oferece diferentes modos de injeção, permitindo a adaptação da estratégia de controle de acordo com a necessidade de torque do motor. Para baixas cargas com baixa rotação, é possível utilizar a mistura pobre da injeção estratificada com o objetivo de diminuir o consumo. À medida que a carga ou a rotação do motor aumentam, é necessário transitar entre os modos de operação a fim de que sejam alcançadas a demanda de torque necessitada, como observado na figura 2.5, onde no modo estratificado temos que a borboleta de aceleração permanece totalmente aberta, e o torque é controlado apenas com a quantidade injetada de combustível (ERIKSSON; NIELSEN, 2014), assim como em motores Diesel. A partir de uma rotação e demanda de torque, é preciso voltar a controlar a massa de ar com o uso da borboleta e aumentar a quantidade de combustível injetado até a estequiometria ou até com mistura rica. A injeção direta proporciona também estratégias de múltiplas injeções ao longo dos tempos de admissão e compressão.

**Figura 2.5** - Curvas da relação da pressão média efetiva X rotação do motor em diferentes regimes de operação.



FONTE: Adaptado de (ZHAO, 2010).



#### 2.2.4.2 Modo estratificado

No modo estratificado, ou de carga estratificada, normalmente utilizado para cargas baixas, o combustível é injetado no final do ciclo de compressão. Em função da movimentação do ar e do formato da cabeça do pistão, a mistura resulta em levemente rica no entorno da vela, sendo pobre no resto da câmara de combustão, com o fator lambda variando entre 1.6 e 3. A determinação do ângulo de injeção em relação ao ângulo de ignição é um fator crítico para a ignição da mistura (MANAVELLA, 2012), sendo que:

- Um ângulo maior propicia uma maior homogeneização da mistura dentro da câmara, diminuindo a estratificação;
- Um ângulo menor entre a injeção e a ignição afeta negativamente a formação da mistura adequada em torno da vela, podendo causar falhas de ignição, os chamados *misfires*.

Em estratégias de carga estratificada, o motor opera com o corpo de borboleta totalmente aberto, assim, o tempo de resposta do motor à solicitação de torque é reduzido devido à resposta do motor ser mais rápida às variações de injeção de combustível em relação às da cadeia de admissão de ar, proporcionada pelo controle da borboleta (ZHAO, 2010).

A estratificação também está limitada pela rotação do motor, sendo que em rotações muito altas (maiores do que 3000 RPM aproximadamente), não há tempo suficiente para que a mistura homogênea se forme no entorno da vela (REIF, 2015).

Devido ao empobrecimento global da mistura, há um aumento na formação de NO<sub>x</sub> e material particulado produzidos pela combustão, demandando dispositivos de pós-tratamento que consigam reduzir estes materiais, como catalisadores de NO<sub>x</sub>, conhecidos como LNT (*Lean NO<sub>x</sub> Trap*), ou então com o uso de recirculação dos gases de exaustão, conhecidos como EGR (*exhaust gas recirculation*) (ZHAO, 2010). O LNT é um conversor catalítico que funciona através da adsorção do NO<sub>x</sub> em locais de armazenamento formados por nitratos de bário. Conforme o NO<sub>x</sub> é armazenado, a eficiência do LNT diminui e, então, o conversor precisa ser regenerado. A regeneração acontece com a introdução de mistura rica no conversor, sendo necessária a mudança para o modo de mistura rica homogênea durante alguns intervalos, para realizar essa regeneração (COOK *et al.*, 2006; EBRAHIMI; TAFRESHI; MOHAMMADPOUR, 2014).

Existem também variações nos modos de controle de injeção nas faixas de transição entre o modo homogêneo e estratificado, chamado de mistura pobre homogênea, onde o motor admite mistura pobre com  $\lambda$  se aproximando de 1,6. Nesta faixa de operação, costuma-se também utilizar o EGR para ajudar na redução do  $\text{NO}_x$ .

Adicionalmente, o modo estratificado pode ser empregado durante a partida do motor. Nesse cenário, o combustível é injetado na fase de compressão, aproveitando a temperatura mais elevada do ar no cilindro em comparação com a temperatura durante a admissão. Isso facilita a vaporização do combustível em comparação com a injeção durante a admissão, onde uma quantidade significativa do combustível poderia se acumular nas paredes do duto de admissão e do cilindro (conhecido como efeito de *wall-wetting*), não contribuindo efetivamente para a combustão. Assim, é possível diminuir a quantidade injetada, resultando num aumento de economia e, principalmente, na redução das emissões de hidrocarbonetos, já que o catalisador normalmente não está em operação nesta condição (REIF, 2015).

#### 2.2.4.3 Múltiplas injeções

Uma abordagem adotada durante a transição entre os modos estratificado e homogêneo envolve o uso de injeções múltiplas. O primeiro pulso de injeção ocorre durante o ciclo de admissão, e injeta aproximadamente 75% do combustível necessário. Os 25% restantes são injetados no final do ciclo de compressão, logo antes da centelha e, com isto, é formada uma zona de mistura rica em torno da vela, possibilitando a combustão. Neste caso, o combustível total corresponde à mistura estequiométrica (REIF, 2015).

As múltiplas injeções são utilizadas também com mistura homogênea na fase de aquecimento do motor, para justamente aumentar a temperatura do catalisador e este entrar em operação mais rapidamente. Nesse caso, a ignição é significamente atrasada ao ponto de que os gases de combustão estejam mais quentes na exaustão para favorecer o aquecimento do catalisador.

Além disso, é possível utilizar esta estratégia de múltiplas injeções com mistura homogênea para mitigar o efeito de detonação. Como parte do combustível é injetado apenas no final da fase de compressão, a mistura pobre no cilindro tem menor potencial de detonar. Assim, pode ser aplicado mais avanço de ignição, resultando em maior torque, em relação ao modo de injeção único com mistura homogênea

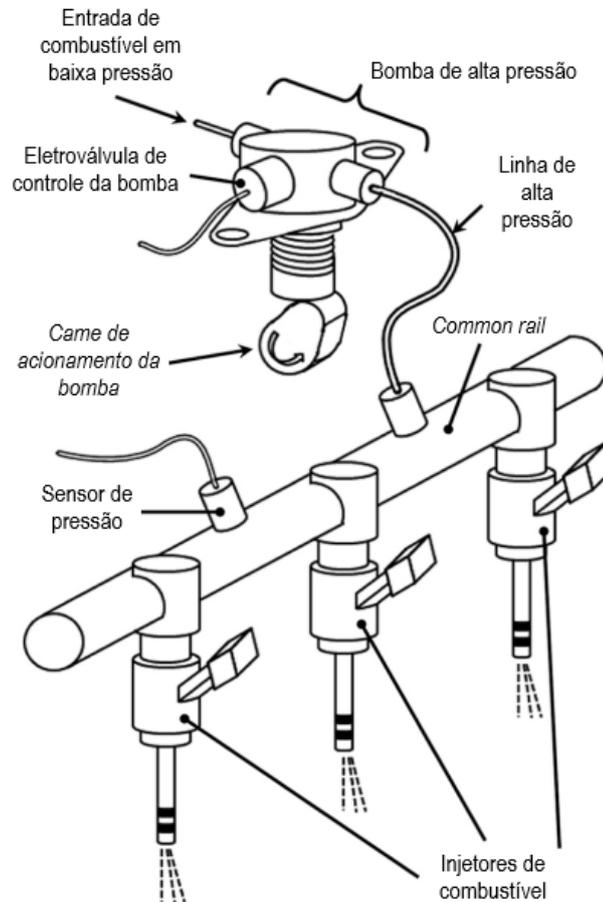
(REIF, 2015). Além disso, o combustível injetado durante a fase de compressão traz o efeito de redução de temperatura na câmara de combustão, o que contribui para a diminuição da tendência da detonação. Marseglia *et al.* (2017) realizaram experimentos em um motor com acesso óptico da câmara de combustão, constatando que a tendência de detonação diminui com o uso da estratégia de múltiplas injeções em relação a uma única injeção. Zhou *et al.* (2018) também mostram, através de experimentos, que um atraso maior na injeção na fase de compressão leva a uma diminuição da tendência de detonação.

Dependendo das tecnologias presentes no motor, como o uso de recirculação de gases de exaustão, sobrealimentação, variação do comando de válvulas, é possível combiná-las nas estratégias de controle, a fim de maximizar o desempenho e o consumo em cada faixa de operação.

### **2.2.5 Componentes do sistema de alta pressão de combustível**

A incorporação da injeção direta tornou-se possível com o avanço das tecnologias associadas ao injetor e à bomba de alta pressão. Esses progressos viabilizaram a adoção do modo de mistura estratificada, no qual o combustível é injetado no tempo de compressão do motor e exige que este combustível seja submetido a uma alta pressão para superar pressão de compressão no cilindro. Além disso, a alta pressão de injeção beneficia a atomização do combustível, facilitando a homogeneização da mistura e, conseqüentemente, melhora o processo de combustão (POSTRIOTI *et al.*, 2016). Assim, a pressão de combustível no chamado *common rail* deve ser controlada precisamente, pois variações dessa pressão podem mudar a formação do *spray* de combustível e, conseqüentemente, afetar o processo de combustão, diminuindo a eficiência. A figura 2.6 ilustra os componentes presentes no sistema de alimentação de combustível.

**Figura 2.6** - Sistema de alimentação de combustível de injeção direta.



FONTE: Adaptado de (SPEGAR, 2011).

O sistema de alta pressão é composto por uma bomba mecânica de pistão, que é acionada por cames presentes no comando de válvulas, e por uma eletroválvula que faz a regulação da passagem de combustível para a linha de alta pressão até o *common rail*. Um sensor lê a pressão do combustível acumulado no *common rail* e realimenta a ECU para realizar o acionamento da eletroválvula e controlar a pressão.

A seguir, serão descritos os componentes presentes no sistema, bem como os respectivos modelos associados. O modelamento pode ser dividido em três partes, associados a três componentes: bomba de combustível de alta pressão, *common rail* e injetores.

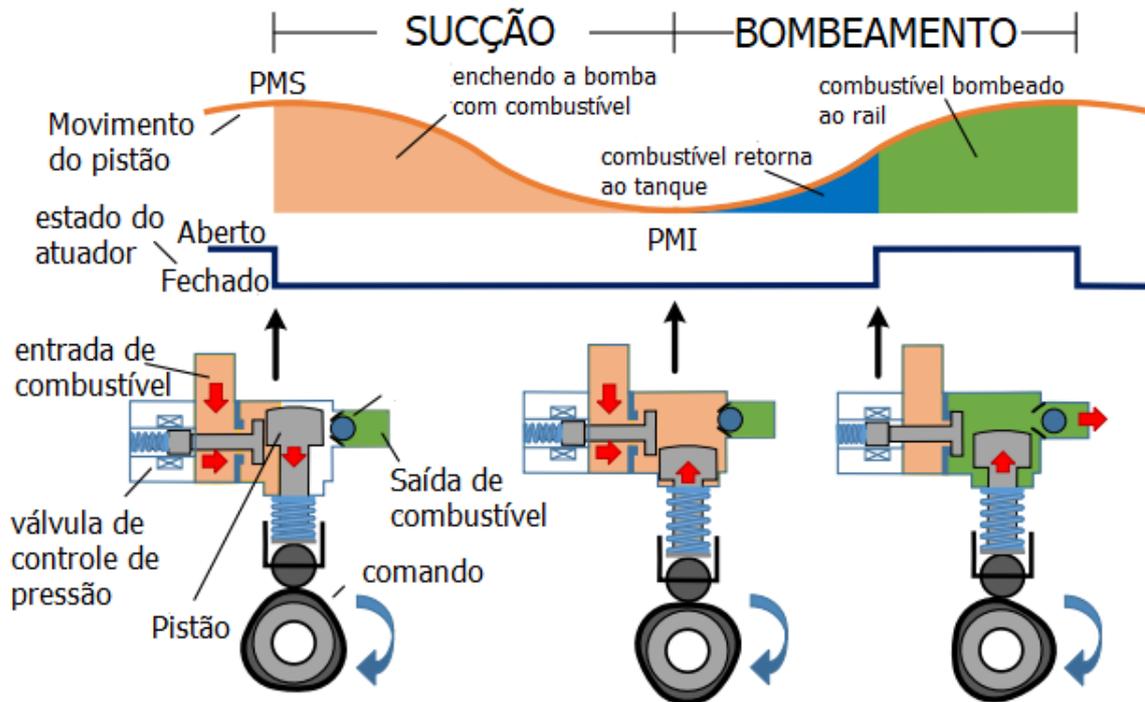
#### 2.2.5.1 Bomba de alta pressão

Com o objetivo de fornecer a alta pressão de combustível para os injetores, a bomba de alta pressão de combustível conta com um acionamento mecânico através do comando de válvulas. Um came dedicado faz o movimento ascendente e

descendente do pistão da bomba diversas vezes a cada volta, dependendo do modelo.

O acionamento da bomba de alta pressão é realizado durante três fases, conforme ilustrado na figura 2.7. Na primeira fase, o pistão dentro da bomba movimenta-se para baixo succionando o combustível para dentro da bomba. Nessa fase, a eletroválvula da bomba de alta pressão não é acionada e uma válvula interna de controle de refluxo de combustível se mantém aberta. A segunda fase é chamada de refluxo, o pistão movimenta-se para cima fazendo com que o combustível admitido pela bomba retorne pela linha de sucção, até que a eletroválvula seja acionada e a válvula de controle de refluxo seja fechada. Na última fase, a eletroválvula da bomba de alta pressão é acionada e a válvula de controle de refluxo é fechada. Após o fechamento da válvula de controle de refluxo, o combustível admitido pela bomba é comprimido e bombeado para o *common rail* que irá alimentar os injetores. Com o objetivo de evitar o retorno do combustível já bombeado ao *common rail*, durante o período em que o atuador elétrico da bomba de alta pressão não é acionado, na saída da bomba de alta pressão existe uma válvula unidirecional acionada por mola que permite a passagem do combustível apenas quando a força gerada pelo aumento de pressão dentro da bomba de alta pressão supera a forças resultantes da mola e do combustível anteriormente bombeado (BASSHUYSEN, 2009; ISERMANN, 2014; REIF, 2015; CARVALHO; ANGÉLICO; LAGANÁ, 2023).

**Figura 2.7** - Acionamento da bomba de alta pressão.

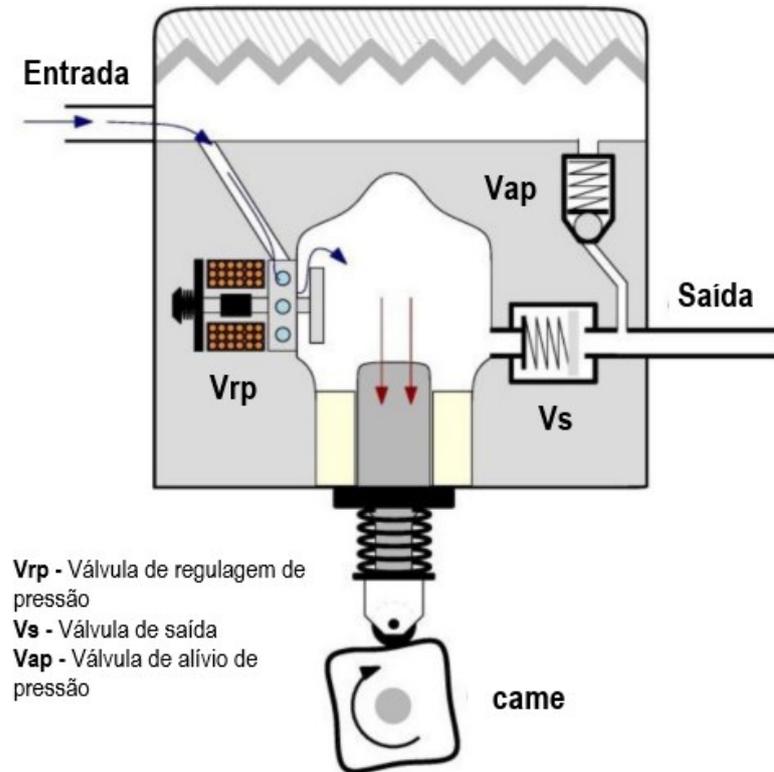


FONTE: Adaptado de (CARVALHO *et al.*, 2024).

Para obter o modelo da bomba de combustível representado na figura 2.8, o primeiro passo é levar em consideração o volume deslocado pelo pistão. O curso do pistão depende da característica de elevação do came no comando de válvulas. Assim, a variação no volume  $\dot{V}_c$  na câmara da bomba é determinada pela velocidade do pistão  $v_p$  e pela sua área transversal  $A_p$ , conforme a equação (BAUR *et al.*, 2014; CARVALHO; ANGÉLICO; LAGANÁ, 2023):

$$\dot{V}_c(t) = A_p \cdot v_p(t) \quad (1)$$

**Figura 2.8** - Esquema da estrutura da bomba de alta pressão em corte transversal.



FONTE: Adaptado de (BAUR *et al.*, 2014).

A velocidade do pistão  $v_p$  pode ser descrita em função da posição do pistão  $x_p(\alpha)$  e pela velocidade angular do came  $\omega_c$ :

$$v_p(t) = x_p(\alpha) \cdot \omega_c(t) \quad (2)$$

onde a velocidade angular do came depende da rotação do motor  $n$ :

$$\omega_c(t) = 2\pi \left( \frac{n}{2 \cdot 60} \right) \quad (3)$$

A posição do pistão  $x_p(\alpha)$  depende do formato do came e pode ser aproximado por uma função senoidal.

Desconsiderando-se a compressão na câmara da bomba de combustível e a dinâmica das válvulas, o fluxo de saída da bomba que entra no *common rail* pode ser considerado:

$$q_{saída} = c_1(\alpha) \cdot \dot{V}_c \quad (4)$$

onde  $c_1$  indica o estado da válvula solenoide de controle da pressão, dependendo do ângulo de fechamento dessa válvula  $\alpha_{fv}$ :

$$c_1(\alpha) = \begin{cases} 1, & \alpha \geq (180^\circ - \alpha_{fv}) \\ 0, & \alpha < (180^\circ - \alpha_{fv}) \end{cases} \quad (5)$$

Em uma segunda abordagem para o modelo da bomba de combustível, a compressão na câmara da bomba pode ser dada pela equação (BAUR *et al.*, 2014; CARVALHO; ANGÉLICO; LAGANÁ, 2023):

$$\dot{p}_c = \frac{E(p, T)}{V_c(\alpha)} (q_{vrrp} + \dot{V}_c - q_{vap} - q_{vs}) \quad (6)$$

onde  $E(p, T)$  é o módulo volumétrico do combustível utilizado dependente da pressão e da temperatura.  $V_c(\alpha)$  é o volume da câmara, que depende da posição do pistão, do ângulo do comando de válvulas e do volume inicial da câmara  $V_0$ :

$$V_c(\alpha) = V_0 - x_p(\alpha) \cdot A_p \quad (7)$$

O módulo volumétrico é uma medida da resistência de um material à compressão. Em termos técnicos, ele quantifica a relação entre a pressão aplicada a um material e a variação volumétrica resultante.

Os fluxos volumétricos na válvula de saída  $q_{vs}$ , na válvula de regulação da pressão  $q_{vrrp}$  e na válvula de alívio de pressão  $q_{vap}$  podem ser descritas pelo princípio de Bernoulli. Para simplificar o modelo, a dinâmica das válvulas, com exceção da válvula de saída, foi desconsiderada, assumindo que estão apenas nos estados completamente aberto ou fechado. A válvula de alívio de pressão só se abre quando a pressão ultrapassa um limite de segurança. Similar à equação (4), temos o fluxo de saída da válvula de regulação de pressão:

$$q_{vrrp} = c_2(\alpha) \cdot f(\Delta p) \quad (8)$$

onde  $c_2(\alpha)$  tem o estado inverso de  $c_1(\alpha)$  e  $f(\Delta p)$  representa a diferença de pressão entre a saída da válvula de regulagem e sua entrada, que corresponde à linha de baixa pressão.

Segundo Baur *et al.* (2014), o principal impacto no fluxo de saída da bomba no *common rail* bem como o gradiente de pressão é na válvula de saída. A dinâmica dessa válvula pode ser descrita pela equação diferencial de segunda ordem:

$$\ddot{x} = \frac{1}{m_v} ((d\dot{x} - cx) + (F_c - \Delta p \cdot A_h)) \quad (9)$$

onde  $c$  e  $d$  são respectivamente os coeficientes da mola e do amortecimento,  $F_c$  é a carga pré-imposta no sistema,  $A_h$  é a área da seção transversal da válvula,  $m_v$  é a massa das partes móveis e  $\Delta p$  é a diferença de pressão saída da válvula de regulagem e sua entrada.

#### 2.2.5.2 Linha de alta pressão e *common rail*

A linha de alta pressão leva o combustível até o *common rail*, onde estão conectados os injetores, e também é onde fica localizado o sensor de pressão. Esses dois sistemas podem ser considerados apenas como um único sistema e são modelados pela derivada da pressão  $\dot{p}_{cr}$ , em relação aos fluxos de entrada e saída, a partir da equação (10) (BAUR *et al.*, 2014; ISERMANN, 2014; CARVALHO; ANGÉLICO; LAGANÁ, 2023):

$$\dot{p}_{cr} = \frac{E(p, T)}{V_{cr}} \left( q_{vs} - \sum_{i=1}^n q_{ic} \right) \quad (10)$$

onde  $E(p, T)$  é o módulo volumétrico do combustível,  $q_{vs}$  é o fluxo volumétrico de saída da bomba de pressão,  $\sum q_{ic}$  é o somatório do fluxo que entra nos injetores de combustível de  $i$  a  $n$ , e  $V_{cr}$  é o volume da linha de pressão e do *common rail*, considerado constante.

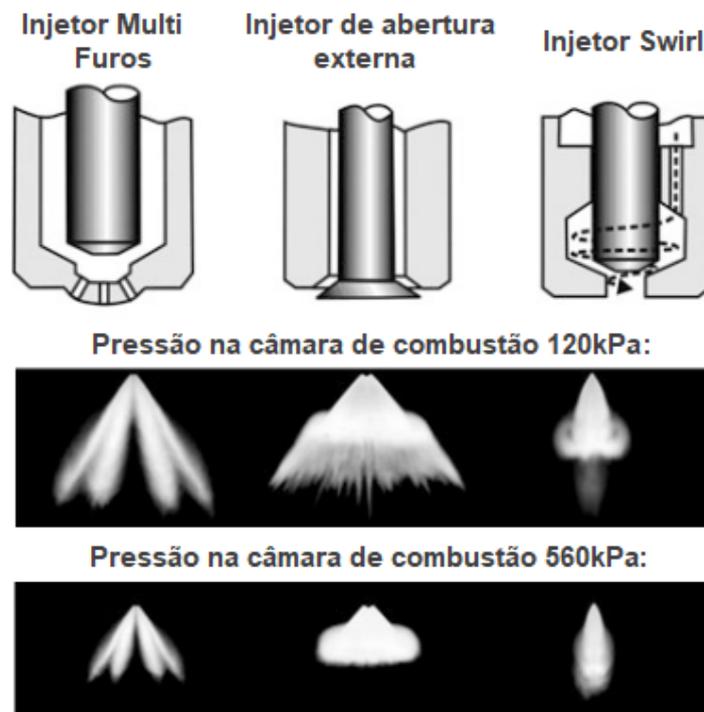
#### 2.2.5.3 Injetor de alta pressão

Esses injetores tem a função de injetar e atomizar o combustível diretamente nos cilindros para controlar a mistura ar/combustível.

Assim como nos injetores de baixa pressão, esse componente é composto por uma bobina que, ao ser percorrida por corrente elétrica, cria um campo magnético capaz de atrair o êmbolo responsável por bloquear a passagem de combustível, permitindo assim que este entre no cilindro. A quantidade de combustível injetada depende do tempo de duração do pulso de injeção e da pressão no *common rail*. Quando a corrente que passa pela bobina é cortada, o êmbolo é pressionado de volta por uma mola e interrompe a passagem do combustível. A maior atomização do combustível em relação aos injetores normais se deve principalmente à maior pressão de injeção e também à geometria dos furos de passagem na ponta do injetor.

Atualmente são utilizados 3 tipos de injetores de combustível para injeção direta: o de abertura externa, de múltiplos furos e do tipo redemoinho (*swirl*). Eles são caracterizados pelo tipo de jato que proporcionam devido à sua construção. A figura 2.9 ilustra os diferentes tipos de bicos injetores e o formato do jato formado em uma pressão de injeção de 12 MPa e também em diferentes pressões na câmara de combustão.

**Figura 2.9** - Tipos de injetores e seus respectivos jatos.



FONTE: Adaptado de (BASSHUYSEN, 2009).

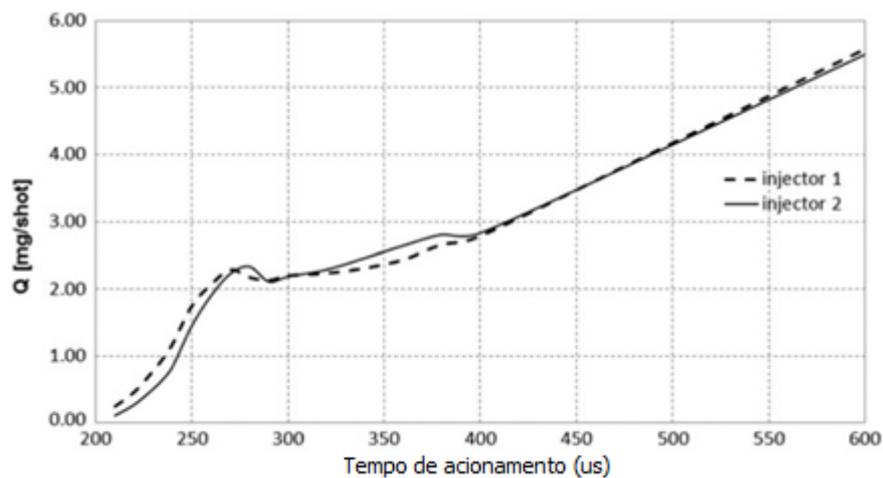
O injetor de abertura externa expõe a seção transversal do bico quando a válvula se abre, resultando na formação do jato de combustível em formato de cone. Estes apresentam uma penetração do jato de combustível inferior aos injetores multi-furo. Comparado ao injetor do tipo *swirl*, este apresenta a vantagem de proporcionar a formação de um cone mais uniforme, sem gerar um pré-jato. Além disso, a contrapressão na câmara de combustão tem menor impacto sobre o ângulo de perfil do cone. O injetor de abertura externa é uma atrativa escolha para sistemas *Spray-Guided* devido à baixa sensibilidade do perfil do jato (BASSHUYSEN, 2009; ZHAO, 2010).

O injetor de múltiplos furos, considerado do tipo abertura interna, é comum em aplicações de motores ciclo Diesel e, dependendo do desenho e do número de furos, pode formar os mais variados tipos de *spray*. Os injetores multi-furos são caracterizados por jatos de combustível nitidamente definidos. Devido à atomização inadequada de um injetor de múltiplos furos, é possível estabelecer apenas uma mistura parcialmente homogênea na câmara de combustão. No perfil do jato de combustível, existem zonas com excesso e com deficiência de combustível. Conseqüentemente, uma vez iniciado o processo de combustão, a frente de chama não se propaga uniformemente ao longo da câmara de combustão, acelerando sua propagação ao passar por zonas com excesso de combustível e desacelerando em zonas com deficiência de combustível. Portanto, o número de furos no injetor tem grande influência nas características de operação do motor (BASSHUYSEN, 2009; ZHAO, 2010).

O injetor tipo *swirl* também pertence ao tipo de abertura interna, apresentando um design semelhante ao dos injetores de múltiplos furos. O fluxo de combustível é defletido tangencialmente ao passar pelo bico, criando um formato de redemoinho. O injetor do tipo *swirl* apresenta uma boa qualidade de atomização, alta flexibilidade do jato de combustível, baixa sensibilidade a contaminação e interferências mecânicas e térmicas. O jato de combustível desse injetor inicia-se por um pré-jato de combustível e posteriormente a formação de um cone oco. O ângulo do cone de combustível formado pelo jato é extremamente influenciado pela contrapressão na câmara de combustão. Atualmente, esse tipo de injetor é aplicado em sistemas de injeção direta com mistura homogênea e cargas estratificadas com sistemas *Wall-Guided*. A principal desvantagem em relação ao sistema *Spray-Guided* é o posicionamento do injetor em relação à vela de ignição (BASSHUYSEN, 2009; ZHAO, 2010).

Em relação ao acionamento dos injetores, normalmente é realizada uma caracterização da quantidade de massa de combustível injetada pelo tempo de acionamento do injetor e pela pressão. A figura 2.10 mostra a curva característica da quantidade de combustível injetada para dois injetores da mesma família. É possível observar a dispersão da taxa de injeção (mg/pulso de injeção) entre dois injetores que deveriam ser iguais. Além disso, fica visível a não-linearidade de injeção quando ele é acionado com menos de 400  $\mu\text{s}$  de duração de pulso. Esta não-linearidade é recorrente neste tipo de injetor (SCAFATI *et al.*, 2018).

**Figura 2.10** - Curva característica de quantidade de combustível injetado em relação ao tempo de acionamento para dois diferentes injetores do mesmo modelo.

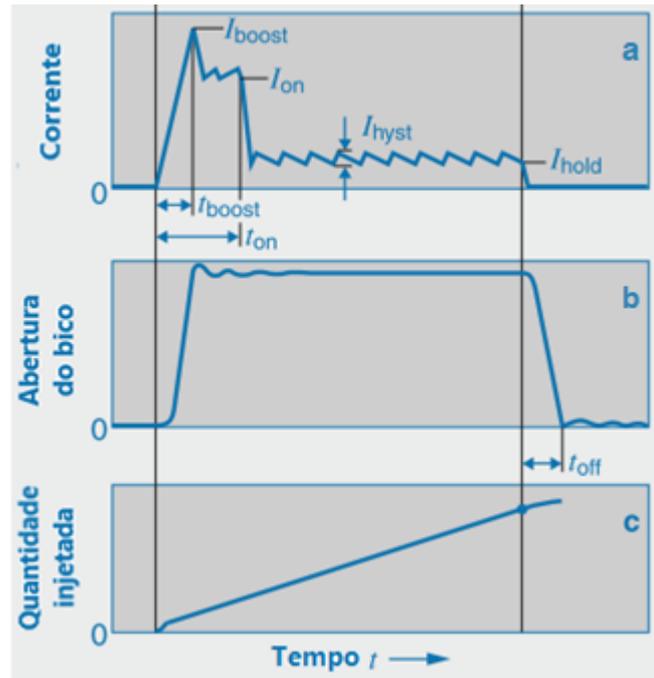


FONTE: Adaptado de (SCAFATI *et al.*, 2018).

Esses tipos de injetores também tem uma característica de acionamento elétrico diferente ao dos injetores comuns. Para realizar a abertura do injetor, um circuito eletrônico dedicado faz o controle da corrente que passa no injetor, a fim de que este consiga abrir mais rapidamente. Os gráficos da figura 2.11 mostram o perfil de acionamento do injetor de alta pressão. Primeiro, o circuito chaveia uma tensão alta, provida por um conversor DC/DC (ou conversor *boost*) que aumenta a tensão de bateria para um valor acima de 40 V. Conforme a figura 2.11, a corrente no injetor sobe rapidamente até um valor máximo ( $i_{boost}$ ) por um pequeno intervalo de tempo ( $t_{boost}$ ), a partir daí, a corrente é mantida num valor de alto ( $i_{on}$ ) até que a força da mola que segura o injetor fechado seja vencida, abrindo-o totalmente, e o combustível começa a ser injetado. Desse ponto em diante, a corrente pode ser reduzida para uma corrente de manutenção mais baixa ( $i_{hold}$ ) para que o injetor apenas continue aberto.

Quando a corrente para de circular no solenoide, ainda existe um tempo ( $t_{off}$ ) até que o bico feche totalmente, então uma porção de combustível ainda acaba sendo injetada.

**Figura 2.11** - Acionamento do bico de injeção direta. (a) corrente de controle do bico injetor ao longo do tempo. (b) abertura do bico ao longo do tempo conforme o pulso de abertura. (c) massa de combustível injetada ao longo do tempo.



FONTE: Adaptado de (REIF, 2015).

Em relação ao modelo, a mesma abordagem para o *common rail* pode ser utilizada (LIU *et al.*, 2014; CARVALHO; ANGÉLICO; LAGANÁ, 2023), resultando na equação (11):

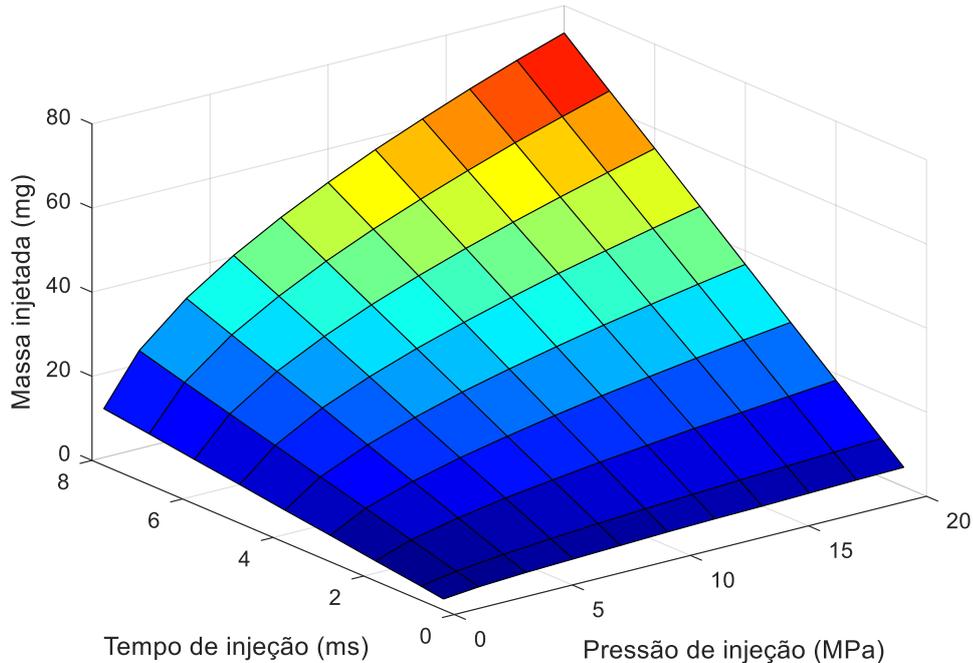
$$\dot{p}_i = \frac{E(p, T)}{V_i} (q_{ic} - q_{si}) \quad (11)$$

onde  $\dot{p}_i$  é a derivada de pressão no injetor,  $V_i$  é o volume dentro do injetor e  $q_{ic}$  e  $q_{si}$  são os fluxos de entrada e saída no injetor, respectivamente

Segundo Baur *et al.* (2014), a modelagem e caracterização do fluxo através do bico injetor normalmente é realizada experimentalmente nos diversos pontos de pressão e período de abertura, resultando em um mapa, conforme a figura 2.12. Os valores do mapa desta figura foram caracterizados a partir das especificações do

fabricante do injetor utilizado no motor deste trabalho, utilizando a equação (20) explicada na seção 3.3.2.3. A massa injetada é proporcional à pressão de injeção e ao tempo de acionamento do injetor.

**Figura 2.12** - Exemplo de caracterização do fluxo no injetor do motor utilizado neste trabalho.

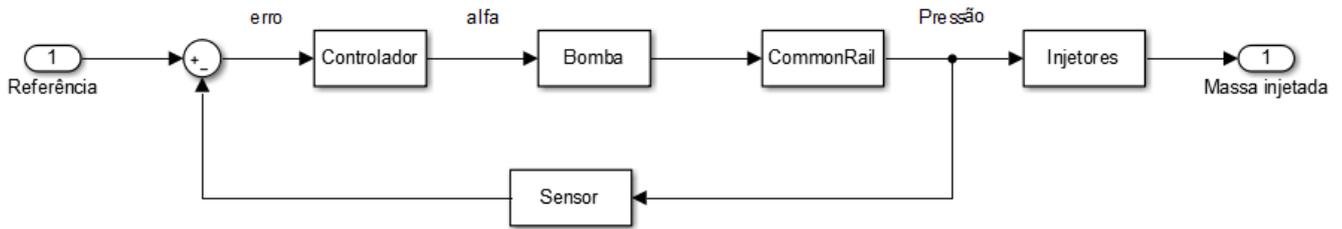


FONTE: Adaptado de (BAUR *et al.*, 2014).

## 2.2.6 Controle do sistema de alta pressão

O controle da pressão de combustível se faz necessário para que seja atingido o desempenho que a injeção direta proporciona. Normalmente, o controle deste sistema é realizado em malha fechada, como representado no diagrama de blocos da figura 2.13. Neste diagrama, uma referência de pressão é comparada com a atual pressão no *common rail*, através do sensor de pressão, gerando um sinal de erro que entra no controlador. A saída do controlador é um valor de um intervalo de ângulo  $\alpha$  no qual o solenoide da bomba de alta pressão deve atuar para que seja entregue a pressão desejada. O fluxo de massa injetado pelos bicos também pode ser considerado pelo controlador.

**Figura 2.13** - Diagrama de blocos do sistema de controle de alta pressão em malha fechada. A bomba de alta pressão, o *common rail* e os injetores fazem parte da planta do sistema. O sensor faz a medição da pressão que é lida pela ECU e entra no cálculo de erro do controlador.



FONTE: O autor.

Existem diferentes técnicas e estratégias apresentadas na literatura. Iihoshi *et al.* (2009) propuseram um controlador proporcional junto a um observador de perturbações, levando em conta apenas o modelo de pressão simples para o sistema como um todo, similar à equação (6), representado na equação (12):

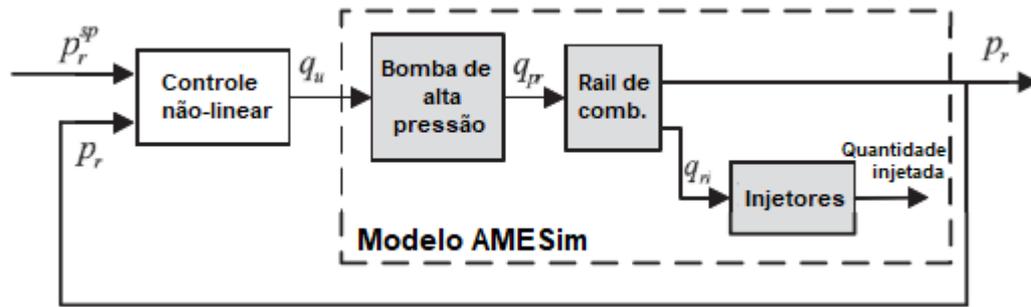
$$\frac{dP}{dt} = \frac{E(p, T) V}{V_0} \frac{d}{dt} \quad (12)$$

onde a variação de pressão depende do módulo volumétrico, do volume total do sistema e da variação de combustível  $V$  no sistema.

A realimentação do sistema é comparada com o valor estimado pelo modelo, gerando um sinal de erro que excita o controlador proporcional. O ganho proporcional é então usado para ajustar o tempo de resposta do sistema. Os resultados de Iihoshi *et al.* (2009) mostraram que foi possível melhorar o desempenho do sistema, bem como reduzir o erro de estado estacionário próximo a zero.

Liu *et al.* (2014) propuseram um controlador não linear utilizando uma modelagem de pressão similar a apresentada nas equações (6) e (10). A proposta deste tipo de controlador é aumentar a robustez do sistema e, principalmente, diminuir as pulsações de pressão causadas pela dinâmica de bombeamento. A figura 2.14 mostra o diagrama de blocos do sistema proposto.

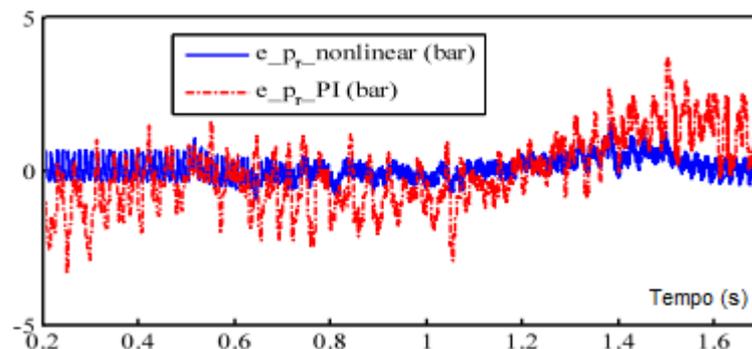
**Figura 2.14** - Diagrama de blocos do sistema com controle não-linear da pressão de combustível.



FONTE: Adaptado de (LIU *et al.*, 2014).

Os resultados de simulação apresentados por Liu *et al.* (2014) mostraram que foi possível reduzir o erro estacionário produzido pelas pulsações a menos de 1 bar de pressão, enquanto que comparado com um controlador PI, o erro chegou até aproximadamente a 4 bar, como mostra o gráfico da figura 2.15.

**Figura 2.15** - Comparativo do erro de estado estacionário na resposta dos controladores PI e não-linear.



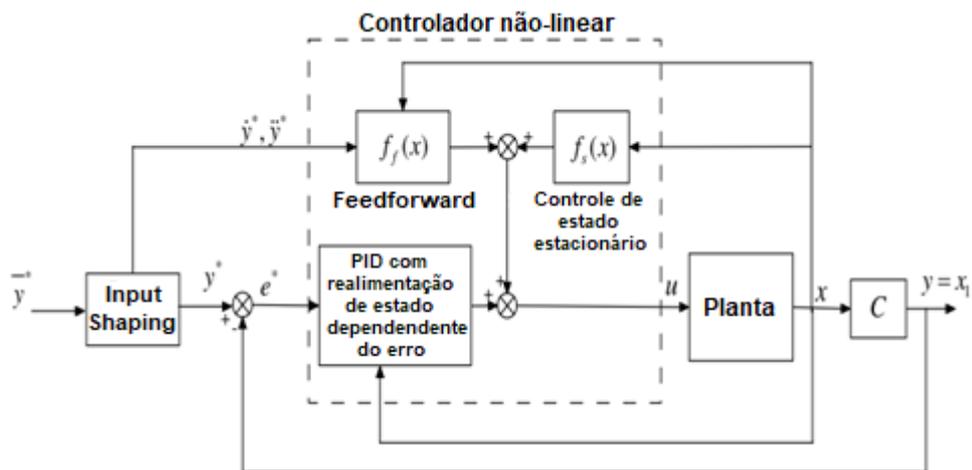
FONTE: Adaptado de (LIU *et al.*, 2014).

Sun *et al.* (2013) também propuseram um controle não-linear para o sistema de alta pressão de combustível, porém utilizando uma técnica chamada de *backstepping*. Esta é uma técnica recursiva para a construção de leis de controle de realimentação a partir de funções de Lyapunov, de uma forma sistemática, seguindo um algoritmo. Enquanto outros métodos de linearização cancelam todas as não-linearidades do sistema, o *backstepping* pode ser utilizado para explorar as não-linearidades que são julgadas úteis para o problema do controle, enquanto as outras são canceladas pela linearização. Com isso, se obtêm uma robustez adicional ao sistema de controle, já que o cancelamento de todas as não-linearidades requerem

modelos precisos difíceis de se obter na prática (FOSSEN; STRAND, 1999). Os resultados simulados por Sun *et al.* (2013) mostraram um desempenho de erro estacionário eficiente, com um máximo de desvio de 0,4 bar de pressão. Para o teste de rastreamento de referência senoidal, o desvio máximo foi de 2 bar.

Gong *et al.* (2014) desenvolveram um tipo de controle não-linear, porém, ele foi dividido em três sistemas: um controle de estado estacionário, que segundo os autores desempenha a mesma dinâmica das estratégias de controle baseadas em mapas usadas na indústria automotiva; um controle *feedforward* baseado na dinâmica da referência desejada; e um controlador por realimentação, do tipo PID (proporcional, integral e derivativo) baseado em estados do sistema. A figura 2.16 mostra o diagrama de blocos do sistema proposto.

**Figura 2.16** - Diagrama de blocos do sistema de controle não-linear proposto por Gong *et al.* (2014).



FONTE: Adaptado de (GONG *et al.*, 2014).

Gong *et al.* (2014) enfatizam que o método proposto tem o potencial de reduzir o trabalho de calibração do sistema, além de aumentar o desempenho dinâmico. Em comparação com um controlador PID clássico, este controle não-linear apresentou um tempo de resposta mais rápido, e com menor erro de estado estacionário.

Rivas *et al.* (2012) propuseram uma estratégia de controle ótimo utilizando um modelo linearizado. A otimização utiliza os conceitos do controle ótimo, em que se define um funcional, ou índice de desempenho, no qual se deve encontrar um controlador que faça com que este índice seja minimizado de maneira ótima, respeitando os limites do sistema (KIRK, 2004). O controlador escolhido no caso é um

regulador linear quadrático, cujo objetivo é minimizar uma função custo entre a saída e a referência dado um índice de referência dado pela equação:

$$J = \int_0^{tf} (p_{med} - p_{ref})^2 dt \quad (13)$$

onde  $J$  é o índice de desempenho do controlador,  $p_{med}$  é a pressão medida, e  $p_{ref}$  é a referência. Os resultados das simulações realizadas por Rivas *et al.* (2012) mostraram um tempo de resposta de 1 s sem sobressinal para uma entrada em degrau, enquanto que comparado a um controlador proporcional integral, o tempo de resposta foi de 7 s.

### 2.2.7 Novas tecnologias em injeção direta

A introdução da injeção direta trouxe a oportunidade de se aliar os conceitos e tecnologias presentes a fim de obter um desempenho ótimo. Um conceito importante, que vem sendo utilizado atualmente, é o de *downsizing*. Este conceito se refere a uma combinação de vários métodos para reduzir o consumo de combustível. De modo geral, *downsizing* significa diminuir o volume de deslocamento do motor, o que leva o motor a operar em regiões de maior carga para poder atingir o desempenho desejado. Aumentar a carga nesse tipo de motor leva a um aumento de eficiência, uma vez que as perdas mecânicas e de atrito são menores pelo uso reduzido de componentes e pelo tamanho menor, quando comparados a motores sem esse conceito (LEDUC *et al.*, 2003; BASSHUYSEN, 2009). O *downsizing* é normalmente utilizado aliando-se tecnologias como os turbocompressores e também com o uso de variação do comando de válvulas, além da injeção direta.

Um estudo realizado por Turner *et al.* (2013) mostrou a possibilidade de realizar o *downsizing* de até 60% em motores utilizando um turbocompressor com alta carga de sobrealimentação de ar. Nesse estudo, foi verificada também a possibilidade de diminuição na emissão de poluentes em até 35%.

Baêta *et al.* (2018) mostraram experimentalmente que é possível realizar o *downsizing* de um motor com 65% de capacidade utilizando sobrealimentação. Simulações deste estudo mostraram que também seria possível aumentar a eficiência de combustão em 5,8% realizando otimizações no turbocompressor.

No caso do comando da variação do comando de válvulas, segundo Fontana e Galloni (2009), os efeitos relacionados com a abertura da válvula de admissão, como o deslocamento da mistura fresca com gases residuais da queima durante o cruzamento de válvulas, apresentaram melhorias de até 10% no consumo de combustível quando estratégias de abertura antecipada da válvula de admissão foram aplicadas.

Segundo Bonatesta *et al.* (2016), a utilização de sistema com variador duplo em motores de injeção indireta e direta apresentaram ganhos máximos respectivamente de 8% e 5% no consumo de combustível. Simulações de um motor equipado com um sistema VVT mostraram ganhos de 6% na potência máxima e a redução de 13% do consumo específico de combustível (SHER; BAR-KOHANY, 2002).

### **2.2.8 Etanol e a estratificação**

O uso de etanol como combustível em motores de combustão interna tem sido uma alternativa para a gasolina. As vantagens do etanol nos motores com injeção indireta têm sido bastante exploradas nos últimos anos com a introdução dos motores *flex-fuel* (OLIVEIRA; RUFINO; LACAVA, 2022). O etanol possui um poder calorífico inferior ao da gasolina, porém com sua razão ar-combustível também inferior e por já conter oxigênio em sua composição química, necessita-se de uma menor quantidade de ar para a combustão completa. A mistura ar-combustível do etanol possui uma maior quantidade de energia disponível para uma mesma massa de ar (ZHAO, 2010).

Segundo Pulkrabek (2003), as vantagens do etanol como combustível são:

1. Pode ser obtido de inúmeras fontes, tanto naturais quanto manufaturadas;
2. Contém alta octanagem com alta resistência a detonação. Uma maior resistência à detonação possibilita o uso de razões de compressão maiores, resultando em um motor mais eficiente;
3. Apresenta menores índices de emissões de poluentes quando comparado com a gasolina;
4. Alto calor latente de vaporização, o que resulta num resfriamento do processo de admissão e compressão, aumentando a eficiência volumétrica do motor;
5. Baixo teor de enxofre no combustível.

A técnica de injeção direta é ideal para um motor que utiliza etanol, pois as propriedades do combustível possibilitam altas taxas de compressão, geralmente na faixa de 12 a 14:1. Se o desenho da câmara de combustão estiver adaptado adequadamente, isso poderá diminuir significativamente a ocorrência de detonação e gerar uma dosagem de combustível mais precisa em comparação com um *layout* de injeção indireta. Se a injeção direta for aplicada a um motor turboalimentado, com o conceito de *downsizing*, é possível uma redução significativa nas perdas por atrito e bombeamento do motor, bem como uma redução nas emissões de poluentes e aumento da potência. Isso leva a uma melhoria significativa na eficiência térmica (BAÊTA; PONTOPPIDAN; SILVA, 2015).

Baêta, Pontoppidan e Silva (2015) realizaram experimentos em um motor de injeção direta *downsized* sobrealimentado com o uso de etanol, em comparação com um motor maior de injeção indireta aspirado e sobrealimentado. Os resultados mostraram que o motor de injeção direta alcançou maior eficiência e maior flexibilidade para a demanda de torque, quando testado em um veículo. Num teste de ciclo de homologação FTP-75, houve uma redução de consumo de 18%. Foi verificada também a redução de emissões de HC em 18%, e de NO<sub>x</sub> em 12% devido a melhor homogeneização da mistura proporcionado pela injeção direta.

Ojapah, Zhao e Zhang (2016) realizaram uma série de experimentos em um motor de injeção direta com VVT, utilizando etanol, para avaliar o desempenho e as emissões de poluentes. Os resultados referentes à emissão de material particulado demonstraram uma redução significativa quando o etanol foi utilizado, em comparação com a gasolina. Esta diminuição acontece devido à maior presença de oxigênio no etanol, que ajuda a reduzir a formação de partículas pela diminuição do seu tamanho.

Um estudo realizado por Short *et al.* (2017) mostrou que a adição de etanol no combustível (de 10 a 83%) proporcionou uma diminuição de aproximadamente 93% de emissão de material particulado no caso da configuração *wall-guided* no modo de injeção estratificada.

De Francqueville (2011) realizou experimentos em um motor de um cilindro com carga estratificada de E0, E20 e E85 em vários regimes de rotação e carga do motor. Verificou-se que a estratégia de múltiplas injeções foi chave para controlar o combustível e garantir a estabilidade da combustão. A estratégia de carga estratificada mostrou redução de até 30% no consumo de combustível em baixa

carga. Quanto maior a porcentagem de etanol no combustível, maior a redução de formação de fumaça e particulado. Em relação ao  $\text{NO}_x$ , foi verificada uma redução de 35% entre o E85 e o E0, para o CO, enquanto que a redução chegou a 50% mesmo com o uso do E20. Quanto à formação de HC, não foram observados grandes impactos. O consumo de combustível foi 5% menor com o E85 em relação ao E0 em altas cargas e rotações, em contrapartida, em baixas cargas e rotações o consumo foi 20 % maior.

Sjöberg e Reuss (2012) estudaram o comportamento das emissões de  $\text{NO}_x$  em um motor de acesso óptico com carga estratificada de gasolina e E85. Resultados mostraram uma redução de até 43% nas emissões de  $\text{NO}_x$  para o E85 em relação à gasolina em alguns regimes de funcionamento, que pode ser explicado devido ao maior efeito de resfriamento proporcionado pelo etanol, diminuindo a temperatura da combustão, e também pelo uso do momento de início da injeção mais próximo do momento da centelha.

Johansen, Hemdal e Denbratt (2017) realizaram experimentos em um motor de acesso óptico para investigar a formação de particulado com o uso de mistura estratificada *spray-guided* utilizando E10 e E85 com estratégias de única e múltiplas injeções. Uma das principais constatações foi a de que as maiores estabilidades de combustão foram alcançadas com o momento de ignição logo após o fim da última injeção, exceto no caso de uma única injeção. O uso de duas injeções diminuiu significativamente a formação de particulado em relação a uma única injeção para os dois combustíveis analisados. Utilizando 4 pulsos de injeção, foi verificado um aumento na formação de particulado em relação à duas injeções, para os dois combustíveis.

Dadas as características do combustível, Lanzanova, Nora e Zhao (2016) realizaram uma análise de desempenho de variações de combustível etanol em um motor de injeção direta. Resultados mostraram que foi possível manter o motor em regime estável utilizando etanol com 20% de água em sua composição utilizando uma mistura homogênea pobre com  $\lambda$  de até 1,3. A adição de maior quantidade de água no etanol ajudou a reduzir as emissões de  $\text{NO}_x$  caindo praticamente à metade comparando o uso do etanol com 20% de água em relação ao etanol comum com 5 % de água.

Sementa, Vaglieco e Catapano (2012) realizaram experimentos em um motor de injeção direta para comparar o desempenho utilizando estratégias de mistura

homogênea e estratificada estequiométrica, com gasolina e etanol anidro. Em condição de marcha lenta, foi possível obter o melhor desempenho para o caso da mistura estratificada de etanol. Para uma condição de carga média, o desempenho ficou muito próximo entre os dois combustíveis.

Uma análise termodinâmica mostrou também maior estabilidade na combustão e, conseqüentemente, menores emissões de poluentes com o uso do etanol. Para o caso do combustível brasileiro, Da Costa *et al.* (2018) realizaram experimentos em um motor de injeção direta mono cilindro de acesso óptico com uma estratégia de mistura estratificada pobre de etanol hidratado (etanol comum brasileiro). Os resultados mostraram que é possível manter a combustão estável em misturas pobres com  $\lambda$  de até 1,4. Esse limite de pobreza da mistura proporcionou economia de combustível 8,1%, com aumento de eficiência de 2,6%, em relação à mistura estequiométrica.

### 2.3 CONSIDERAÇÕES FINAIS

A revisão mostrou os conceitos ligados ao sistema de injeção direta que são a tendência no desenvolvimento em motores à combustão interna. A ênfase da revisão foi sobre os conceitos da combustão em motores com injeção direta, suas características e particularidades, bem como estratégias de controle da mistura neste tipo de injeção. A revisão também abordou o funcionamento dos principais componentes existentes neste sistema, estratégias de controle do sistema de alta pressão e novas tecnologias podem somar aos motores com injeção direta. Por fim foi realizado uma revisão da literatura sobre o uso do etanol aliado com a tecnologia da injeção direta, bem como a estratificação do combustível com o foco na utilização do etanol.

### 3 MATERIAIS E MÉTODOS

Este capítulo apresenta o processo utilizado para o desenvolvimento do trabalho, desde o motor a ser utilizado, bem como todas as ferramentas que são necessárias para a implementação do gerenciamento eletrônico.

#### 3.1 MOTOR UTILIZADO NO PROJETO

Para o desenvolvimento deste projeto, foi utilizado um motor da família EA211 com as características descritas na tabela 2.

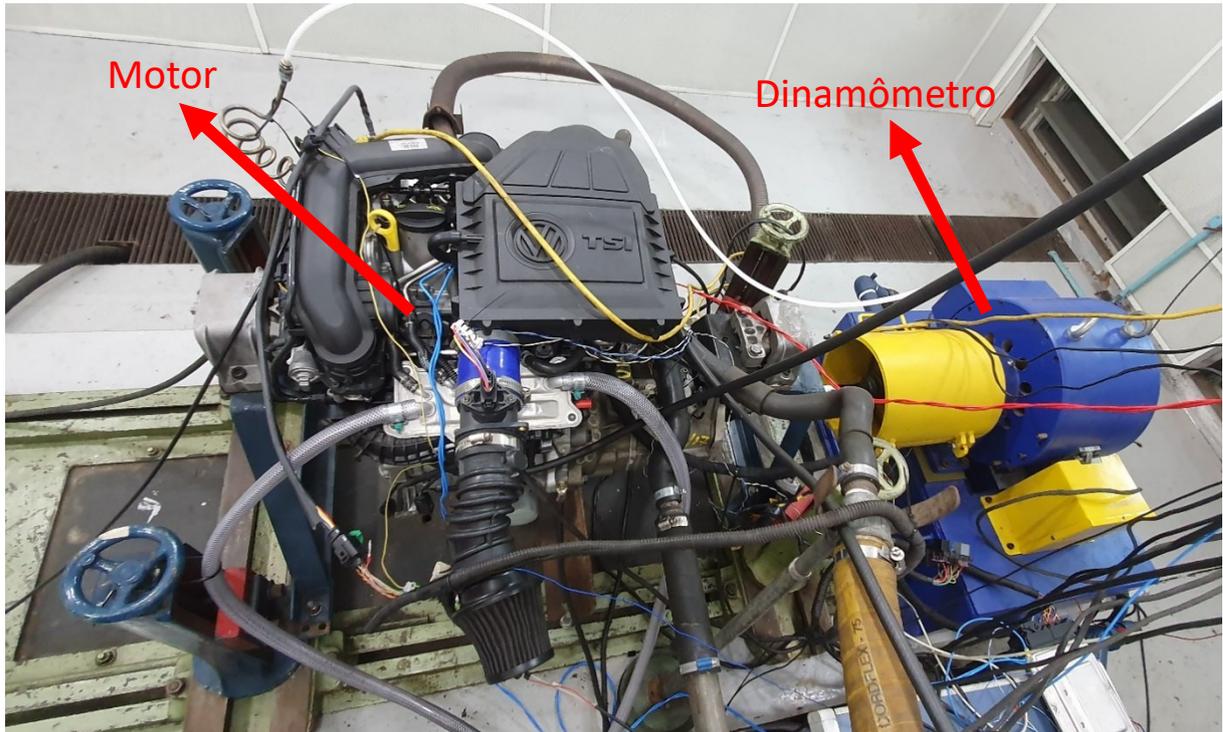
**Tabela 2** - Especificações técnicas do motor.

<b>Cilindrada</b>	999cm <sup>3</sup>
<b>Diâmetro dos cilindros</b>	74,5mm
<b>Curso dos pistões</b>	76,4mm
<b>nº de cilindros</b>	3 em linha
<b>Válvulas por cilindro</b>	2 de admissão e 2 de escape
<b>Razão de compressão</b>	10,5:1
<b>Sistema de injeção de combustível</b>	Sistema <i>Air-Guided</i> de Injeção direta de combustível, injetor montado lateralmente
<b>Potência nominal máxima</b>	101cv com gasolina 105cv com etanol @5000RPM
<b>Torque nominal máximo</b>	168Nm @1500RPM
<b>Pressão de injeção</b>	50 a 250Mpa
<b>Ordem de ignição</b>	1-2-3
<b>Varição do comando de válvulas</b>	50° na admissão 40° na exaustão
<b>Pressão máxima de sobre alimentação</b>	100kPa
<b>Temperatura de trabalho do motor</b>	87°C no cabeçote 105°C no bloco do motor

FONTE: o autor.

Este motor foi concebido com o conceito de *downsizing*, contando com 3 cilindros e tecnologia de injeção direta do tipo *air-guided*. Possui comando de válvulas com variador de fase tanto na admissão quanto na exaustão e foi desenvolvido para operar com gasolina, etanol ou misturas intermediárias. Possui também um turbocompressor com capacidade para gerar sobre alimentação de até 100 kPa na admissão. O motor pode ser visualizado na figura 3.1.

**Figura 3.1** - Fotografia do motor EA211 montado no dinamômetro do IPT.



FONTE: o autor.

O motor foi instalado em um dinamômetro de bancada de corrente de Foucault do Laboratório de Bioenergia e Eficiência Energética – LBE, do Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo (IPT). Na bancada, é possível realizar as leituras dos seguintes parâmetros através da *interface* de automação Labview do dinamômetro:

- Torque;
- Potência;
- Rotação;
- Temperaturas de entrada e saída do líquido de arrefecimento;
- Temperatura do óleo lubrificante;
- Temperatura do gás de escapamento;
- Temperatura, pressão e umidade do ar de admissão.

Por questão de compatibilidade com o módulo eletrônico utilizado no projeto, a bomba de alta pressão de combustível presente no motor teve de ser trocada por outro modelo do mesmo fabricante do módulo eletrônico. Essa troca foi possível após uma adaptação no local de conexão da bomba junto ao cabeçote do motor e também de

uma adaptação na tubulação de saída da bomba ao *rail* de combustível, pois a seção da tubulação original é menor do que a seção da tubulação da nova bomba de alta pressão de combustível.

### 3.2 UNIDADE DE CONTROLE ELETRÔNICA - ECU

Para realizar o controle do motor, será utilizada uma unidade de gerenciamento eletrônico FlexECU da fabricante Etas/Bosch. Este *hardware* foi especialmente concebido para o desenvolvimento do *software* e estratégias de controle de motores ciclo Otto, abrangendo uma vasta gama de motores, visto que existem entradas e saídas para diversos tipos, desde injeção indireta até motores com injeção direta, turbocompressor, comando de válvulas variável, entre outros, sendo então possível a aplicação no motor escolhido. A tabela 3 resume as características da ECU.

**Tabela 3** - Especificações técnicas da ECU.

ETAS/Bosch FlexECU – versão “Gasolina”, possui hardware projetado para motores de ignição por centelha (SI Otto)	
Microcontrolador	Infineon Tri-Core Tc1797 – 32 bits
Frequência de <i>clock</i>	180 MHz
Memória <i>Flash</i>	1,8 MB Código; 215KB Dados
Memória RAM	43KB
Memória EEPROM	2KB (emulação)
Tensão de alimentação	8 – 16 V
Entradas Digitais	8 (+2 dedicadas à IGN e <i>Flash</i> )
Entradas de Frequência	4
Entradas para leitura de rotação do virabrequim e comando de válvulas	Hall (1 para rotação e 4 para o comando de válvulas)
Entradas analógicas	30(11 passivas e 19 ativas)
Sensor de oxigênio (Sonda <i>lambda</i> )	2 LSU ADV
Sensores de detonação ( <i>Knock</i> )	Até 4
Saídas PWM ( <i>Pulse Width Modulation</i> )	20 <i>Low-Side</i> ; 1 <i>High-Side</i>
Saídas Digitais	11 <i>Low-Side</i>
<i>Drivers</i> ponte H	3
<i>Drivers</i> para bomba de alta pressão	2
Relés principais de energia	Externo
<i>Drivers</i> de ignição	Até 8 (bobina externa)
<i>Drivers</i> de injetores	Até 8 (GDI ou PFI)
CAN	3 canais CAN
Protocolo de calibração	CCP

FONTE: o autor.

Diferentemente de uma ECU comercial, este módulo não vem com um *software* de aplicação programado, assim toda a programação, leitura de entradas, estratégias de controle e acionamento de saídas precisa ser desenvolvido. O módulo conta

apenas com o sistema operacional e as bibliotecas de funções dos drivers de entrada e saída, bem como as funções sincronismo do motor (posicionamento angular e velocidade do motor).

Realizando o levantamento dos sensores e dos atuadores do motor, é possível definir as entradas e as saídas que são utilizadas na ECU.

### 3.2.1 Definição de entradas e saídas e confecção do chicote

Os sensores utilizados no motor são:

- Sensores de posição: Eles estão presentes no corpo de borboleta do acelerador (conhecido como TPS – *throttle position sensor*) e também na válvula de regulação de pressão do turbocompressor (*wastegate*). É também utilizado um sensor de posição para a demanda de aceleração do motor.
- Sensores de pressão: existem três sensores de pressão, um para a leitura da pressão do ar admitido após a válvula borboleta (localizado no coletor de admissão), outro para a leitura da pressão de sobre alimentação (localizado logo após a saída do turbocompressor) e, o terceiro sensor é usado especificamente para a leitura da pressão do *common rail*.
- Sensores de temperatura: dois sensores de temperatura estão embutidos junto aos sensores de pressão do ar admitido. Outro sensor faz a leitura de temperatura do líquido de arrefecimento, que é considerado como a temperatura do motor. Estes sensores de temperatura são do tipo NTC (do inglês: *Negative Temperature Coefficient*) e necessitam de uma entrada analógica com resistência de *pull-up* para formar um divisor de tensão e ser possível a leitura da tensão.
- Sensores Lambda: o motor possui dois sensores lambda, um sensor pré catalisador de banda larga é utilizado para realizar a regulação da mistura ar/combustível. Outro sensor lambda de banda estreita faz a leitura pós catalisador.
- Sensor de rotação: um sensor de posição do virabrequim é utilizado para realizar o sincronismo do motor e fazer a leitura de rotação.
- Sensores de fase: como o motor possui dois comandos de válvula com tecnologia de variação, é utilizado um sensor de fase para cada comando. Assim, eles podem ser controlados individualmente.

- Sensor de etanol: este sensor faz a leitura da porcentagem de etanol presente no combustível que está na linha de alimentação. Seu princípio de funcionamento se baseia na medição da condutividade elétrica do combustível que passa dentro dele. A partir desta informação, juntamente com a temperatura do combustível, é possível inferir a porcentagem de etanol presente no combustível. Este tipo de sensor tem sido utilizado para facilitar o controle de misturas de combustível em estratégias de motores *flex-fuel*.
- Sensor de detonação: realiza a leitura das vibrações no bloco do motor que podem ser provenientes do fenômeno de detonação nos cilindros. Uma entrada dedicada é utilizada para este sensor, pois é feito um pré-processamento em um circuito integrado antes do sinal chegar no microcontrolador da ECU.

Para cada tipo de sensor, deve ser atribuída uma entrada compatível com seu sinal de leitura. A tabela 4 apresenta os tipos de sinal de cada sensor.

**Tabela 4** - Lista de sensores do motor e entradas definidas.

Tipo de sensor	Sensor	Pinagem na FlexECU	Tipo de leitura	Quantidade
<b>Posição</b>	TPS 1	A018	analógica	5
	TPS 2	A059		
	Wastegate	A041		
	Acelerador 1	K011		
	Acelerador 2	K045		
<b>Pressão</b>	Coletor	A019	analógica	3
	Pós turbina	A055		
	<i>Common rail</i>	A040		
<b>Temperatura</b>	Ar coletor	A017	analógica com pull-up	3
	Ar pós turbina	A105		
	Líquido de arrefecimento	A016		
<b>Lambda</b>	Pré catalisador	A103	analógica	2
	Pós catalisador	K035		
<b>Rotação</b>		A095	frequência (dedicada)	1
<b>Fase</b>	Admissão	A034	frequência (dedicada)	2
	Exaustão	A053		
<b>Etanol</b>		K048	frequência	1
<b>Detonação</b>		A079	analógica (dedicada)	1
<b>Total</b>				17

FONTE: o autor.

Para a definição de saídas, o sistema tem os seguintes atuadores:

- Bobinas de ignição: este motor possui bobinas de ignição individuais para cada cilindro do motor. Estas bobinas possuem driver de potência interno. Assim, a ECU precisa apenas enviar o pulso de comando no momento angular em que é necessário fornecer a centelha no motor.
- Injetores de combustível: como explorado na seção 2.2.5.3, os injetores de injeção direta necessitam de um circuito dedicado para o acionamento. Nesta ECU, os injetores podem ser acionados com tensão de até 70V e corrente de até 13,5A.
- Variador de fase do comando de válvulas: os atuadores do VVT podem ser acionados com uma saída do tipo PWM (*Pulse Width Modulation*).
- Bomba de alta pressão: como explorado na seção 2.2.5.1, a bomba de alta pressão precisa ser acionada em sincronia com o ângulo do motor. Uma saída específica é utilizada para controlar a corrente na válvula solenoide da bomba a fim de controlar a pressão no *common rail*.
- Bomba de baixa pressão: uma saída do tipo digital é utilizada para controlar um relé que faz o acionamento da bomba de baixa pressão no tanque de combustível.
- Corpo de borboleta: a borboleta possui uma posição de repouso não totalmente fechada, então é preciso realizar o controle de fechamento e de abertura. Assim, para o acionamento do corpo de borboleta, utiliza-se uma saída do tipo ponte H, que permite escolher o sentido da corrente no atuador e então realizar a abertura ou o fechamento, dependendo da demanda de aceleração.
- Turbocompressor: Ele possui uma válvula (conhecida como *wastegate*) utilizada para permitir que os gases de exaustão circulem pela turbina, ou então passem diretamente para o tubo de escape a fim de controlar a pressão de sobrealimentação. Este motor utiliza uma válvula controlada eletronicamente para realizar este controle. Uma saída do tipo ponte H deve ser utilizada para acionar a válvula, a fim de realizar a sua abertura ou fechamento.

A tabela 5 apresenta as respectivas saídas para cada atuador.

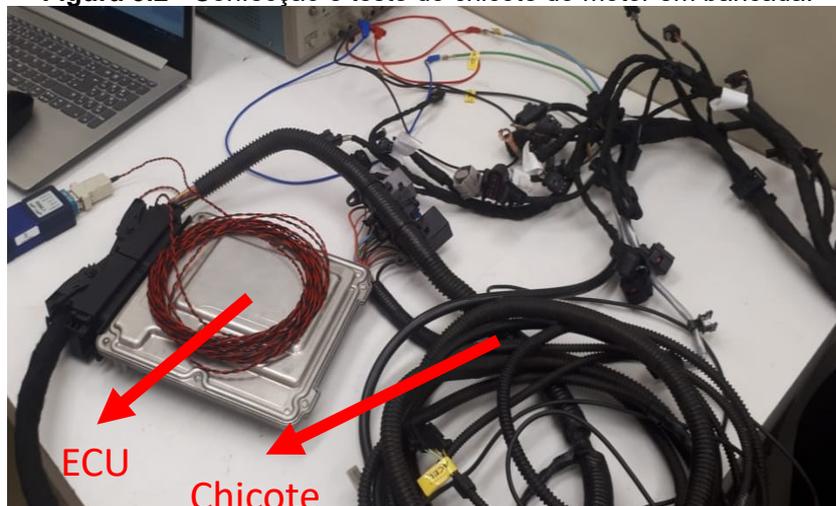
**Tabela 5** - Lista de atuadores do motor e saídas definidas.

Tipo de atuador	Atuador	Pinagem na FlexECU	Tipo de saída	Quantidade
<b>Bobina</b>	Bobina 1	A051	digital (dedicada)	3
	Bobina 2	A072		
	Bobina 3	A052		
<b>Injeção</b>	Injetor 1	A005 e A006	controle de corrente (dedicada)	3
	Injetor 2	A026 e A027		
	Injetor 3	A028 e A029		
<b>VVT</b>	VVT admissão	A022	PWM	2
	VVT exaustão	A023		
<b>Bomba alta pressão</b>	Solenóide	A085 e A086	controle de corrente (dedicada)	1
<b>Bomba baixa pressão</b>	Relé	K012	digital (alta corrente)	1
<b>Corpo de borboleta</b>	Solenóide	A043 e A044	ponte H	2
<b>Wastegate</b>	Solenóide	A064 e A065		
<b>Total</b>				12

FONTE: o autor.

Após o levantamento dos sinais e das respectivas entradas e saídas que a ECU deve receber e atuar nos sensores e atuadores do motor escolhido, foi definida a montagem do chicote entre o motor e a ECU.

O chicote original do motor possui conectores diferentes dos utilizados na Flex ECU, assim todos os pinos tiveram de ser removidos do conector original, cortados e os terminais refeitos para o conector da Flex ECU. Todo esse processo foi realizado em bancada, e após esta montagem a ECU e o chicote foram testados também na bancada como mostra a figura 3.2.

**Figura 3.2** - Confeção e teste do chicote do motor em bancada.

FONTE: o autor.

### 3.3 DESCRIÇÃO DO SOFTWARE DESENVOLVIDO

O *software* de gerenciamento, desenvolvido nesta ECU para o controle do motor, tem como base o *software* de trabalhos anteriores. A aplicação desta ECU tem sido desenvolvida no grupo de eletrônica automotiva da Escola Politécnica da USP desde 2015 com os trabalhos de (SANTOS; ROSSETTI, 2015), (HAYASHIDA, 2018) e (NOVAES, 2019) que foram chamados de projeto Otto3. Esses trabalhos desenvolveram o gerenciamento eletrônico em um motor aspirado, com injeção indireta, equipado em um veículo. Com esta base, foi possível agora aumentar a complexidade e trabalhar com esta ECU no motor deste trabalho. A primeira fase é a de interação com a ECU, com as ferramentas e ambiente de desenvolvimento e com o *software* de aplicação implementado.

#### 3.3.1 Ferramentas de desenvolvimento

O ambiente de desenvolvimento utilizado para a programação da aplicação é o ASCET, uma plataforma de utilizada para o desenvolvimento de *software* embarcado desenvolvido especialmente para a aplicação na indústria automotiva, atendendo aos requisitos de confiabilidade de alto padrão impostos pela indústria. O *software* desenvolvido nesta plataforma é baseado em modelos, o que permite uma escalabilidade dos módulos desenvolvidos entre vários projetos. A aplicação no ASCET pode ser desenvolvida através de diagrama de blocos e ou por código C.

Outra ferramenta importante é o *software* INCA, que faz o papel de *interface* homem-máquina, onde é possível realizar a gravação dos programas desenvolvidos em ASCET na ECU do projeto. Nesta *interface*, também é possível acompanhar em tempo real todas as variáveis da aplicação, além ser possível realizar a calibração das chamadas variáveis e mapas de calibração implementadas na aplicação.

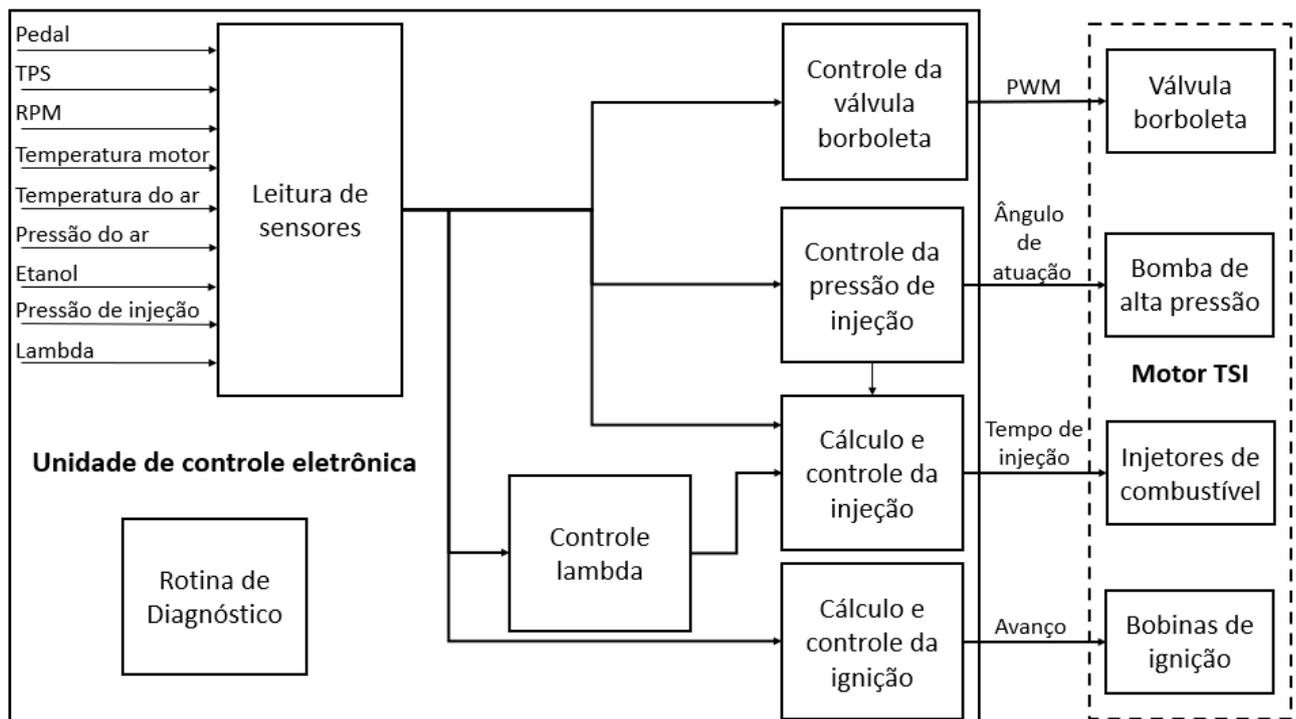
#### 3.3.2 Software de gerenciamento do motor

O *software* desenvolvido nos trabalhos anteriores foi dividido em várias tarefas. A ECU tem como base um sistema operacional de tempo real RTA\_OSEK que faz o escalonamento dessas tarefas. De modo geral, o *software* de gerenciamento de motores pode ser dividido em 4 grandes grupos:

- Leitura e condicionamento de sinais de sensores e variáveis de entrada (leitura de sinais analógicos, sinais digitais, condicionamento e filtragem dos sinais);
- Acionamento dos atuadores pelos *drivers* de saída (acionamento das portas de saída do microcontrolador dos circuitos integrados dedicados para injeção, ignição, dentre outros);
- Cálculos e controles do gerenciamento do motor (rotinas de controle de aceleração, controle de borboleta, controle de torque, controle de mistura, dentre outros);
- Rotinas de diagnóstico e comunicação.

A figura 3.3 apresenta uma visão geral de como as tarefas existentes nos projetos desenvolvidos foram divididas.

**Figura 3.3** - Visão geral do *software* de aplicação na ECU e as saídas de atuadores que comandam o motor.



FONTE: o autor.

Especificamente, nestes projetos foram implementadas as seguintes funções:

- Leitura de sinais analógicos, digitais e de frequência;
- Leitura e controle do sensor lambda;
- Controle de posição do corpo de borboleta;
- Controle da mistura ar/combustível em malha fechada (lambda);

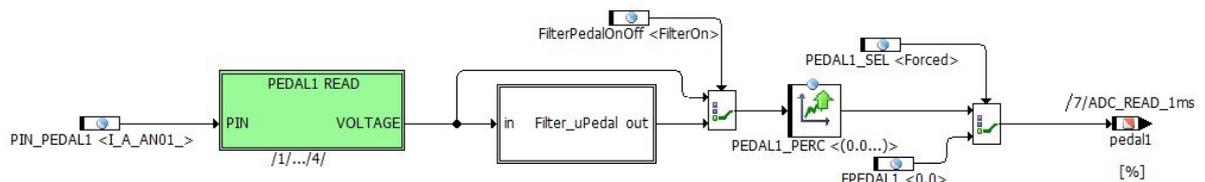
- Cálculo da massa de combustível injetada para gasolina e etanol;
- Calibração do ponto de ignição para gasolina e etanol;
- Controle de *drivers* de saída de injeção, ignição, ponte H e relés;
- Rotina de diagnóstico de sensores e atuadores.

### 3.3.2.1 Leitura de sinais

Para realizar a leitura dos sinais dos sensores utilizados no motor foi desenvolvido um módulo de programa inteiramente exclusivo. Neste módulo, foram implementados os diagramas de blocos para realizar a leitura analógica e digital de cada um dos sensores.

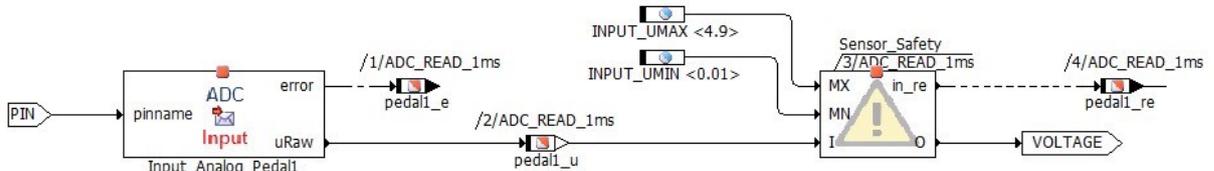
Cada sensor analógico tem a tensão lida através de um conversor analógico digital com resolução de 10 *bits*. O valor do conversor AD (analógico para digital) é convertido em um valor de tensão de 0 a 5 Volts e é também comparado a um valor máximo e mínimo de tensão para realizar o diagnóstico se o valor de leitura está dentro da faixa de operação do sensor. Esse valor de tensão pode ter a opção de passar por um filtro passa baixa de primeira ordem configurável para utilizar qualquer valor de tempo de resposta necessário. Após a filtragem, o valor de tensão é convertido através de um mapa de calibração no valor que representa a grandeza física do sensor lido. As figuras 3.4, 3.5 e 3.6 mostram os diagramas de blocos das leituras dos sensores do motor, que exemplificam o esquema deste processo.

**Figura 3.4** - Diagrama de blocos da leitura analógica do pedal acelerador.



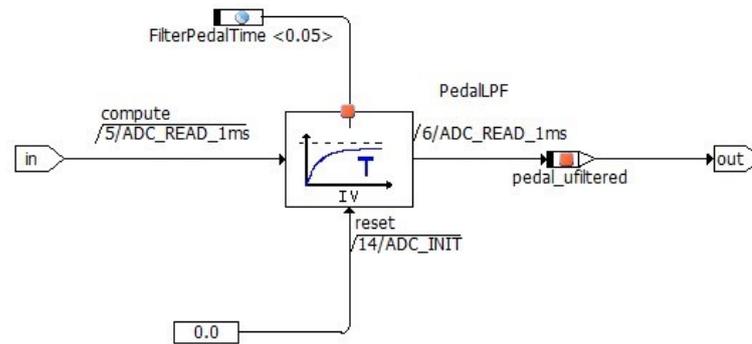
FONTE: o autor.

**Figura 3.5** - Diagrama de blocos da leitura AD e diagnóstico do sensor.



FONTE: o autor.

**Figura 3.6** - Filtro passa baixa de sensor com tempo de resposta configurável.



FONTE: o autor.

As leituras dos sensores digitais são realizadas apenas pela leitura direta da entrada digital.

Neste motor, também está presente um sensor de composição de combustível que faz a leitura da porcentagem de etanol presente no combustível que o motor está consumindo. Este sensor tem como saída um sinal do tipo PWM. Para realizar a leitura deste sensor no motor, é necessário utilizar o módulo de leitura de frequência. Este módulo realiza a leitura do período da onda PWM e então o programa faz a conversão para frequência que representa a porcentagem de etanol no combustível, sendo 50 Hz o equivalente a 0% de etanol e 150 Hz a 100%. A porcentagem de etanol lida também pode passar por um filtro passa baixa para diminuir os ruídos de leitura.

As leituras dos sinais de rotação e de fase do comando de válvulas são realizadas automaticamente pelo programa base do módulo.

### 3.3.2.2 Controle da válvula borboleta

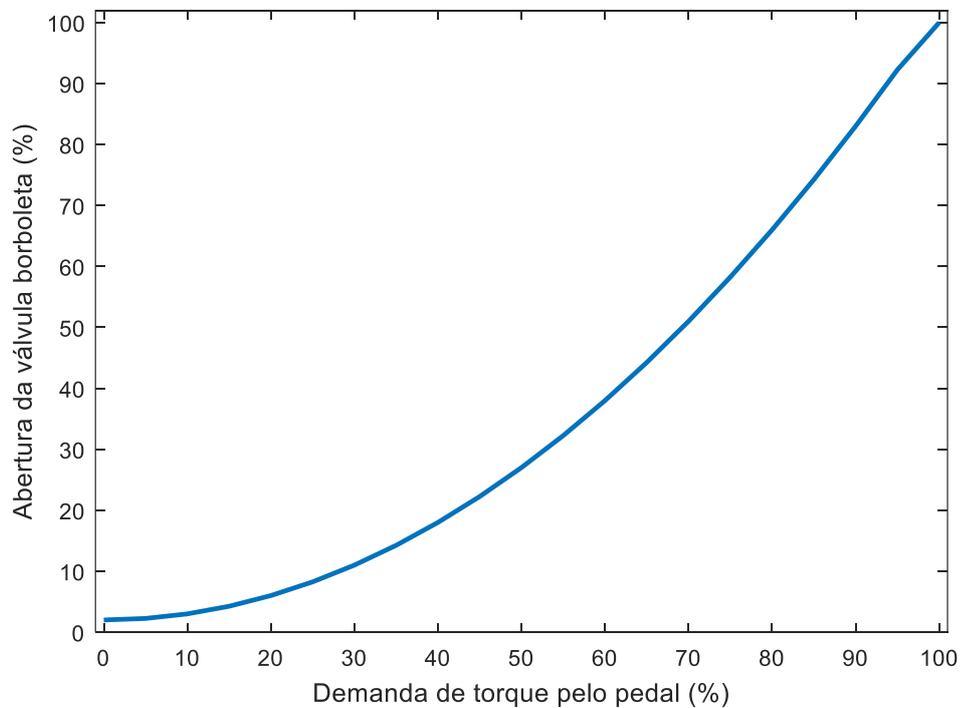
O controle da válvula borboleta foi dividido em dois módulos: o que gerencia o *setpoint* da abertura da válvula e o que controla a abertura. O módulo que gerencia o *setpoint* tem a tarefa de converter a demanda de aceleração do motor em uma posição de abertura e também de realizar a filtragem desse *setpoint*. O *setpoint* de abertura é dado por uma relação direta entre o pedal acelerador (que representa a demanda de aceleração, ou torque) e a abertura da válvula. O torque no motor é comandado principalmente pela entrada de ar no motor, que por sua vez é controlado pela válvula borboleta. A coordenação do torque pela entrada de ar no motor deve ser feita de maneira gradual, principalmente para a questão de estabilidade do motor. Desta

forma, foi feita uma curva de abertura de borboleta em relação à demanda de torque (pedal) com uma característica quadrática, seguindo a equação:

$$abertura = \frac{pedal^2}{100} + abertura_{base} \quad (14)$$

onde  $abertura_{base}$  se refere à porcentagem de abertura da válvula que é necessária para manter o motor em funcionamento em marcha lenta. A figura 3.7 mostra a curva de abertura da válvula borboleta, a partir da equação (14).

**Figura 3.7** - Curva de abertura da válvula borboleta em função do pedal acelerador (demanda de torque).



FONTE: o autor.

O controle de abertura da borboleta será detalhado na seção 4.1.

### 3.3.2.3 Estimação da massa de ar e gerenciamento do combustível

O cálculo da massa de combustível segue a estratégia de *speed density*, para calcular primeiro a massa de ar, e então calcula-se a massa de combustível, a partir da estequiometria do combustível usado.

Para o cálculo da massa de ar admitida, uma das principais estratégias utilizadas é a do princípio da lei dos gases ideais (GUZZELLA; ONDER, 2010), dado pela equação:

$$P * V = n * R * T \quad (15)$$

onde  $P$  é a pressão do gás,  $V$  é o volume,  $n$  o número de mols,  $R$  é a constante geral dos gases e  $T$  é a temperatura.

Utilizando os sensores de pressão e temperatura no coletor de admissão, é possível estimar a massa de ar admitida no motor. Entretanto, o motor tem uma eficiência de bombeamento de ar que afeta diretamente este cálculo, a chamada eficiência volumétrica. Esta eficiência é obtida através de ensaios dinamométricos, onde é medida a massa de ar real entrando no motor e comparada com a massa de ar teórica calculada para diversos pontos de pressão de admissão e velocidade do motor:

$$ef_{vol}(p, rpm) = \frac{\dot{m}_{ar\_medida}(p, rpm)}{\dot{m}_{ar\_calculada}(p, rpm)} \quad (16)$$

Logo, o fluxo de massa de ar estimado (g/s) é calculado utilizando as equações (15) e (16):

$$\dot{m}_{ar} = \frac{ef_{vol} * P_{ar} * V_{cil} * n}{2 * R * T_{ar}} \quad (17)$$

onde  $P_{ar}$  e  $T_{ar}$  são a pressão (kPa) e temperatura (K) do ar no coletor de admissão,  $V_{cil}$  é o volume (L) do cilindro,  $n$  é a rotação do motor ( $s^{-1}$ ) e  $R$  ( $\approx 287,05 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$ ) é a constante universal dos gases ideais para o ar.

Em sequência, a massa de combustível é calculada através da razão da massa de ar pelo valor da relação ar/combustível estequiométrica do combustível utilizado:

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{m}_{ar}}{A/C_c} \quad (18)$$

onde  $\dot{m}_c$  é o fluxo de massa de combustível (g/s),  $\dot{m}_{ar}$  o fluxo de ar e  $A/C_c$  é a relação estequiométrica do combustível utilizado. Os valores de estequiometria dos combustíveis utilizados neste trabalho (gasolina e etanol) foram, de acordo com os dados levantados por (MELO *et al.*, 2012):

- 12,7 para a gasolina (E25, com 25 % de etanol anidro); e
- 8,8 para o etanol hidratado (E100, com  $\approx$  5 % de água).

Após o cálculo da massa de combustível (controle em malha aberta), é realizada uma correção da massa de combustível a partir do controle em malha fechada, detalhado na seção 4.3. Este fluxo de massa de combustível é convertido para encontrar a massa a ser injetada por cilindro, seguindo a equação:

$$m_{c\_cil} = \frac{\dot{m}_c}{n * n_{cil}/2} \quad (19)$$

onde  $m_{c\_cil}$  é a massa de combustível por cilindro (g/cilindro),  $\dot{m}_c$  é o fluxo de massa de combustível dado pela equação (18),  $n$  é a velocidade do motor ( $s^{-1}$ ) e  $n_{cil}$  é o número de cilindros do motor (neste caso, 3 cilindros).

Essa massa de combustível por cilindro ainda precisa ser convertida em um valor de duração de acionamento do bico injetor, conforme explicado na seção 2.2.5.3. Para isso leva-se em consideração a pressão de injeção e o fluxo de referência do bico injetor do motor. O tempo de duração da injeção é calculado por:

$$T_{inj} = \frac{m_{c\_cil}}{f_{bi}} \quad (20)$$

onde  $T_{inj}$  é o tempo de injeção (ms),  $m_{c\_cil}$  é a massa de acordo com a equação (19), e  $f_{bi}$  é o fluxo do bico injetor (g/s). O fluxo do bico injetor é calculado a partir do princípio de Bernoulli para pressão e fluxo, conforme a equação (BANISH, 2009):

$$f_{bi} = f_{bi\_ref} \sqrt{\frac{P_{inj} - P_{ar}}{P_{inj\_ref}}} \quad (21)$$

onde  $f_{bi\_ref}$  é o fluxo de referência do injetor (g/s) dado pelo fabricante,  $P_{inj}$  é a pressão de injeção do combustível (MPa),  $P_{ar}$  é a pressão do ar (MPa) de admissão no cilindro no momento da injeção e  $P_{inj\_ref}$  é a pressão de injeção de referência do injetor (MPa) dado pelo fabricante.

O tempo de injeção  $T_{inj}$  é a variável efetiva que comanda os bicos injetores. Antes dessa variável ser colocada para a atuação do injetor na ECU, ela ainda passa por uma limitação de tempo máximo para evitar problemas de superposição das injeções do mesmo banco de acionamento, que pode danificar os drivers dos injetores, de acordo com as especificações da ECU.

Outro parâmetro importante sobre para o gerenciamento do combustível é o ângulo de injeção do combustível. Neste trabalho, o ângulo de injeção foi previsto para ser configurável através de mapas de calibração base, considerando a carga e a rotação do motor, e também mapas para a correção do ângulo a partir de variáveis como temperaturas do motor e do ar de admissão, além da quantidade de etanol presente no combustível.

#### 3.3.2.4 Gerenciamento da ignição

O gerenciamento da ignição pode ser dividido em três partes: avanço de ignição base, avanço de ignição para controle da marcha lenta e tempo de carregamento da bobina.

O avanço de ignição base é calibrado através de mapas que consideram a carga e a rotação do motor, detalhado na seção 5.1.1. Foram previstos dois mapas de ignição neste trabalho, um para o funcionamento com gasolina e outro com etanol. Para uma mistura entre os dois combustíveis, o programa faz a interpolação linear entre os dois mapas a partir da porcentagem de etanol presente no combustível que é verificada através do sensor de composição de etanol montado na linha de combustível do motor.

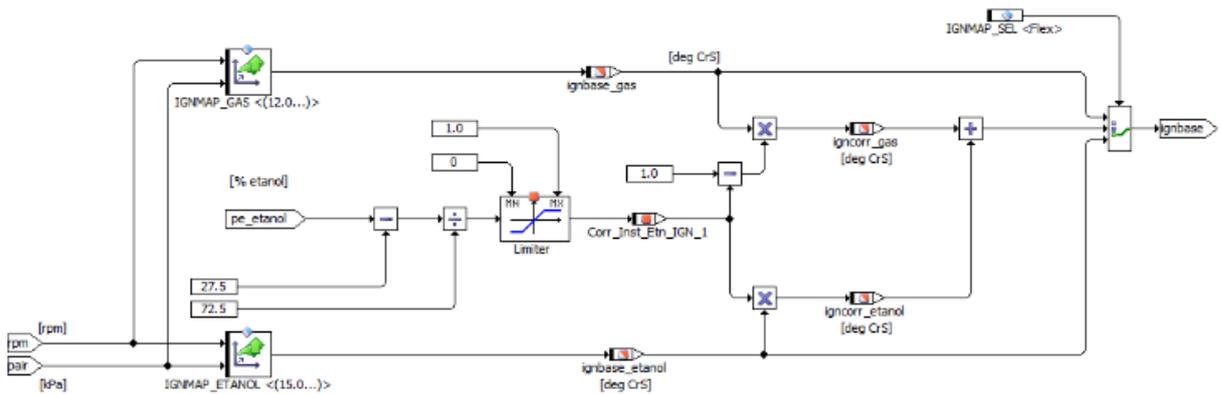
A interpolação dos mapas de ignição é dada pela equação:

$$ign_{base} = ign_{etn} * etn_{perc} + ign_{gas} * (1 - etn_{perc}) \quad (22)$$

onde  $ign_{base}$  é o ângulo de ignição (°apms) base final para o funcionamento do motor nas diversas condições de carga e rotação,  $ign_{etn}$  e  $ign_{gas}$  (°apms) são os ângulos

de ignição base do mapa de funcionamento com etanol e gasolina, respectivamente, e  $etn_{perc}$  (%) é a porcentagem de etanol presente no combustível que varia de 0% para E27 até 100% para E100. A figura 3.8 mostra o diagrama de bloco que faz a função da determinação do ângulo de ignição pela quantidade de etanol presente no combustível.

**Figura 3.8** - Diagrama de blocos do controle da ignição pela quantidade de etanol no combustível.



FONTE: o autor.

Após o cálculo do ângulo de ignição base final, esta variável passa por correções que podem ser aplicadas através de um mapa considerando as temperaturas do motor e do ar de admissão.

Outro mapa base importante de ser mencionado é o de ângulo de ignição para a partida do motor, que considera a rotação de partida e a temperatura do motor como entradas para a calibração.

Para o controle da marcha lenta, foi considerado um mapa de avanço de ignição que considera a rotação do motor e a porcentagem de etanol presente no combustível. Essa consideração da quantidade de etanol no combustível é importante pela característica de velocidades de queima diferente entre os combustíveis, que pode abrir margem para diferenças consideráveis nos ângulos de ignição na marcha lenta do motor. Foi considerado também um mapa para realizar um controle proporcional em malha fechada da rotação da marcha lenta.

A última parte do gerenciamento da ignição é o cálculo do tempo de carregamento da bobina. Nesta ECU, o tempo de carregamento é ajustado através de um mapa de calibração que considera a rotação e a tensão de alimentação da bobina

(tensão da bateria). Pode ser aplicada ainda uma correção para o carregamento da bobina em relação às temperaturas do motor e do ar de admissão, se for necessário.

### 3.3.2.5 Controle da pressão de combustível

Para controlar a pressão do combustível foi implementada uma estratégia com controlador PI e *feedforward*. A parte *feedforward* do controlador segue com uma correção mínima de ângulo de atuação da válvula de controle somado a uma correção sobre o fluxo de combustível. Conforme descrito na seção 2.2.6, a pressão de injeção tem uma relação diretamente proporcional com o fluxo de combustível, logo essa correção se faz necessária para diminuir o esforço de controle em malha fechada do controlador PI. A equação (23) descreve a saída do controlador:

$$ang_{cp} = PI + (ang_{cp\_ini} + k_f * f_{inj}) \quad (23)$$

onde  $ang_{cp}$  ( $^{\circ}$ ) é o ângulo de atuação da válvula de controle da pressão de injeção em relação ao ponto morto superior da bomba,  $PI$  é a parcela do controlador em malha fechada,  $ang_{cp\_ini}$  ( $^{\circ}$ ) é o ângulo inicial de controle,  $k_f$  é o fator de correção do ângulo em relação ao fluxo volumétrico de injeção por cilindro  $f_{inj}$  (g/s).

### 3.3.3 Estratificação de combustível

Este trabalho não se limitou em desenvolver o gerenciamento eletrônico do motor e foi além para exemplificar as vantagens de ter um módulo eletrônico aberto, onde é possível desenvolver novas aplicações e também explorar modos de funcionamento do motor que possam aumentar a sua eficiência ou apontar novos caminhos para este fim, principalmente com o uso de etanol como combustível.

Desta forma, neste trabalho, optou-se por desenvolver no *software*, maneiras de explorar a estratificação de combustível. A estratificação de combustível pode proporcionar aumento de eficiência do motor, diminuindo o consumo de combustível e até diminuindo as emissões de poluentes, como explicado na seção 2.2.

O *software* desenvolvido na ECU para este fim levou à criação de mapas de *setpoint* específicos para realizar o modo de injeção estratificada após o acionamento de uma variável de calibração virtual. Foram considerados os seguintes mapas de calibração específicos:

- Ângulo de injeção: o ângulo de injeção é o que define se a injeção é no modo homogêneo ou estratificado;
- Lambda: na injeção estratificada, a mistura ar/combustível normalmente é pobre ( $\lambda > 1$ );
- Ângulo de ignição: a mistura empobrecida demora mais para queimar e o ângulo de ignição deve ser avançado;
- Tempo de carregamento da bobina: a mistura empobrecida necessita de mais energia proveniente da centelha para melhorar a ignição da mistura;
- Pressão de injeção: a pressão de injeção pode influenciar na formação do spray da injeção e auxiliar na estratificação do combustível na câmara de combustão.

No *software* desenvolvido para a estratificação também foi considerada a possibilidade de utilizar múltiplas injeções (*split*), neste caso o programa desenvolvido limitou-se em dois pulsos por evento de injeção. Foram criados dois mapas de calibração para auxiliar nesta tarefa:

- Ângulo de injeção *split*: o primeiro pulso de injeção segue o mapa normal do motor, onde a injeção ocorre no momento de abertura da válvula de admissão do motor e o segundo pulso de injeção segue o mapa chamado de *split*. Para isso, foi necessário desenvolver uma lógica que calcule o tempo de parada entre os pulsos de injeção, já que é este parâmetro que a ECU precisa para acionar o injetor;
- Porcentagem de divisão da injeção: esse mapa define a porcentagem da injeção do primeiro pulso de injeção. A porcentagem do segundo pulso é o cálculo do restante do primeiro pulso em relação a 100%.

### 3.4 CONSIDERAÇÕES FINAIS

O primeiro passo para desenvolver o gerenciamento do motor deste trabalho foi a identificação e a definição das entradas e das saídas a serem utilizadas no módulo eletrônico. A partir disso, foi desenvolvido o *software* de gerenciamento, utilizando como base os trabalhos anteriores. Foram criadas e aperfeiçoadas diversas rotinas de *software* que possibilitam o funcionamento, o desenvolvimento dos controladores, a calibração, e a exploração do motor em diversas condições de operação.

Os principais mapas de calibração desenvolvidos neste trabalho descritos nos capítulos 4 e 5 foram disponibilizados no Apêndice A em formato de tabela.

## 4 CONTROLADORES DESENVOLVIDOS

Nesta etapa, após o desenvolvimento dos blocos de *software* do gerenciamento eletrônico do motor, foram desenvolvidos alguns dos sistemas de controle vitais para o funcionamento do motor.

### 4.1 VÁLVULA BORBOLETA

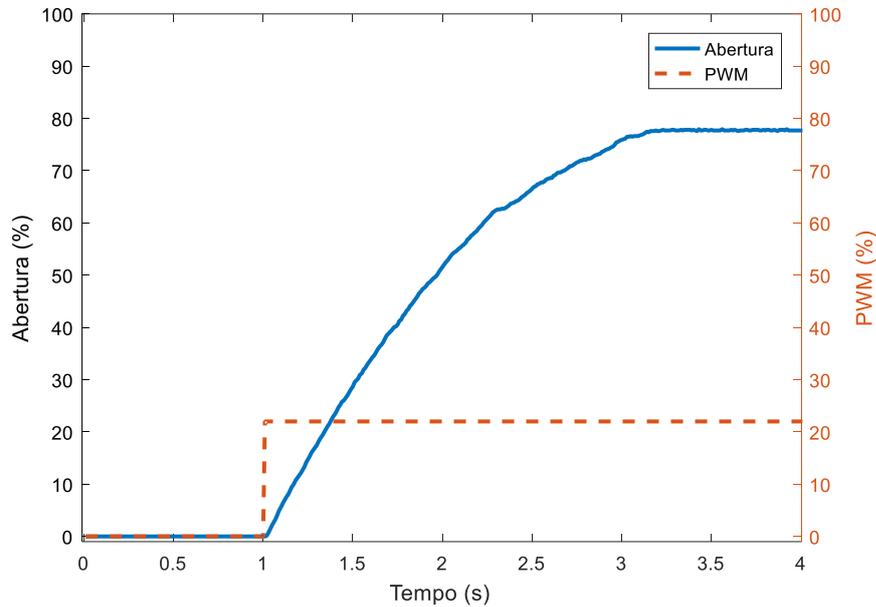
Para implementar o controle da válvula borboleta, adotou-se uma abordagem de desenvolvimento baseada na identificação de sistemas para controle.

A identificação de sistemas é um processo no qual são utilizadas técnicas e métodos para determinar modelos matemáticos que descrevem o comportamento dinâmico de sistemas complexos a partir de dados experimentais (GEVERS, 2005; AGUIRRE, 2015). O processo de identificação de sistemas envolve a coleta de dados de entrada e saída do sistema, como sinais de entrada e resposta do sistema ao longo do tempo. Com base nesses dados, são utilizadas técnicas estatísticas e algoritmos computacionais para estimar os parâmetros desconhecidos do modelo do sistema, como coeficientes, constantes de tempo, ganhos, entre outros.

Existem várias abordagens para a identificação de sistemas, incluindo métodos paramétricos e não paramétricos. Nos métodos paramétricos, assume-se uma forma específica de modelo para o sistema e os parâmetros do modelo são estimados a partir dos dados. Por outro lado, nos métodos não paramétricos, não é feita uma suposição prévia sobre a estrutura do modelo e são utilizadas técnicas como a análise de séries temporais ou transformadas de Fourier para caracterizar o sistema (GEVERS, 2005; AGUIRRE, 2015).

Neste caso, a válvula borboleta foi montada em bancada e então foram aplicadas entradas degrau de PWM no motor da válvula borboleta a fim de verificar a resposta de saída (em malha aberta), configurando uma identificação do tipo caixa preta, partindo do pressuposto que o modelo deste sistema não é previamente conhecido. Foi utilizada uma entrada degrau de 22% de PWM para não saturar a resposta do sistema em 100%, o que afetaria o processo de identificação. A figura 4.1 mostra uma das entradas degrau aplicadas à válvula e a sua resposta.

**Figura 4.1** - Resposta dinâmica da abertura da válvula borboleta em relação à entrada PWM em degrau aplicada no instante 1 s.



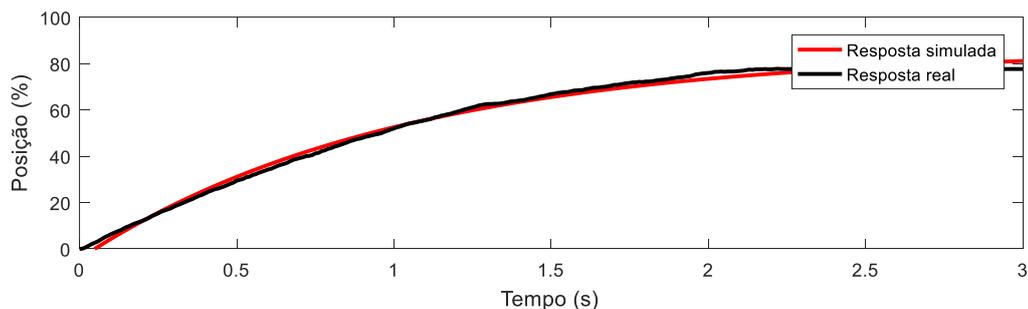
FONTE: o autor.

Com o auxílio da ferramenta de identificação de sistemas do Matlab, o sistema da válvula foi identificado baseando-se em um sistema de primeira ordem. A função de transferência do sistema obtido é descrita na equação:

$$F(s) = \frac{3,6}{s + 0,9038} \quad (24)$$

Comparando a resposta simulada do sistema identificado com uma resposta real do sistema, foi observado um ajuste de 91,84% entre as curvas, como apresentado na figura 4.2.

**Figura 4.2** - Resposta simulada do modelo x resposta medida.



FONTE: o autor.

Após o processo de identificação, foi desenvolvido um controlador do tipo PID para controlar o sistema da válvula. Os controladores PID estão entre os mais utilizados para o controle da válvula borboleta (ASHOK; ASHOK; KUMAR, 2016).

Com o auxílio da ferramenta PID Tuner do Matlab, os ganhos do controlador foram projetados para se obter um tempo de resposta de 0,1 s. Os ganhos obtidos para o controlador são apresentados na tabela 6.

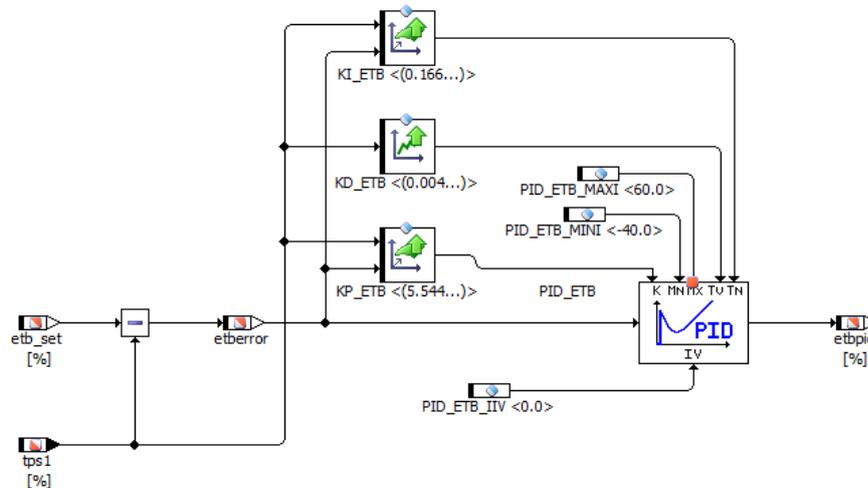
**Tabela 6** - Ganhos obtidos para o controlador da borboleta.

Tipo de ganho	Valor
Proporcional - kP	5,432
Integral - kI	0,165
Derivativo - kD	0,004

FONTE: o autor.

A figura 4.3 mostra o diagrama de blocos em ASCET do controlador PID da válvula borboleta.

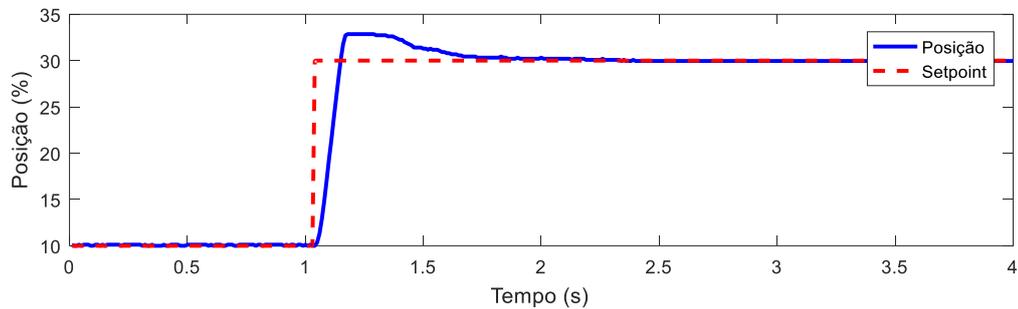
**Figura 4.3** - Diagrama de blocos do controlador PID da válvula borboleta.



FONTE: o autor.

Para a validação do controlador, os ganhos obtidos foram aplicados no módulo eletrônico, e foi realizado um ensaio com entradas degrau, conforme exemplo na figura 4.4. O tempo de resposta obtido foi de 0,09 s, apenas a 0,01 s de desvio para o valor projetado. Com este tipo de excitação em degrau, um sobressinal de 9,5% foi observado, porém no funcionamento geral do motor, o controle de posição da borboleta não recebe um *setpoint* de entrada deste tipo. Assim, o sobressinal é praticamente atenuado. O erro de estado estacionário obtido foi zero.

**Figura 4.4** - Resposta do controlador PID para a posição da válvula borboleta.



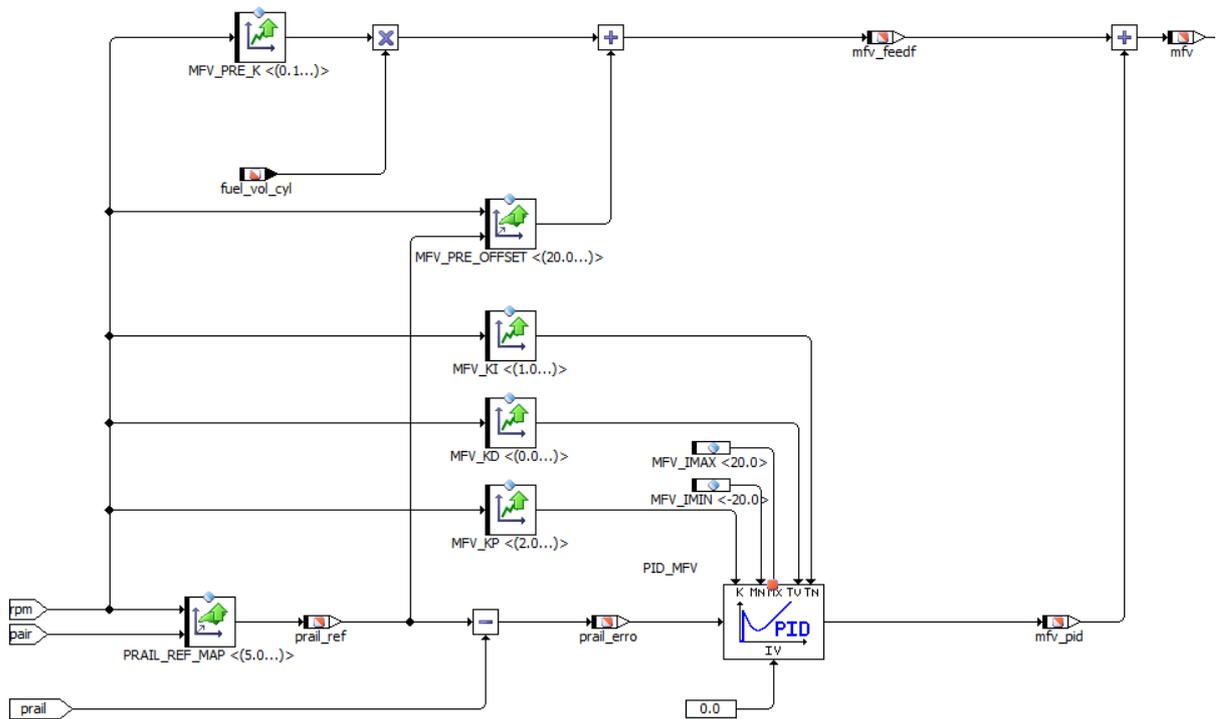
FONTE: o autor.

## 4.2 PRESSÃO DE INJEÇÃO DE COMBUSTÍVEL

No sistema do módulo eletrônico utilizado neste trabalho, o controle da pressão de injeção de combustível é realizado através do ângulo de início da abertura da válvula de controle da bomba, conforme descrito na seção 2.2.5.1. Desta forma, o sinal de controle atua adiantando ou atrasando o momento de início do bombeamento do combustível para o *common-rail* que, conseqüentemente, faz aumentar ou diminuir a pressão do combustível.

Para realizar o controle do sistema da pressão de injeção de combustível, foi utilizado um controlador *feedforward* + PID, conforme apresentado no diagrama de blocos da figura 4.5.

**Figura 4.5** - Diagrama de blocos do controlador da pressão de injeção.



FONTE: o autor.

A parte *feedforward* se divide em duas partes: um mapa com um ângulo mínimo de atuação (*offset*) que pode ser calibrado para várias condições de rotação e *setpoint* de pressão; e a segunda parte do controlador baseia-se no princípio de que, conforme a exigência de aumentar ou diminuir a injeção de combustível surge, a bomba de alta pressão deve permanecer aberta ou fechada por um intervalo prolongado ou reduzido, respectivamente, para atender às necessidades de injeção de combustível no motor. Assim, o fluxo de combustível calculado pelo módulo faz uma correção *feedforward* neste controlador, multiplicado por um ganho  $pre_k(rpm)$  dependente do volume de combustível injetado por cilindro no motor  $v_c$ . Este ganho foi identificado em um ensaio em malha aberta como 0,3 °/ml/cilindro.

Assim, a equação (25), define a saída do controlador:

$$mfv = pre_k(rpm) * v_c + pre_{offset}(rpm, prail_{ref}) + PID(t) \quad (25)$$

onde  $mfv$  é ângulo de atuação (°),  $pre_k$  o ganho *feedforward* (°/ml/cilindro),  $pre_{offset}$  o ângulo inicial de atuação (°) (identificado como 20°) dependente da rotação do motor e da referência de pressão e  $PID(t)$  o ângulo de correção do controlador PID.

Com a necessidade de ter o motor em funcionamento para que fosse possível realizar a calibração do controlador PID, foram admitidos ganhos iniciais para o controlador, conforme a tabela 7.

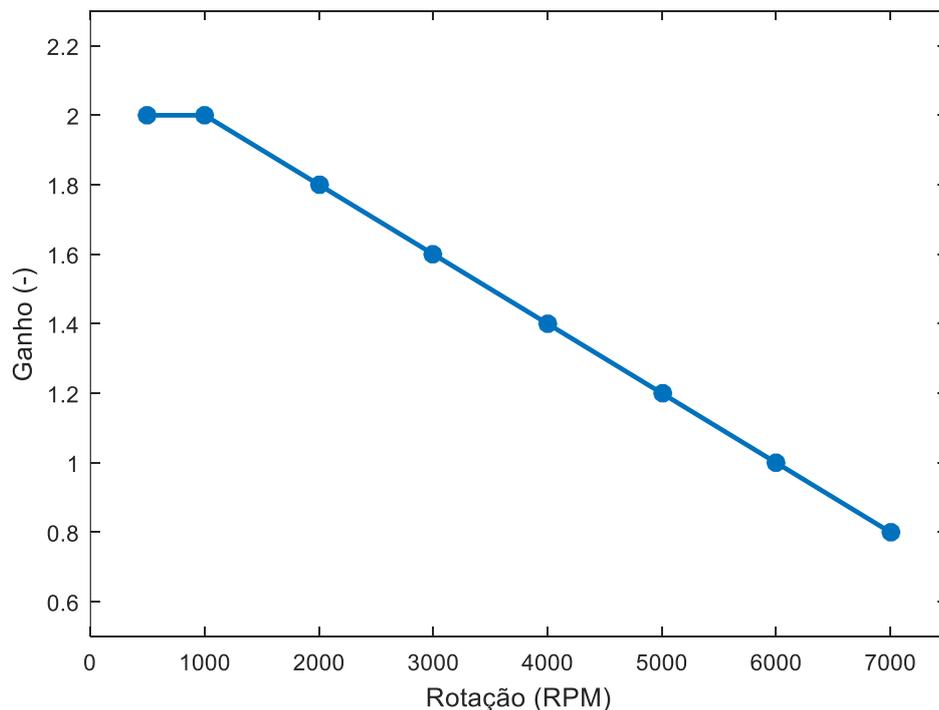
**Tabela 7** - Ganhos do controlador PID da pressão de injeção.

Tipo de ganho	Valor
Proporcional - kP	1,00
Integral - kI	1,00
Derivativo - kD	0,00

FONTE: o autor.

Estes ganhos iniciais apresentaram resultados satisfatórios para controlar a pressão e, então, foram realizados apenas alguns ajustes empíricos no ganho kP, que ficou calibrado em função da rotação do motor, conforme mostra a figura 4.6.

**Figura 4.6** - Ganho proporcional do controlador da pressão de injeção em função da rotação do motor.



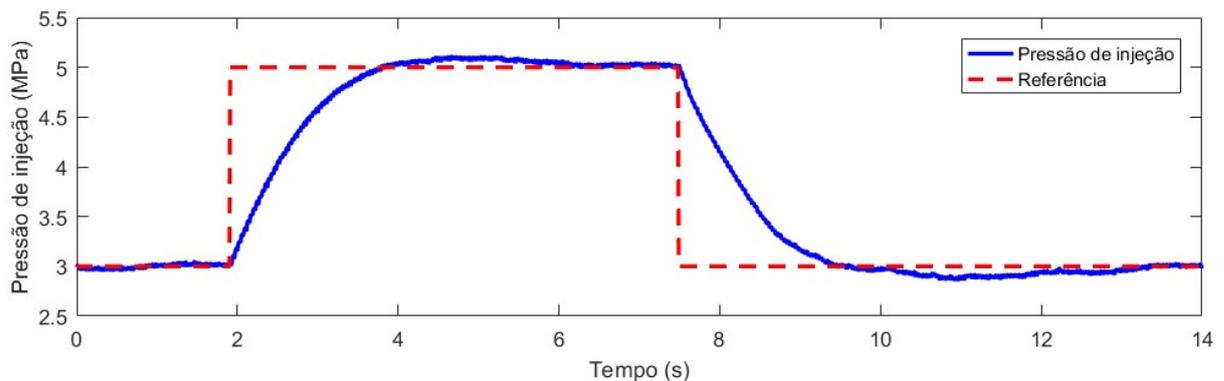
FONTE: o autor.

Esta variação no ganho kP é explicada pelo fato de que à medida que a rotação do motor e, conseqüentemente, a rotação da bomba aumentam, a quantidade de combustível que a bomba consegue pressurizar também aumenta (REIF, 2015), necessitando de um ganho menor no controle.

Não houve a necessidade de utilizar a parte derivativa do controlador PID pois as partes proporcional e integral foram suficientes para controlar o sistema satisfatoriamente.

A figura 4.7 apresenta a resposta do controle da pressão de injeção com uma entrada do tipo degrau de 2 MPa, tanto positiva (no instante 2 s) e negativa (instante 7,5 s).

**Figura 4.7** - Resposta do controlador da pressão de injeção.



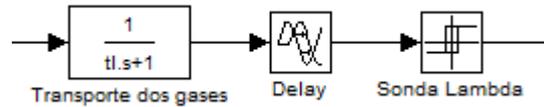
FONTE: o autor.

No degrau positivo, o tempo de resposta obtido foi de 0,7 s, com um sobressinal de 5%. No caso do degrau negativo, o tempo de resposta foi de 0,82 s com um sobressinal de 6%. No caso do degrau negativo o tempo de resposta aumenta porque o único alívio de pressão acontece apenas pelo consumo de combustível do motor, que neste caso estava operando em marcha lenta (sem carga). Este desempenho foi considerado satisfatório por não gerar problemas de estabilidade do motor nos transientes do *setpoint* de pressão.

### 4.3 MISTURA AR/COMBUSTÍVEL

Para o sistema do controle da mistura ar/combustível em malha fechada, o modelo escolhido é de um sistema de primeira ordem com um tempo morto que, de acordo com (Kiencke e Nielsen, 2005), é um modelo simplificado bastante comum para a representação deste sistema, conforme apresenta a figura 4.8.

**Figura 4.8** - Modelo da mistura ar/combustível.



FONTE: o autor.

O tempo de resposta do sistema  $tl$  é dado por:

$$tl = \frac{2(n_{cil} - 1)}{n_{cil} * v} \quad (26)$$

onde,  $n_{cil}$  é o número de cilindros do motor, e  $v$  é a velocidade de rotação do motor por segundo. O *delay* foi aproximado como 2 vezes o valor de  $tl$  de acordo com Kiencke e Nielsen (2005), que encontraram esta aproximação através de experimentos em diversos motores.

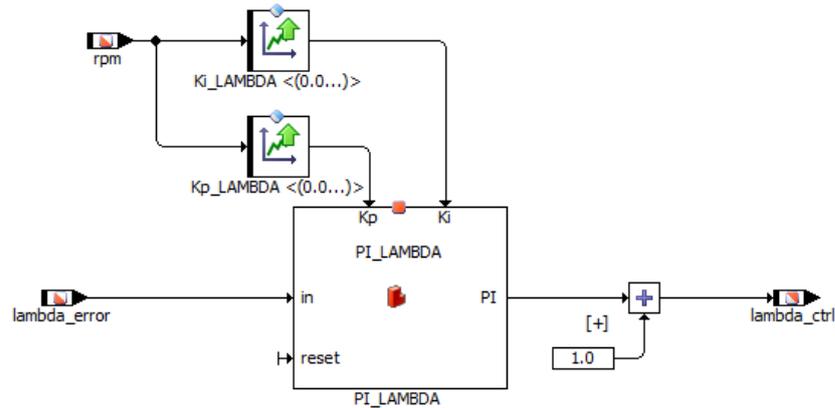
O controlador escolhido foi do tipo PI (proporcional integral), que é um dos mais utilizados neste tipo de sistema. Os ganhos do compensador foram calculados usando o método da síntese direta. Este método permite o cálculo dos ganhos proporcional e integral com base nas características do sistema, conforme as equações (27) e (28):

$$P = \frac{1}{k} * \frac{tl}{delay + tc} \quad (27)$$

$$I = \frac{P}{tl} \quad (28)$$

onde  $tl$  é o tempo de resposta do sistema, *delay* é o atraso e  $k$  é o ganho. Pelo modelo definido anteriormente,  $k$  é igual a 1, e o tempo de resposta varia com a velocidade do motor conforme a equação (26) e o *delay* é aproximado pelo dobro do tempo de resposta. O parâmetro  $tc$  é o tempo de resposta desejado para o sistema (3 s). A figura 4.9 apresenta o diagrama de blocos do controle de lambda.

**Figura 4.9** - Diagrama de blocos do controlador lambda.

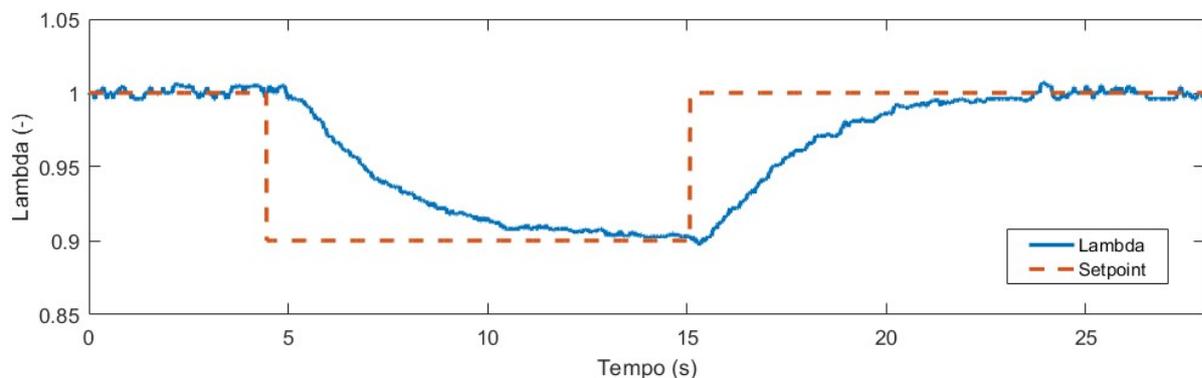


FONTE: o autor.

Como o valor dos ganhos variam com rotação, os mapas são indexados de acordo com o valor da rotação do motor.

O controle de lambda atua apenas para corrigir pequenos desvios no cálculo da massa de combustível. O *setpoint* de lambda é definido sempre para a mistura estequiométrica ( $\lambda = 1$ ), a não ser em transientes de regime do motor, quando a mistura é levemente enriquecida, ou nos casos de *cutoff*, onde o controle é desligado. Com os ganhos calculados para um tempo de resposta de 3 s, podemos ver a resposta de lambda em um transiente rápido para a mistura rica, apresentado na figura 4.10. O tempo de resposta obtido (63 % do degrau) foi de 3,2 s no degrau de lambda 1 para 0,9 e 3 s no degrau de 0,9 para 1, comprovando a modelagem do sistema.

**Figura 4.10** - Resposta do controlador PI da mistura ar/combustível (lambda).



FONTE: o autor.

#### 4.4 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Para realizar o funcionamento do motor, foi necessária a implementação do controle de sistemas essenciais, conforme a descrição neste capítulo. Os controladores foram desenvolvidos em sua maioria utilizando técnicas de identificação de sistemas, métodos de cálculos de ganhos e também por experiências no próprio motor.

Os resultados obtidos nestes controladores desenvolvidos foram considerados satisfatórios e possibilitaram o andamento do desenvolvimento do gerenciamento eletrônico do motor, como descrito nos próximos capítulos.

## 5 CALIBRAÇÃO DO MOTOR E RESULTADOS DE DESEMPENHO

Após o desenvolvimento do *software* de gerenciamento do motor e dos controladores dos principais sistemas de atuação, iniciou-se uma etapa de calibração do motor. Esta etapa consistiu na calibração dos mapas de parâmetros de funcionamento de vários sistemas e atuadores do motor, incluindo mapas de ângulo de ignição, ângulo de injeção de combustível, tempo de carregamento da bobina, *setpoints* de abertura de válvula borboleta, entre outros.

### 5.1 MAPAS DE CALIBRAÇÃO DO MOTOR

Mapas de calibração em unidades de controle eletrônico de motor são comumente utilizados na indústria automotiva (JACOB; ASHOK, 2020). Com o advento do uso de módulos eletrônicos em motores, as calibrações eram realizadas manualmente, porém com o avanço das ferramentas computacionais, essa tarefa passou a ser realizada com o auxílio de ferramentas de modelagem, onde grande parte dos parâmetros são pré calibrados em ambientes de simulação.

O processo de calibração envolve o desenvolvimento ideal de um mapa de operação do motor utilizando técnicas de calibração e aquisição de dados do motor. Três tipos de técnicas de calibração são comumente utilizadas atualmente, sendo a calibração a partir de medições, calibração *model-based*, e a calibração por otimização utilizando DoE (*design of experiments*). Neste trabalho, foram utilizadas técnicas de calibração com base em medições, nas quais o motor foi operado em diversas faixas de funcionamento e cada ponto foi calibrado manualmente. Em certos casos, como nos controladores descritos no capítulo 4, os ganhos foram inicialmente calibrados usando a técnica de calibração baseada em modelo e, em seguida, foi realizado um *fine tuning*.

A seguir são apresentados os principais sistemas calibrados no motor objeto deste trabalho.

#### 5.1.1 Ângulo de avanço de ignição

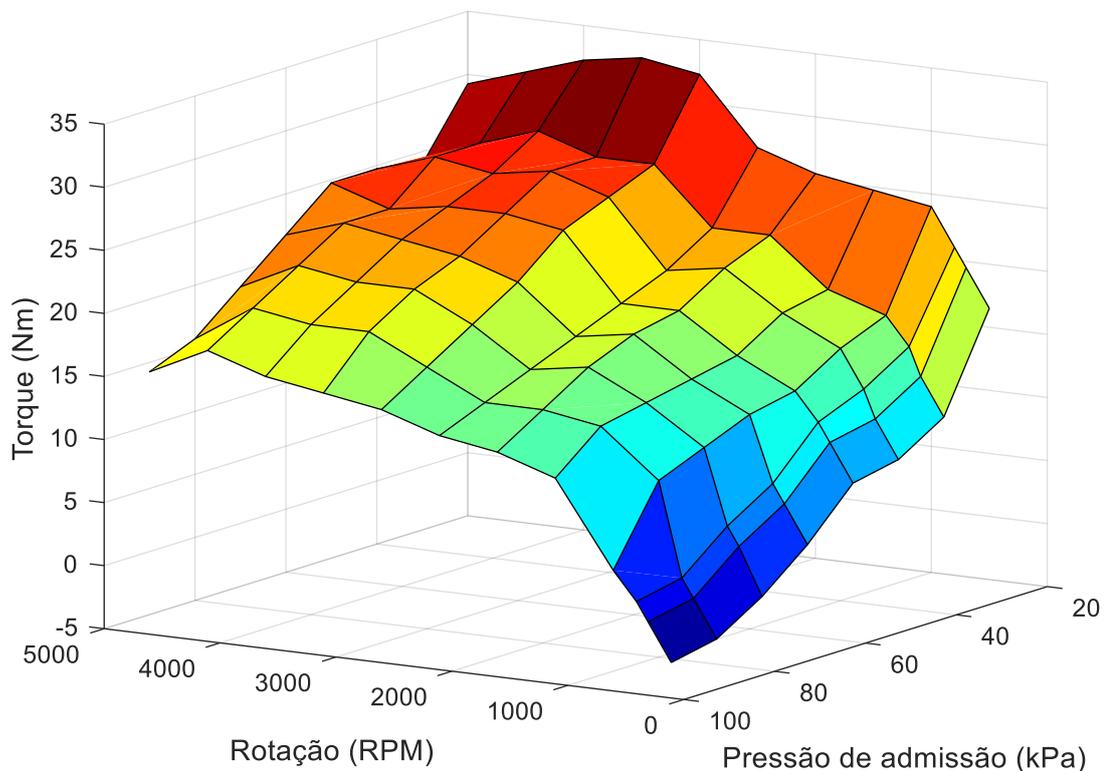
O motor utilizado foi concebido para trabalhar tanto com gasolina quanto com o etanol, além de poder trabalhar com misturas intermediárias, o chamado *flex-fuel*. Neste trabalho, foram calibrados dois mapas de ângulo de ignição, um para cada combustível utilizado. No caso de alguma mistura entre os dois combustíveis, é

realizado um cálculo que interpola os dois mapas de ignição dependendo da porcentagem de etanol encontrada no combustível. Tal porcentagem é verificada através de um sensor encontrado na linha de combustível do motor que faz a leitura da composição de etanol no combustível.

Os mapas de ignição foram pré calibrados a partir de uma base de outro motor utilizado em projetos anteriores a este, de um motor diferente. A partir desse ângulo base, o motor foi colocado em operação em pontos separados a cada 500 rpm, e a cada 10 kPa de pressão de admissão de ar (representa a carga no motor).

No caso do mapa de ignição de etanol, os ângulos calibrados foram ajustados observando-se o torque produzido pelo motor. Em cada ponto de operação, o ângulo calibrado era o ângulo em que o maior torque era observado, o chamado de MBT (*maximum break torque*), onde consegue-se a maior eficiência do motor naquele ponto. A figura 5.1 apresenta o mapa de ignição para etanol calibrado.

**Figura 5.1** - Mapa de ignição para etanol.

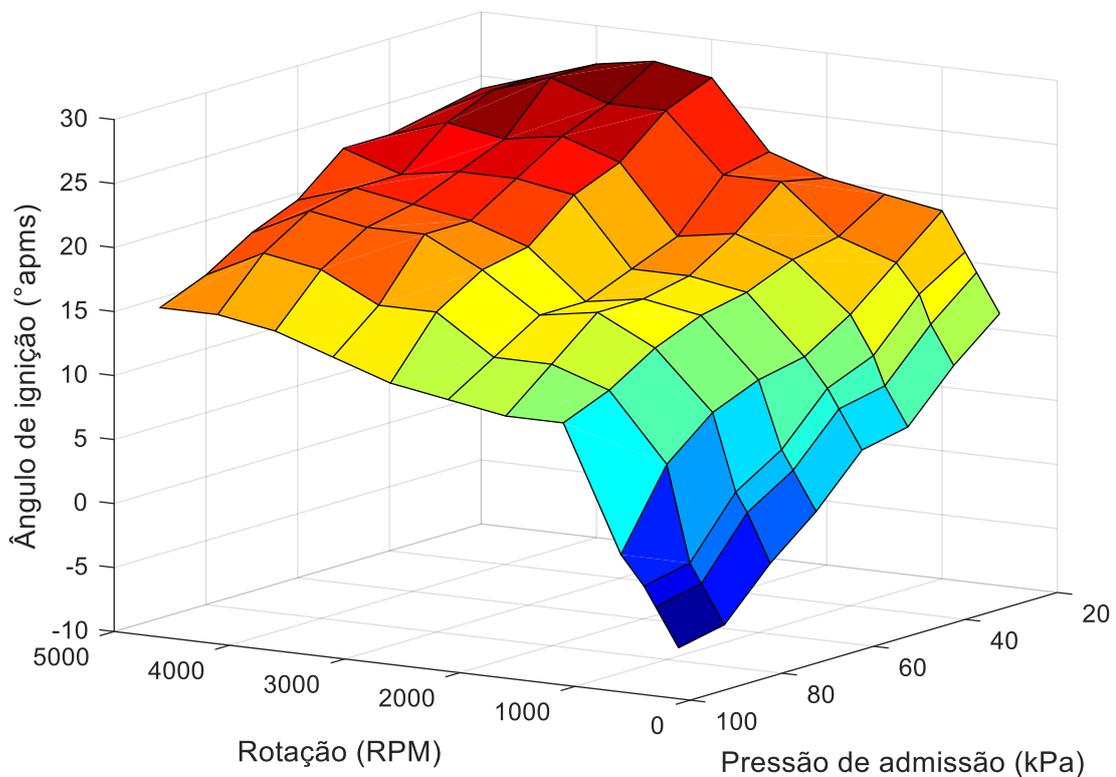


FONTE: o autor.

O mapa de ignição de gasolina tem um componente a mais de complexidade em sua calibração. Devido à característica de octanagem da gasolina ser mais baixa

que a do etanol, é preciso observar-se durante a calibração, além do torque, a ocorrência de detonação no motor. A detonação ocorre normalmente em faixas de baixa rotação e de alta carga do motor (REIF, 2015). Nos pontos em que não há ocorrência de detonação, os ângulos são calibrados para o MBT, e nos pontos onde é observada a detonação, os ângulos são calibrados diminuindo-se o avanço, até que a detonação não aconteça mais ou seja tolerável. A figura 5.2 mostra o mapa de ignição para gasolina calibrado.

**Figura 5.2** - Mapa de ignição para gasolina E27.



FONTE: o autor.

Exclusivamente neste motor, devido a sua característica de razão de compressão (10,5:1) não ser muito distante da ideal para gasolina (9:1), não foram observadas ocorrências de detonação nos pontos de carga e rotação calibrados, visto que também não foram calibradas as faixas de operação com sobrealimentação do motor. Apesar disso, o mapa de gasolina teve os valores de avanço diminuídos por prevenção quanto à ocorrência de detonação.

Outros mapas auxiliares de avanço de ignição também foram calibrados, como os mapas de ignição para partida do motor, mapas de correção de avanço por

temperatura do motor, e também um mapa exclusivo para a condição de marcha lenta. No caso da marcha lenta, além do mapa de ignição, também foi calibrado um mapa de correção da ignição para controlar a rotação de marcha lenta, que funciona como um tipo de controlador proporcional, onde o erro entre a rotação de marcha lenta e o *setpoint* fazem uma correção no avanço.

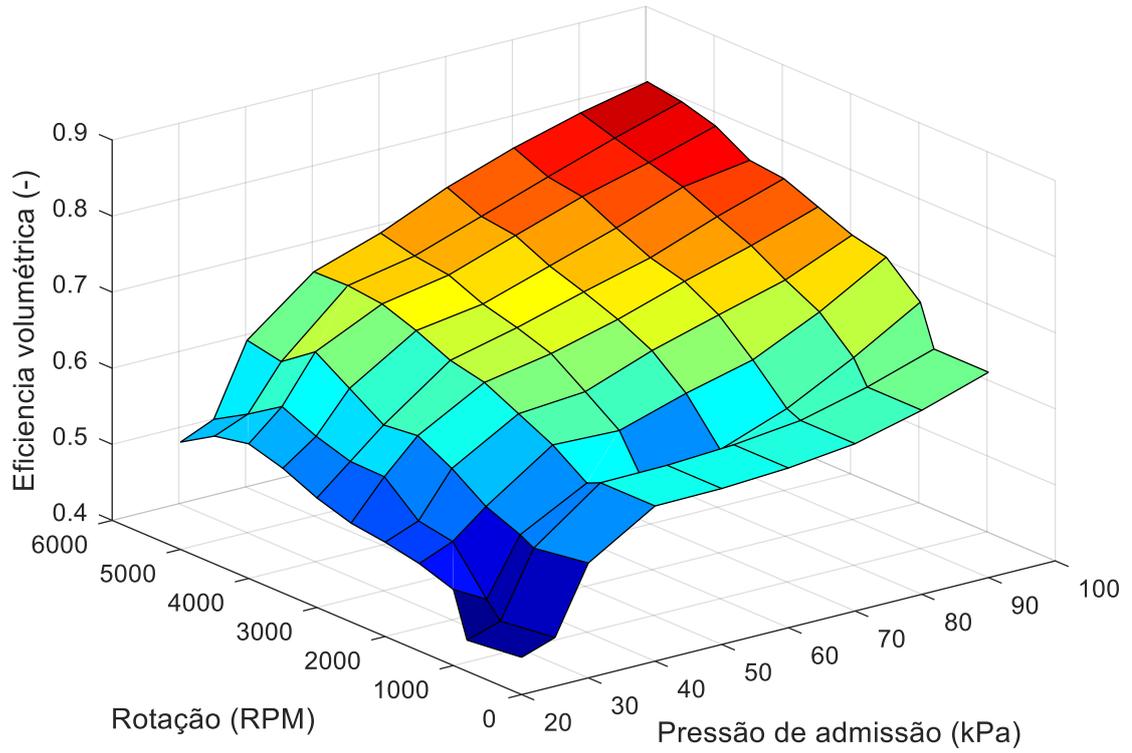
### 5.1.2 Eficiência volumétrica

Como descrito na seção 3.3.2.3, a massa de combustível a ser injetada no motor é calculada a partir do valor da massa de ar admitida. Essa massa de ar, por sua vez é calculada a partir da estratégia *speed density*, que utiliza os sensores de rotação, temperatura e pressão do ar de admissão, além do valor de eficiência volumétrica. A eficiência volumétrica é definida como a razão entre a massa de ar realmente admitida pelo motor em um ponto de operação de carga e rotação e a massa de ar teórica que o motor admitiria se as condições fossem ideais (GUZZELLA; ONDER, 2010).

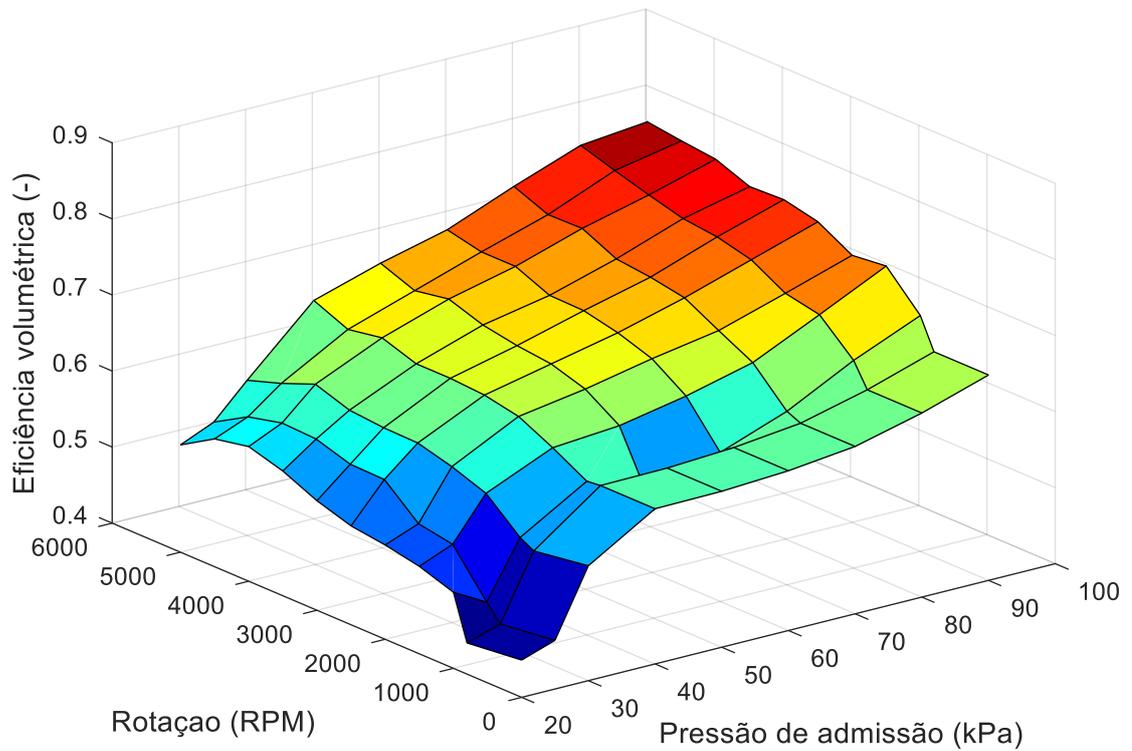
Para esta análise, o motor pode ser considerado como uma bomba de ar, porém, devido às perdas por bombeamento por restrições do fluxo de ar, como a abertura da válvula borboleta, dutos de admissão, número de válvulas por cilindro e perfil do comando de válvulas, essas condições não são ideais. Então, é necessário realizar uma calibração da eficiência volumétrica nos pontos de operação do motor. Normalmente, o valor de eficiência volumétrica varia na faixa de 0 a 100% em motores aspirados, e pode ultrapassar esse valor em motores sobrealimentados.

Os mapas de eficiência volumétrica são mapas com três dimensões, sendo no eixo X a rotação do motor, eixo Y a pressão de admissão e no eixo Z a eficiência volumétrica. Para realizar os ensaios de calibração deste mapa, o motor foi colocado em cada um dos pontos de operação a cada 500 rpm e a cada 10 kPa. Para ajustar o valor em cada ponto, observa-se o valor de correção da mistura ar combustível do controlador PI descrito na seção 4.3 e, então, o valor da eficiência volumétrica é ajustado até que a correção pelo controlador se torne nula.

Assim como no caso dos mapas de avanço de ignição, foram calibrados 2 mapas de eficiência volumétrica, para gasolina e para o etanol. As figuras 5.3 e 5.4 apresentam os mapas de eficiência volumétrica calibrados.

**Figura 5.3 - Mapa de eficiência volumétrica para etanol.**

FONTE: o autor.

**Figura 5.4 - Mapa de eficiência volumétrica para gasolina E27.**

FONTE: o autor.

Os valores de eficiência volumétrica observados com o uso de etanol são ligeiramente maiores que os de gasolina, principalmente em faixas de maior carga e rotação. CATAPANO *et al.* (2013) atribuem esse aumento de eficiência em motores de injeção direta devido à maior entalpia de vaporização do etanol que proporciona uma diminuição na temperatura do ar de admissão, aumentando a densidade e, conseqüentemente, a vazão mássica de ar admitida.

É importante ressaltar que, neste trabalho, a calibração da eficiência volumétrica se limitou às faixas de carga de funcionamento do motor sem o acionamento da turbina, ou seja, apenas em funcionamento aspirado.

### 5.1.3 Ângulo de injeção

O ângulo de injeção foi calibrado para ter início no momento da abertura das válvulas de admissão do motor (335 °apms). Este foi o ângulo que proporcionou melhor aproveitamento do combustível, observado pela diminuição na quantidade de combustível injetada. Este valor fixo do ângulo de injeção é aplicado somente quando a mistura homogênea é utilizada no motor. Para os casos em que a mistura estratificada é empregada, serão utilizados diferentes valores, conforme apresentado no capítulo 6.

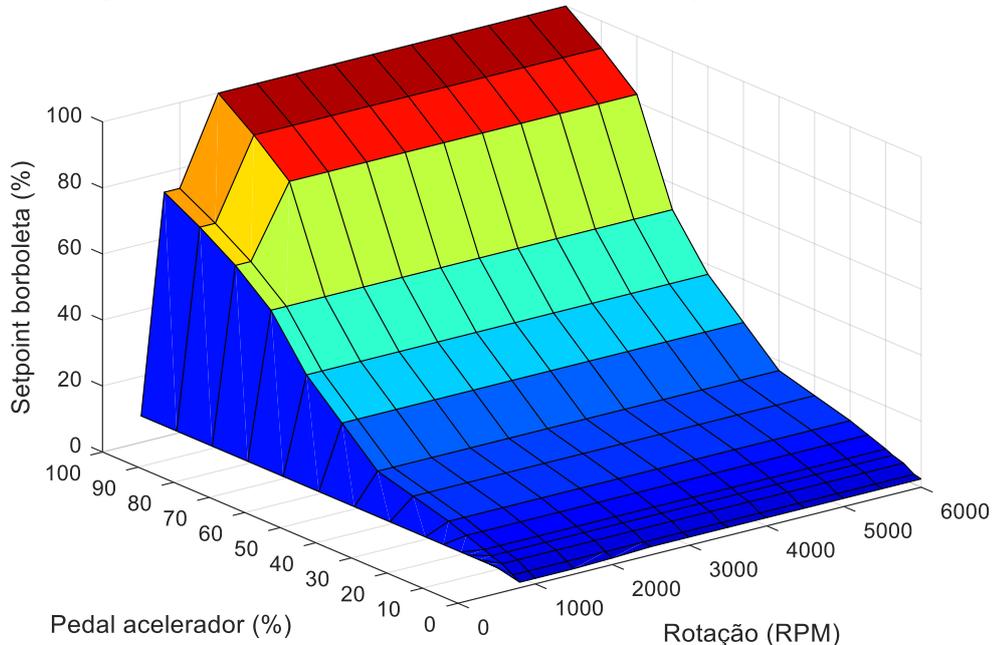
### 5.1.4 *Setpoints* de funcionamento

Os *setpoints* de funcionamento de diversos parâmetros do motor também foram desenvolvidos em forma de mapas. A vantagem de ter esses *setpoints*, desta forma, é a possibilidade de dinamicidade no funcionamento do motor, à medida que a demanda de mudança do ponto de operação acontece, os mapas apontam para valores de *setpoint* que devem satisfazer as condições para alcançar essa demanda.

Um exemplo disso é o mapa de *setpoint* de abertura de válvula borboleta. A partir de uma demanda de acionamento de acelerador, dado pelo pedal, e dependendo da rotação do motor, um valor de ângulo de abertura é enviado para o controlador da válvula borboleta. A forma como esse mapa é calibrado é dado pela evolução de torque do motor em relação à abertura da válvula borboleta. O torque no motor é comandado principalmente pela entrada de ar no motor, que, por sua vez, é controlado pela válvula borboleta. A coordenação do torque pela entrada de ar no motor deve ser feita de maneira gradual, principalmente para a questão de

estabilidade. Desta forma, foi calibrada no mapa (figura 5.5) uma curva de abertura de borboleta em relação à demanda de torque (pedal) com uma característica quadrática. Neste caso, não houve variação em relação à velocidade de rotação do motor.

**Figura 5.5** - Mapa de abertura da borboleta em relação ao acelerador.



FONTE: o autor.

Os valores do mapa de *setpoint* da pressão de injeção de combustível foram mantidos em 10 MPa em todas as faixas de carga e rotação. Este *setpoint* de funcionamento da pressão de injeção se mostrou suficiente para manter o motor funcionando adequadamente durante os testes.

Outro *setpoint* importante é o de lambda, que para o funcionamento do motor com mistura homogênea, foi mantido em 1,00, ou seja, mistura estequiométrica.

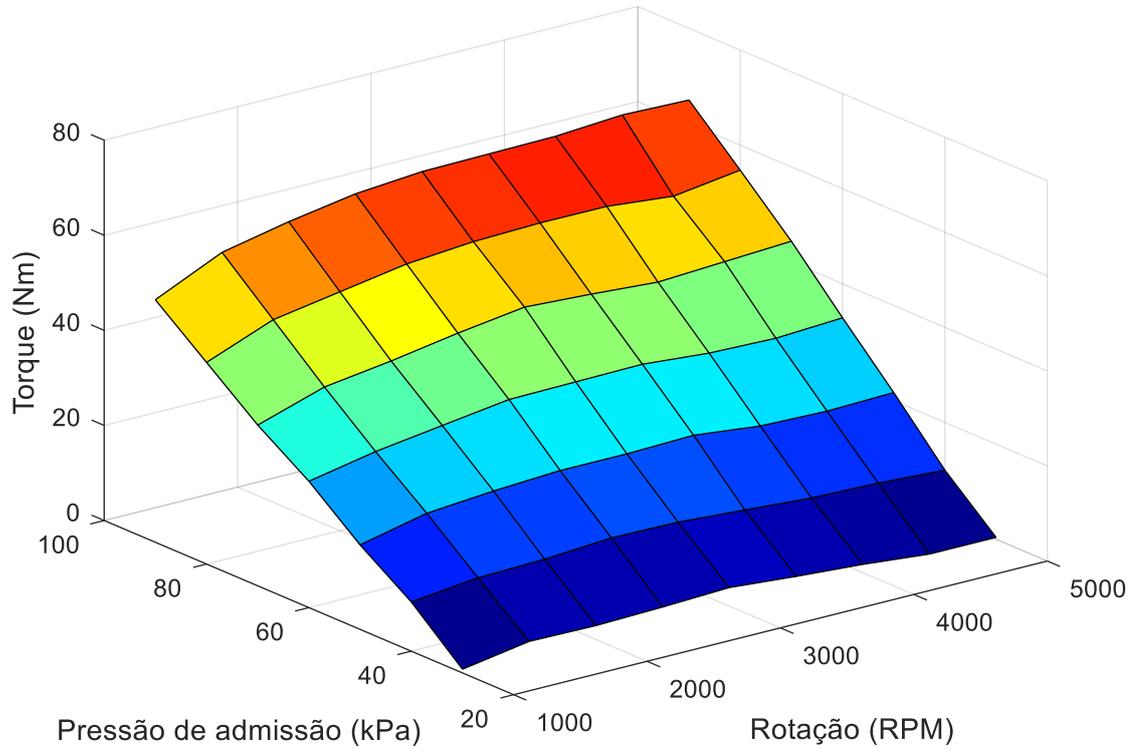
## 5.2 RESULTADOS DE DESEMPENHO

Toda a metodologia desenvolvida resultou no funcionamento do motor em fase aspirada de operação de 1000 a 5000 rpm e em toda a faixa de carga (borboleta fechada e totalmente aberta).

O motor foi ensaiado no dinamômetro com gasolina e etanol nessas faixas de carga e rotação e foram obtidos os resultados de operação e desempenho do motor, como torque, eficiência, fluxo de ar e fluxo de combustível. Para estes testes a pressão de injeção foi mantida em 10 MPa em todo o mapa de funcionamento do motor. O

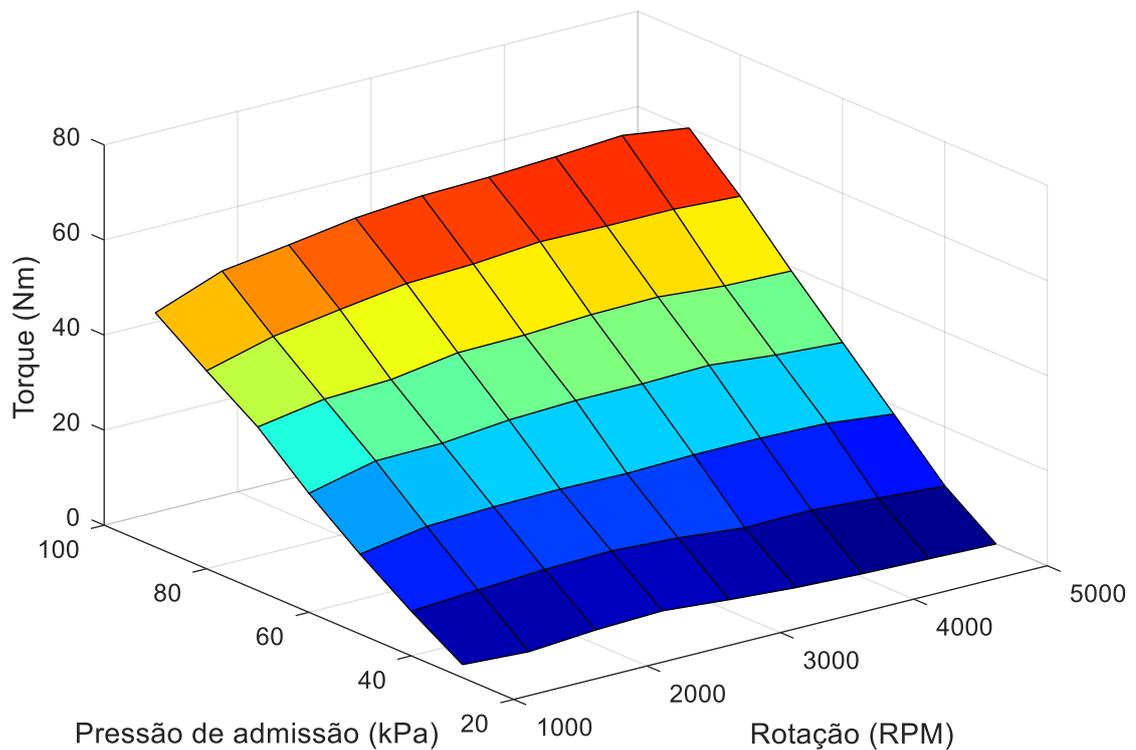
torque do motor apresentado nas figuras 5.6 e 5.7 mostram a evolução de torque do motor à medida em que a rotação e a carga aumentam.

**Figura 5.6** - Mapa de torque obtido no motor com etanol.



FONTE: o autor.

**Figura 5.7** - Mapa de torque obtido no motor com gasolina.



FONTE: o autor.

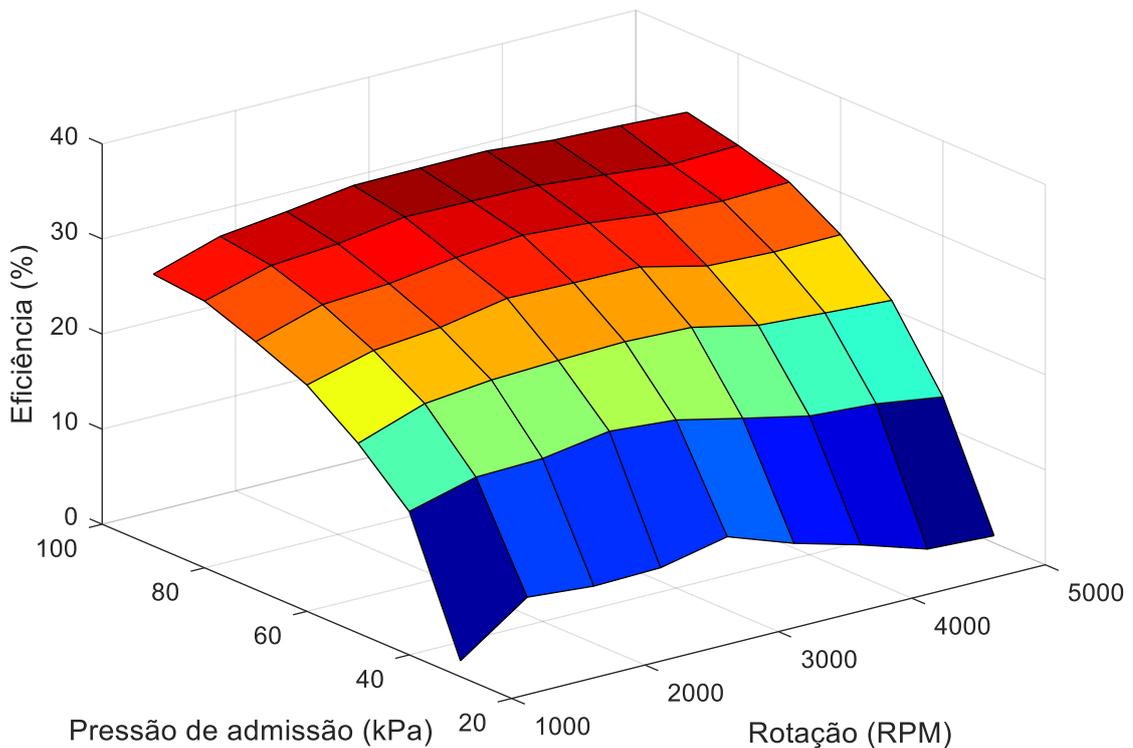
É possível observar que foi obtido maior torque do motor quando do uso do etanol. Na média, considerando os pontos de carga de 40 kPa a 90 kPa (o ponto de 30 kPa tem menor precisão na medida e não foi considerado na análise devido à dispersão), o aumento ficou em torno de 9,9%. Este comportamento é devido à possibilidade de utilizar maior avanço de ignição com o uso de etanol, sendo possível atingir o MBT em todos os pontos enquanto que no mapa de gasolina os ângulos de ignição tiveram os valores diminuídos para prevenção de possíveis ocorrências de detonação.

A eficiência ou rendimento do motor  $n_m$ , é definida pela equação (29) (GUZZELLA; ONDER, 2010):

$$n_m = \frac{T_m * 4\pi}{m_c * PCI_c} \quad (29)$$

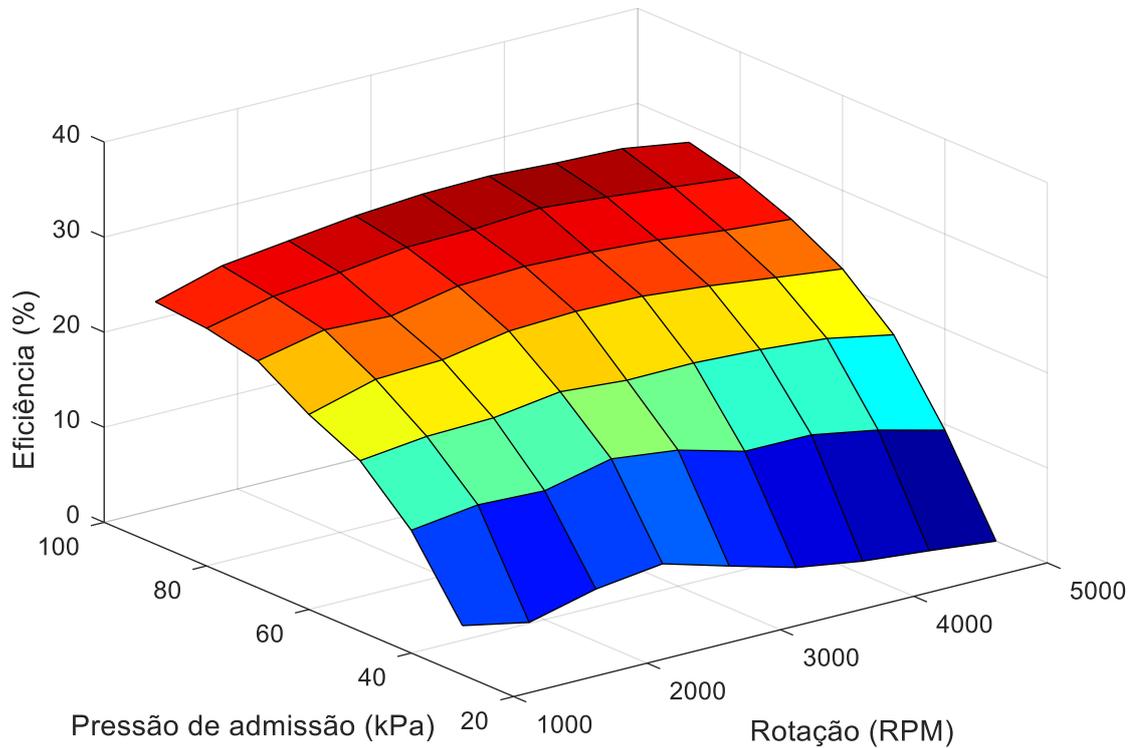
onde  $T_m$  é o torque efetivo do motor medido no dinamômetro,  $m_c$  é a massa de combustível consumida pelo motor em um ciclo (mg/ciclo) e  $PCI_c$  é o poder calorífico inferior do combustível. A eficiência obtida no motor é apresentada nos gráficos das figuras 5.8 e 5.9.

**Figura 5.8** - Eficiência do motor com etanol.



FONTE: o autor.

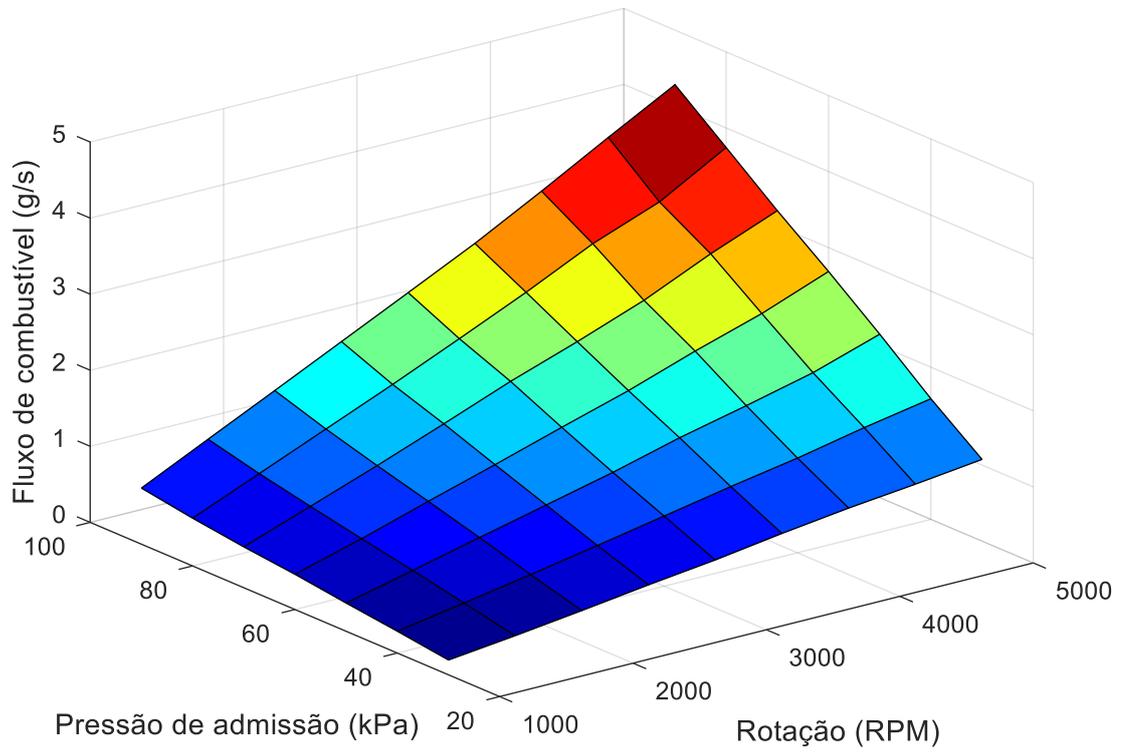
**Figura 5.9** - Eficiência do motor com gasolina.



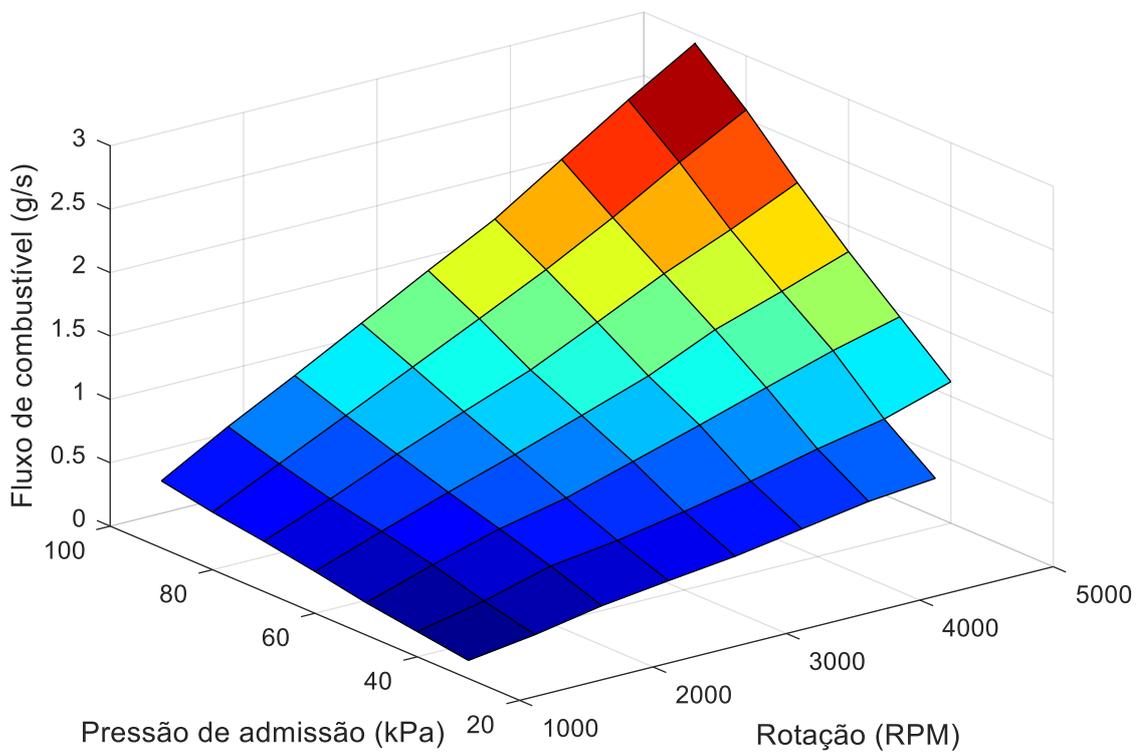
FONTE: o autor.

De forma geral, a eficiência do motor ficou maior com o uso de etanol em 15,2% (relativo) nos pontos de 40 a 90 kPa.

Analisando o consumo de combustível, é possível observar o aumento do consumo em massa na média em 44,0%, porém em volume o aumento é de 33,3%. Este aumento de 33% em volume da quantidade de combustível é compatível com o aumento observado nos atuais veículos *flex-fuel* da frota brasileira (MELO; SAMPAIO, 2014). As figuras 5.10 e 5.11 apresentam os resultados do consumo de combustível com o etanol e gasolina. O fluxo de ar apresentado na figura 5.12 não apresentou diferenças significativas entre a gasolina e o etanol.

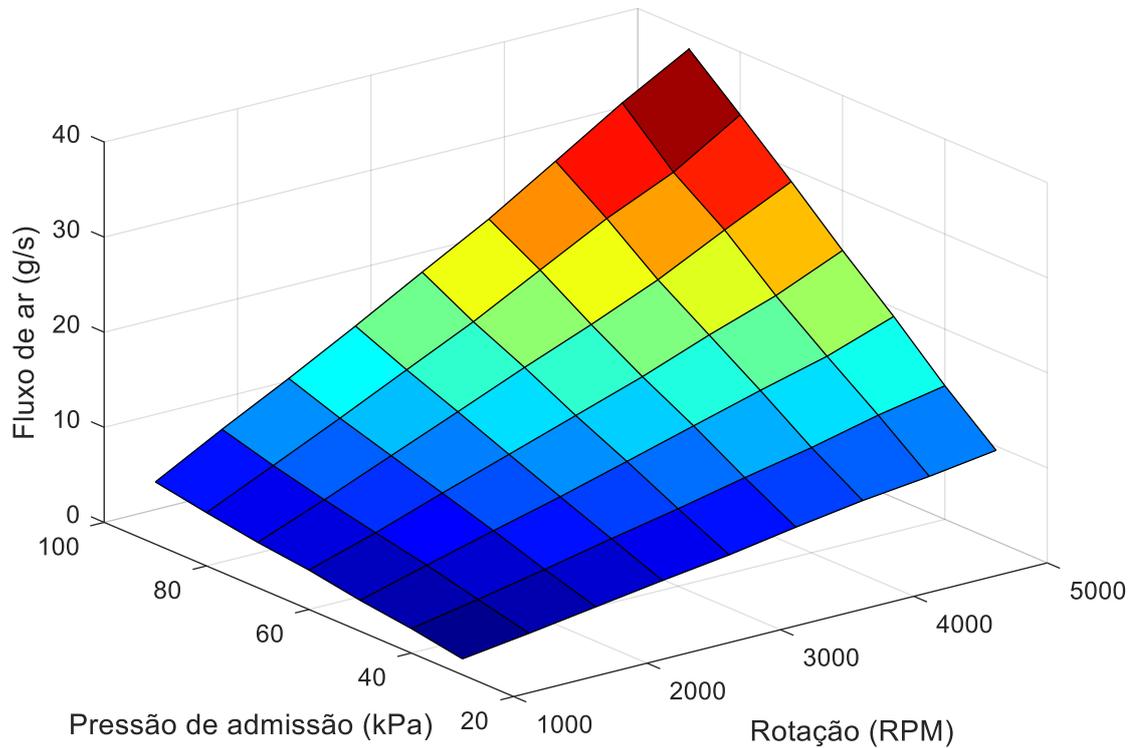
**Figura 5.10** - Consumo de combustível em massa com etanol.

FONTE: o autor.

**Figura 5.11** - Consumo de combustível em massa com gasolina.

FONTE: o autor.

**Figura 5.12 - Consumo de ar do motor.**



FONTE: o autor.

### 5.3 CONSIDERAÇÕES FINAIS

A calibração do motor executada neste trabalho permitiu o funcionamento completo do motor na condição aspirada desde a rotação de marcha lenta até a rotação de 5000 rpm. Os resultados encontrados com gasolina e etanol mostraram uma melhora na eficiência do motor quando do uso do etanol. O aumento de 33% no consumo volumétrico do motor com etanol é equivalente com os aumentos encontrados nos veículos da atual frota *flex-fuel* brasileira, que ficam na média em 30%.

## 6 EXPLORAÇÃO DA ESTRATIFICAÇÃO DE COMBUSTÍVEL

Além do desenvolvimento do gerenciamento eletrônico do motor, este trabalho foi além e também explorou o modo de funcionamento de injeção estratificada no motor buscando-se avaliar o consumo e a eficiência do motor. Assim como discutido no capítulo 2, a estratificação do combustível no motor é o modo de operação da injeção durante a fase de compressão do motor que pode proporcionar diminuição no consumo de combustível, aumento de eficiência, e até de possível diminuição nas emissões de poluentes.

Neste trabalho, foram avaliados os parâmetros de consumo e rendimento do motor do modo de injeção estratificada em relação ao modo homogêneo. Para a base de comparação, o motor foi ensaiado em 5 rotações (1000, 1500, 2000, 2500 e 3000 rpm) e 4 cargas em cada rotação (20, 30, 40 e 50 Nm).

Para entrar no modo estratificado, foi adotada a estratégia de colocar a válvula borboleta totalmente aberta e controlar o torque do motor através da quantidade de combustível injetada, utilizando o controlador lambda. O ângulo de injeção e de ignição foram ajustados para encontrar o melhor desempenho na condição de carga desejada. No caso do ângulo de injeção, os dados apresentados desse ângulo para os resultados da mistura estratificada é o ângulo do final da injeção.

O controle da mistura estratificada no motor ensaiado apresentou instabilidades que impossibilitaram o ensaio na condição de rotação de 1000 rpm, com os dois combustíveis. Algumas condições de carga também não foram possíveis de ensaiar devido às instabilidades no motor. Essas instabilidades ocorrem pelo aumento de falhas na combustão devido a problemas de formação da mistura estratificada na câmara de combustão. As falhas de combustão, por sua vez, acabam degradando o torque até o ponto de desligamento do motor. A condição de carga de 20 Nm só foi possível de ensaiar na rotação de 2000 rpm, com os dois combustíveis.

### 6.1 ESTRATIFICAÇÃO DE GASOLINA

Para efeito de comparação, a tabela 8 apresenta os resultados obtidos nos pontos ensaiados com mistura homogênea utilizando gasolina. Na condição de mistura homogênea, a pressão de injeção foi fixada em 15 MPa e o ângulo de injeção

em 335 °apms, para minimizar as variações nos resultados. A carga do motor foi controlada pela abertura da válvula borboleta.

**Tabela 8** - Resultados com mistura homogênea de gasolina.

Rotação (rpm)	Torque (Nm)	TPS (%)	Ângulo ignição (°apms)	Consumo comb. (g/s)	Efic. (%)	Fluxo de ar (g/s)	Lambda (-)	Pressão inj. (Mpa)	Ângulo inj. (°apms)
1500	20	7,3	15	0,38	22,36	4,7	1	15	335
	30	9,3	14,2	0,48	26,06	6	1	15	335
	40	11,5	13	0,58	28,26	7,2	1	15	335
	50	15,3	9,75	0,68	29,98	8,7	1	15	335
2000	20	8,8	16,5	0,47	22,91	6	1	15	335
	30	11,2	15	0,62	26,97	7,9	1	15	335
	40	13,8	14,25	0,75	29,26	9,5	1	15	335
	50	17,6	12	0,89	31,07	11,4	1	15	335
2500	20	10,5	17,25	0,59	23,81	7,7	1	15	335
	30	13	15,75	0,75	27,29	9,8	1	15	335
	40	15,7	15	0,92	30,05	12	1	15	335
	50	19,2	13,5	1,08	31,75	14,1	1	15	335
3000	20	12,3	21	0,72	23,44	9,4	1	15	335
	30	14,8	18,75	0,91	27,59	12	1	15	335
	40	17,6	17,25	1,1	30,05	14,4	1	15	335
	50	21	15	1,29	31,98	17,1	1	15	335

FONTE: o autor.

A tabela 9 apresenta os parâmetros de funcionamento obtidos para a mistura estratificada, utilizando gasolina.

**Tabela 9** - Resultados com mistura estratificada de gasolina.

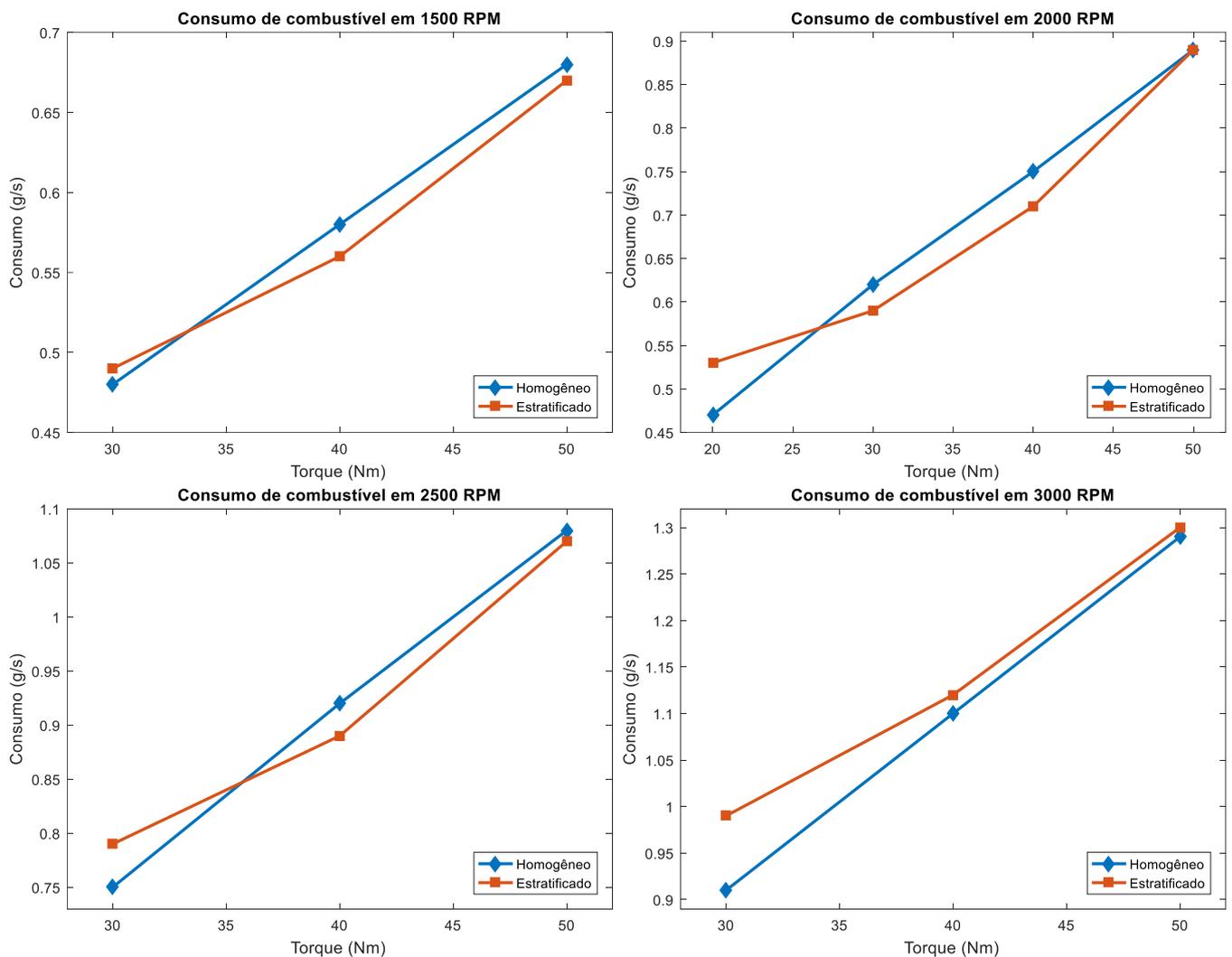
Rotação (rpm)	Torque (Nm)	TPS (%)	Ângulo ignição (°apms)	Consumo comb. (g/s)	Efic. (%)	Fluxo de ar (g/s)	Lambda (-)	Pressão inj. (Mpa)	Ângulo inj. (°apms)
1500	30	94	23,5	0,49	26,57	10,6	1,63	20	48
	40	94	18	0,56	29,78	10,4	1,44	20	48
	50	94	10,5	0,67	30,76	10,4	1,18	20	48
2000	20	94	30	0,53	19,79	13,3	2	20	54
	30	94	27,75	0,59	28,2	13,5	1,8	20	50
	40	94	24	0,71	31,09	14	1,45	20	50
	50	94	15	0,89	31,05	14	1,19	20	50
2500	30	94	26,25	0,79	24,41	17,2	1,66	20	59
	40	94	22,5	0,89	30,71	17,5	1,45	20	57
	50	94	22,5	1,07	31,71	18	1,23	20	61
3000	30	94	28,5	0,99	24,74	21	1,63	20	68
	40	94	28,5	1,12	28,98	21	1,37	20	68
	50	94	30,75	1,3	31,62	22	1,2	20	79

FONTE: o autor.

Na mistura estratificada, a válvula borboleta foi mantida aberta em 94% em todas as condições de ensaio e assim, a carga do motor foi controlada pela injeção de combustível através da relação ar/combustível ( $\lambda$ ).

A figura 6.1 apresenta os gráficos comparativos do consumo de gasolina nas 4 condições de rotação testadas.

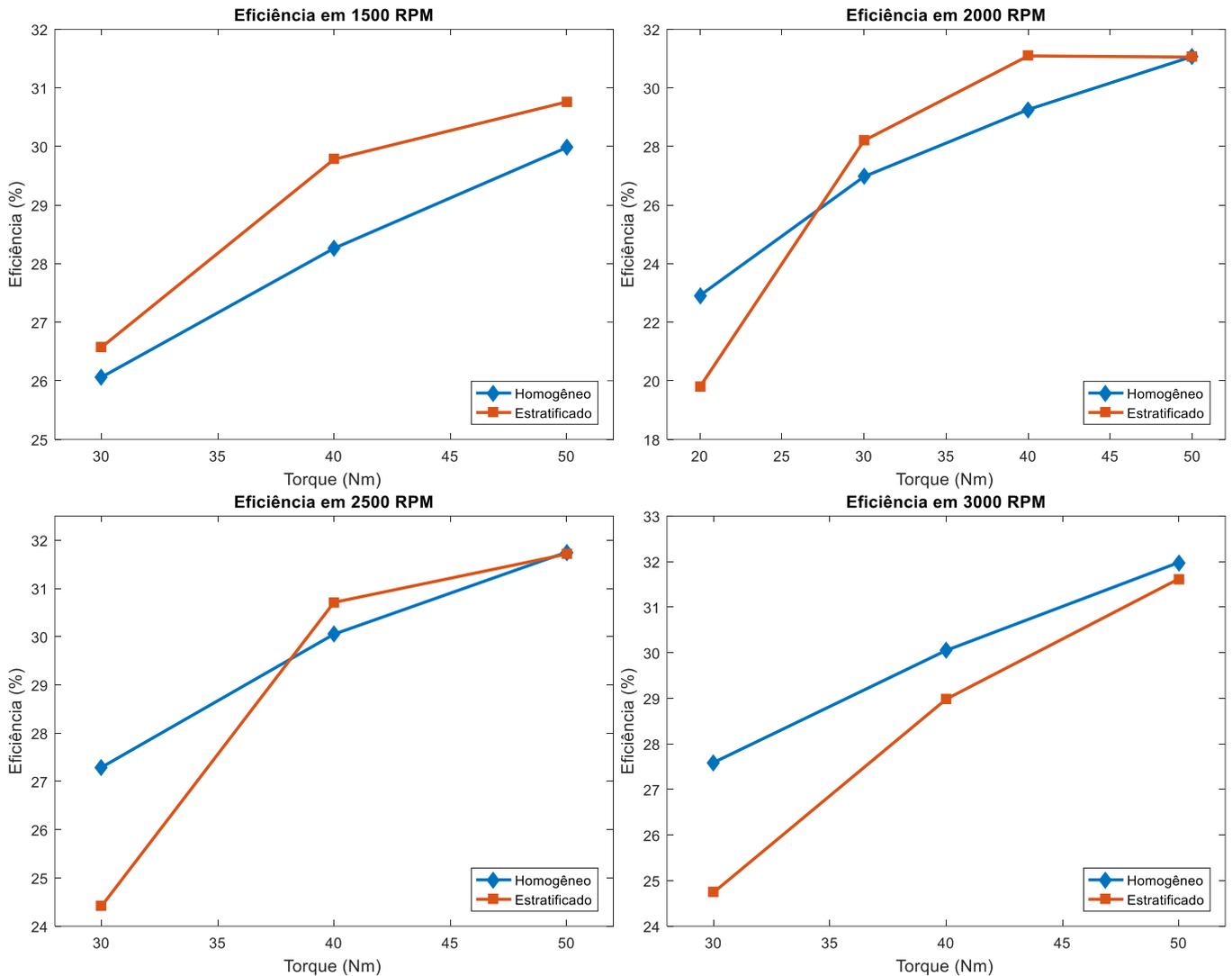
**Figura 6.1** - Gráficos comparativos do consumo de gasolina nas 4 rotações testadas.



FONTE: o autor.

A figura 6.2 apresenta os gráficos comparativos das eficiências obtidas com gasolina nas 4 condições de rotação testadas.

**Figura 6.2** - Gráficos comparativos da eficiência obtida com gasolina nas 4 rotações testadas.



FONTE: o autor.

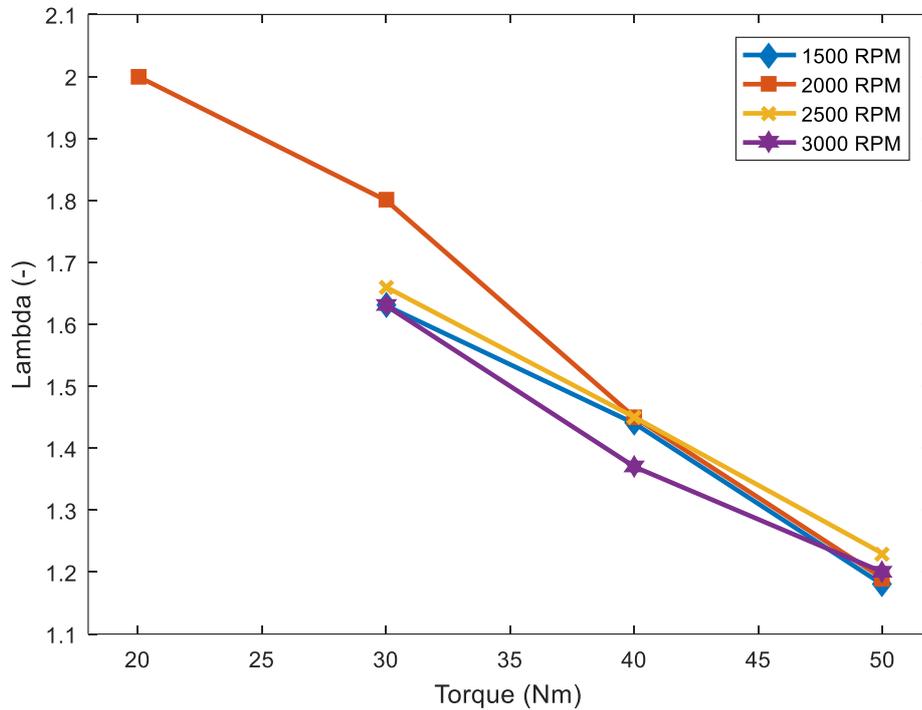
Analisando os resultados obtidos com gasolina na rotação de 1500 rpm, podemos observar que houve diminuições no consumo de combustível de 3,4% e 1,4% nas cargas de 40 Nm e 50 Nm, respectivamente com um aumento relativo na eficiência de 5,3% e 2,6%, com a mistura estratificada. Entretanto, na carga de 30 Nm, houve um aumento de 2% no consumo e um aumento relativo na eficiência de 1,9%. Este resultado aconteceu, pois, houve uma diferença no torque no ensaio, que ficou aproximadamente 1 Nm maior na condição estratificada, invalidando a comparação neste ponto de carga. Na rotação de 2000 rpm, com a mistura estratificada o consumo diminuiu em 4,8% e 5,3% nas cargas de 30 e 40 Nm com os respectivos aumentos na eficiência. No torque de 20 Nm, o consumo aumentou em 12,77% e a eficiência

diminuiu na mesma proporção, indicando grande instabilidade no controle da estratificação nesta carga. O desempenho foi igual na carga de 50 Nm. Em 2500 rpm, o consumo diminuiu com a mistura estratificada nas cargas de 40 e 50 Nm em 3,2% e 0,9% com aumento da eficiência de 2,2% em 40 Nm. Na carga de 50 Nm a eficiência não seguiu a tendência e diminuiu, indicando perda de estabilidade. O consumo foi maior em 5,3% com um torque de 30 Nm com diminuição de eficiência de 10,55%. Finalmente, em 3000 rpm o consumo de gasolina com a mistura estratificada foi maior em todas as cargas, refletindo na diminuição da eficiência.

Observando os parâmetros de controle da mistura que influenciaram nestes resultados, dentre eles a relação lambda, apresentada a figura 6.3, foi possível obter até uma mistura estável com lambda 2 na carga de 20 Nm e rotação de 2000 rpm. Em particular, a rotação de 2000 rpm foi a que propiciou a utilização de misturas mais pobres nas cargas mais baixas, que pode ter explicação na formação da mistura no cilindro para este motor em específico devido às suas características de admissão e fluxo de ar, além do formato do *spray* de combustível. Na rotação de 3000 rpm o motor necessitou de misturas de combustível mais ricas para manter os mesmos torques da mistura homogênea, e por consequência resultou em uma diminuição da eficiência.

É possível notar também uma correlação linear (coeficiente de correlação > 0,99) entre a relação ar/combustível, e consequentemente a injeção de combustível, e o torque gerado pelo motor em todas as rotações testadas. Esta correlação linear pode facilitar a previsão da injeção de combustível para uma determinada demanda de torque do motor, se este estiver utilizando a estratégia de estratificação.

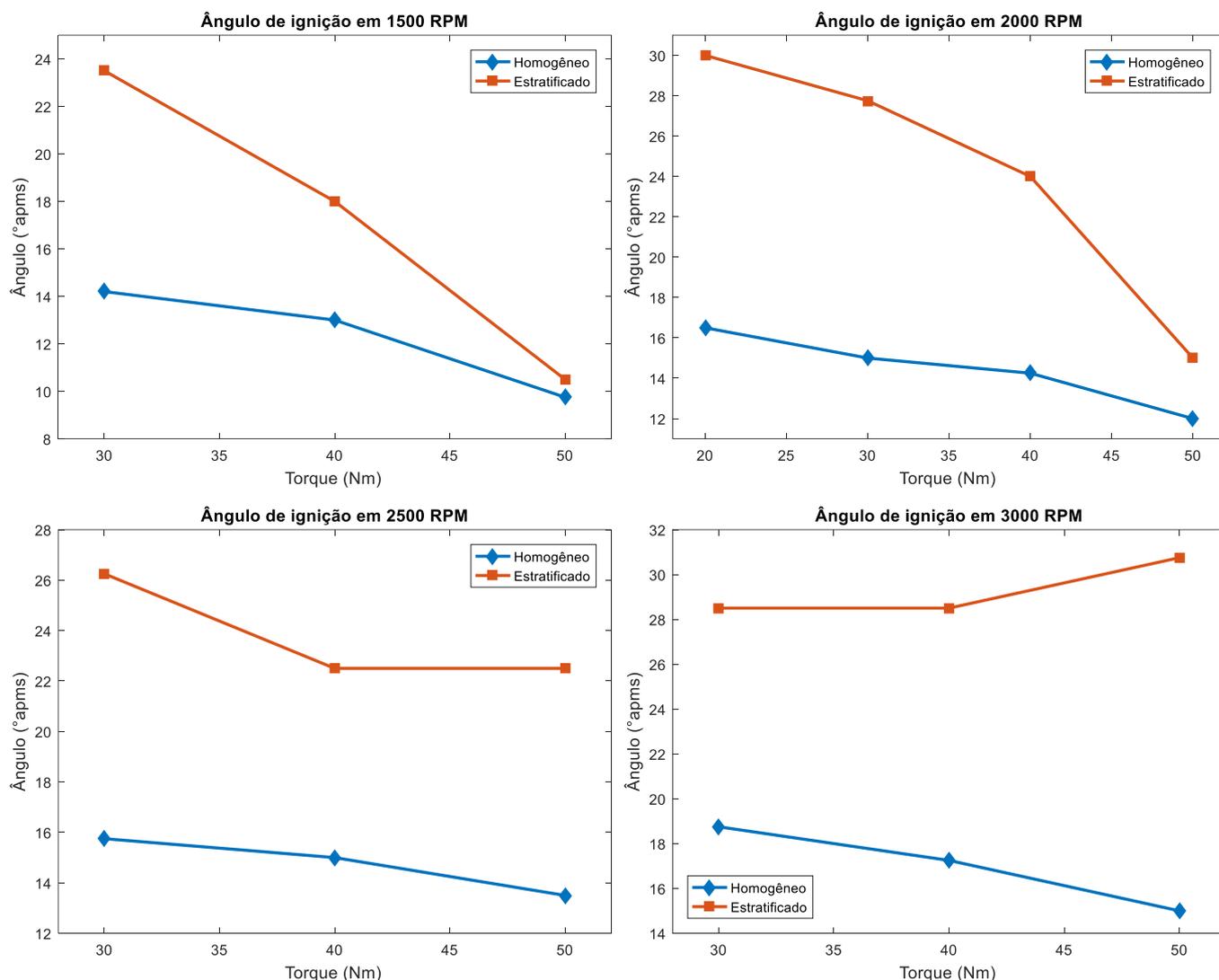
**Figura 6.3** - Relação ar/combustível (lambda) nos pontos de ensaio do teste com a mistura estratificada de gasolina.



FONTE: o autor.

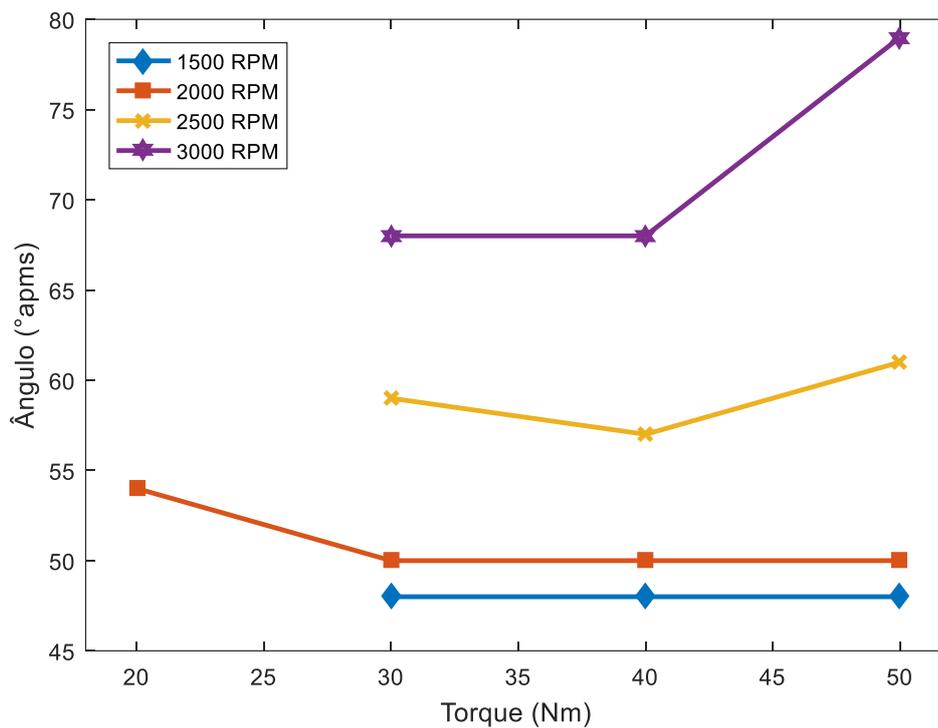
O ângulo de ignição, apresentado na figura 6.4, foi adiantado em todas as condições testadas, quando do uso da mistura estratificada, corroborando dados obtidos por Da Costa *et al.* (2018). A mistura pobre leva mais tempo para queimar e então o ângulo de ignição precisa ser adiantado para que a queima esteja no ponto ótimo. Em cargas e rotações mais baixas, o avanço teve os maiores aumentos, enquanto que à medida que a carga aumenta, as diferenças do avanço de ignição diminuiriam. Nas rotações maiores, esta tendência não foi observada. Na realidade, o ângulo de ignição acaba sendo bastante influenciado pelo ângulo de injeção, em que, devido à necessidade de maiores avanços neste ângulo de injeção, conforme apresentado na figura 6.5, resultam na necessidade de maiores avanços de ignição.

**Figura 6.4** - Gráficos comparativos do ângulo de ignição com gasolina nas 4 rotações testadas.



FONTE: o autor.

Ainda sobre o ângulo de injeção para a mistura estratificada (ângulo do final da injeção), apresentado na figura 6.4, vemos que nas rotações de 1500 e 2000 rpm, os ângulos permaneceram praticamente constantes com o aumento da carga, enquanto que nas rotações de 2500 e 3000 rpm o ângulo da injeção aumentou com o aumento de carga. Conforme a rotação aumenta, o tempo para a preparação da mistura diminui e então o ângulo de injeção aumenta para compensar esse menor tempo e a mistura ser preparada corretamente, além da necessidade de compensar o aumento do tempo de injeção com o aumento de carga.

**Figura 6.5** - Ângulo de injeção com gasolina na mistura estratificada.

FONTE: o autor.

## 6.2 ESTRATIFICAÇÃO DE ETANOL

A tabela 10 apresenta os resultados obtidos nos pontos ensaiados com mistura homogênea utilizando etanol, para efeito de comparação. Nos ensaios com a mistura homogênea de etanol, a pressão de injeção foi fixada em 15 MPa e o ângulo de injeção em 335 °apms, para minimizar as variações nos resultados. A tabela 11 apresenta os parâmetros de funcionamento obtidos para a mistura estratificada, utilizando etanol.

**Tabela 10** - Resultados com mistura homogênea de etanol.

Rotação (rpm)	Torque (Nm)	TPS (%)	Ângulo ignição (°apms)	Consumo comb. (g/s)	Efic. (%)	Fluxo de ar (g/s)	Lambda (-)	Pressão inj. (Mpa)	Ângulo inj. (°apms)
1500	20	5	12	0,37	22,12	3,1	1	15	335
	30	6,8	10,75	0,48	26,12	4,1	1	15	335
	40	9,2	9,75	0,58	28,58	5	1	15	335
	50	13,3	5	0,69	30,04	6	1	15	335
2000	20	7,1	15	0,52	24,19	4,6	1	15	335
	30	9	14,25	0,66	27,63	5,9	1	15	335
	40	11,2	12,75	0,83	30,36	7,2	1	15	335
	50	14,6	12	0,97	31,91	8,6	1	15	335
2500	20	8,7	18	0,67	24,3	5,9	1	15	335
	30	10,9	16,5	0,87	28,26	7,8	1	15	335
	40	13,6	15	1,08	31,01	9,7	1	15	335
	50	16,4	13,5	1,26	32,85	11,3	1	15	335
3000	20	10,3	18,75	0,84	24,34	7,5	1	15	335
	30	12,5	17,25	1,08	28,64	9,7	1	15	335
	40	15,1	16,5	1,32	31,42	11,9	1	15	335
	50	18,1	14,25	1,55	33,24	14	1	15	335

FONTE: o autor.

**Tabela 11** - Resultados com mistura estratificada de etanol.

Rotação (rpm)	Torque (Nm)	TPS (%)	Ângulo ignição (°apms)	Consumo comb. (g/s)	Efic. (%)	Fluxo de ar (g/s)	Lambda (-)	Pressão injeção (Mpa)	Ângulo injeção (°apms)
1500	30	94	9,75	0,68	27,15	10	1,7	20	25
	40	94	12	0,85	29,91	10	1,35	20	38
	50	94	8,25	1,03	30,04	10	1,13	20	39
2000	20	94	13,5	0,8	19,07	14	2	20	41
	30	94	16,5	0,91	27,44	14	1,75	20	41
	40	94	10,5	1,11	29,49	14	1,4	20	41
	50	94	16,5	1,36	30,49	14	1,15	20	45
2500	30	94	15	1,19	24,54	17	1,65	20	55
	40	94	13,5	1,39	29,57	18	1,41	20	52
	50	94	12,75	1,67	30,84	18	1,18	20	57
3000	30	94	15,75	1,57	24,8	22	1,54	20	65
	40	94	16,5	1,72	28,89	22	1,4	20	69
	50	94	16,5	1,99	30,81	22	1,22	20	75

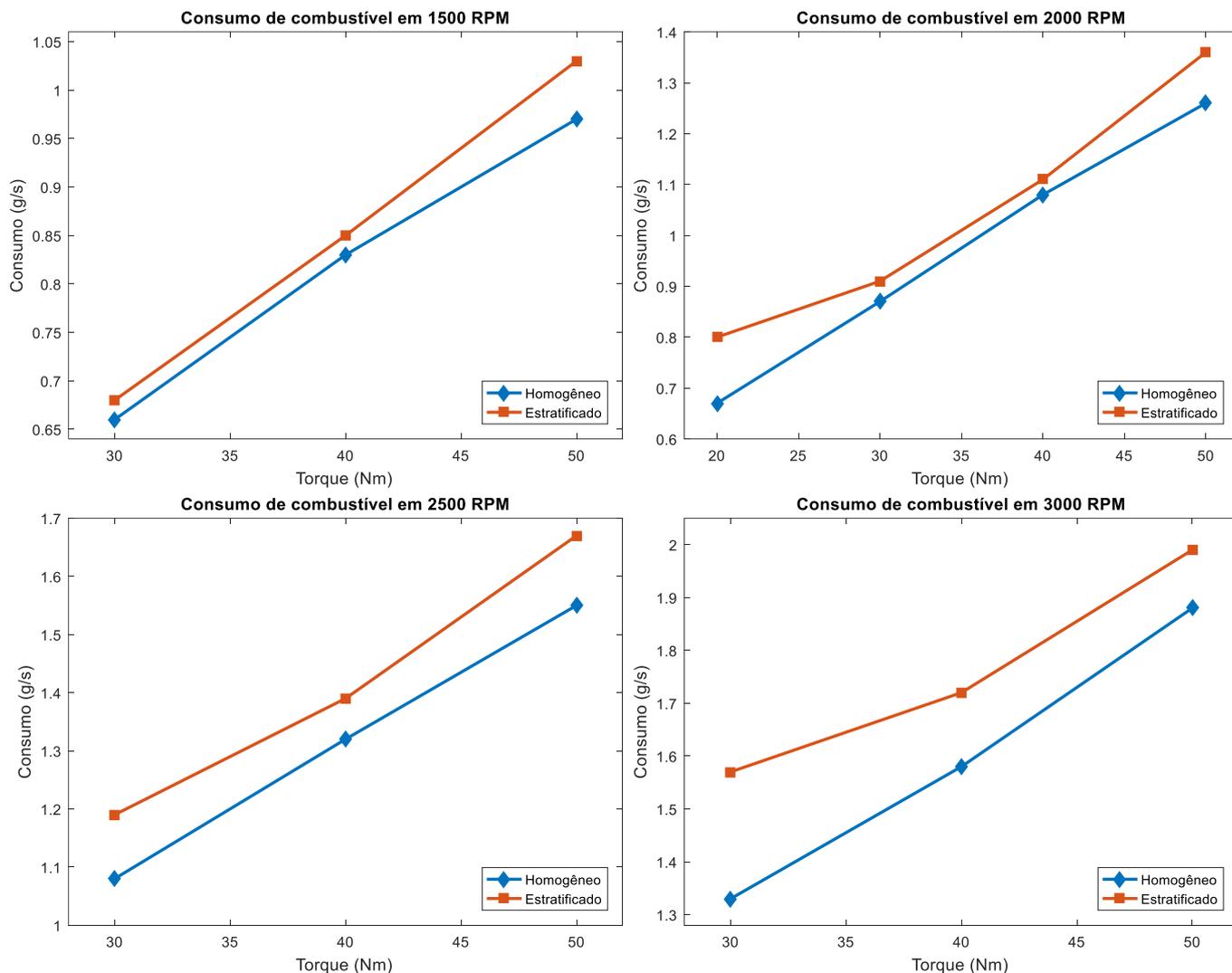
FONTE: o autor.

Na mistura estratificada de etanol, assim como na de gasolina, a válvula borboleta foi mantida aberta em 94% em todas as condições de ensaio e assim, a

carga do motor foi controlada pela injeção de combustível através da relação ar/combustível ( $\lambda$ ).

A figura 6.6 apresenta os gráficos comparativos do consumo de etanol nas 4 condições de rotação testadas.

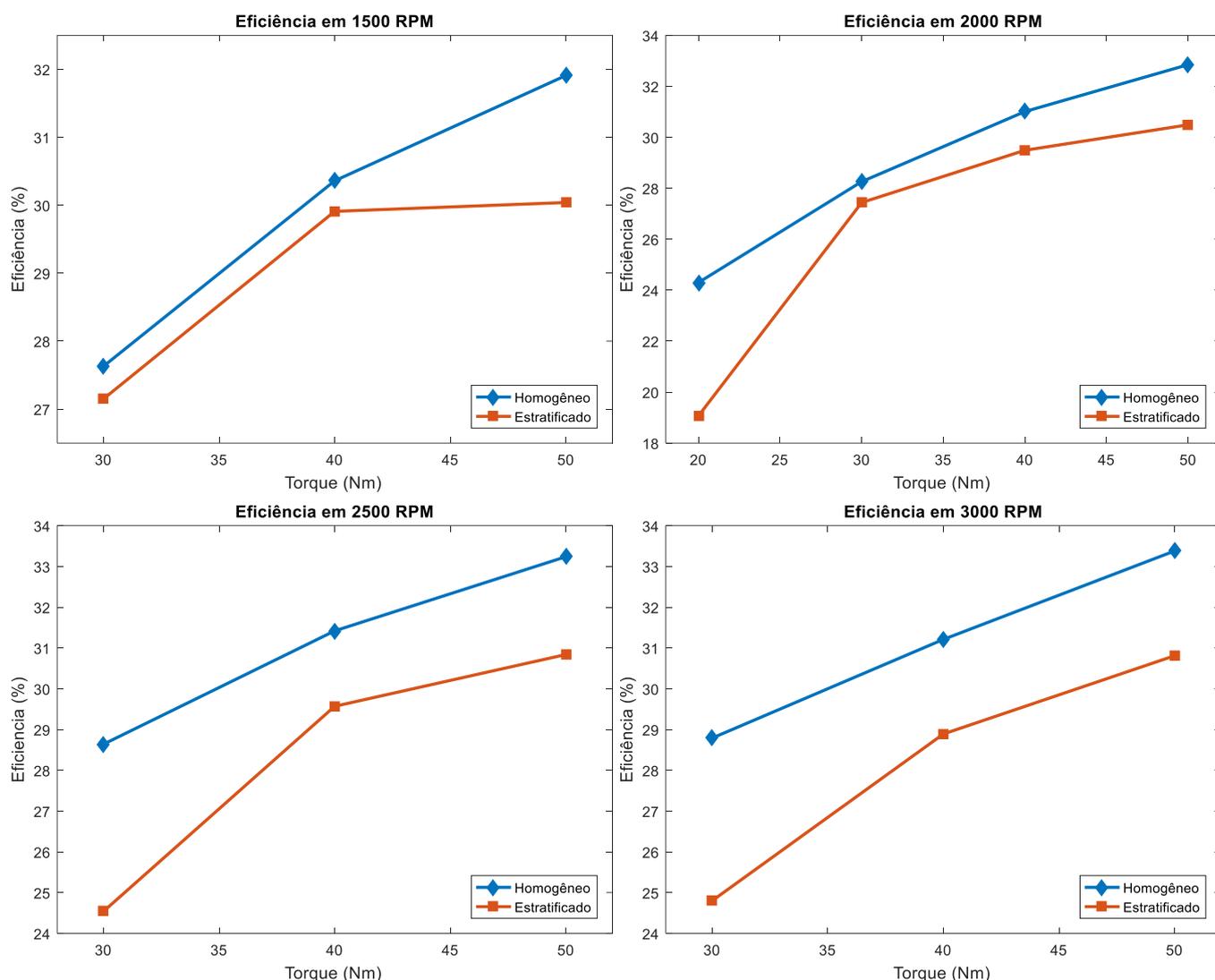
**Figura 6.6** - Gráficos comparativos do consumo de etanol nas 4 rotações testadas.



FONTE: o autor.

A figura 6.7 apresenta os gráficos comparativos das eficiências obtidas com etanol nas 4 condições de rotação testadas.

**Figura 6.7** - Gráficos comparativos da eficiência obtida com etanol nas 4 rotações testadas.

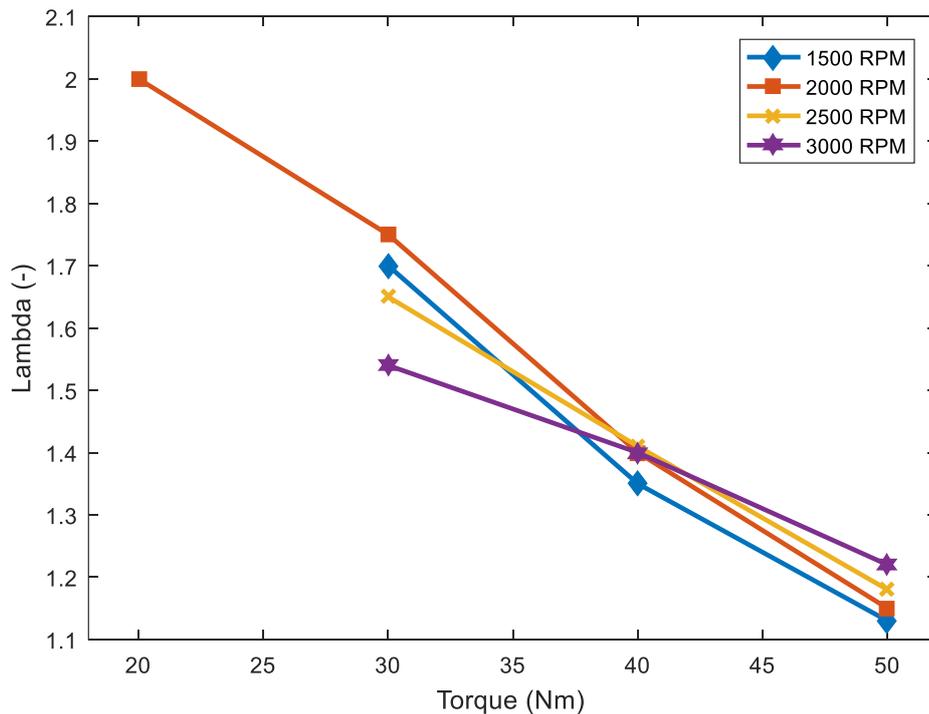


FONTE: o autor.

Analisando os resultados obtidos com etanol foi observado um aumento do consumo e respectiva diminuição da eficiência em todos os pontos ensaiados. Na rotação de 1500 rpm o consumo ficou maior em 3%, 2,4% e 6,2% e a eficiência diminuiu 1,7%, 1,4% e 5,8%. EM 2000 rpm, o consumo ficou maior em 19,4%, 4,6%, 2,7% e 7,9% e a eficiência diminuiu 21,5%, 2,9%, 4,9% e 7,1%. Em 2500 rpm o consumo ficou maior em 10,1%, 5,3%, e 7,7% e a eficiência diminuiu 14,3%, 5,8% e 7,2%. Nos pontos de 3000 rpm o consumo ficou maior em 18,0%, 8,8% e 5,8% e a eficiência diminuiu 13,8%, 7,4% e 7,7%. A estabilidade aparente do motor com a mistura estratificada de etanol ficou bastante prejudicada, o que explica os resultados de perda de eficiência em comparação com a mistura homogênea.

Apesar destes resultados, a relação ar/combustível na estratificação de etanol mostrou tendência similar à da estratificação de gasolina, onde foi possível obter misturas mais pobres na rotação de 2000 rpm, conforme apresentado na figura 6.8. A correlação linear entre a relação ar/combustível e o torque também é observada com o uso do etanol (coeficiente de correlação > 0,99)

**Figura 6.8** - Relação ar/combustível (lambda) nos pontos de ensaio do teste com a mistura estratificada de etanol.



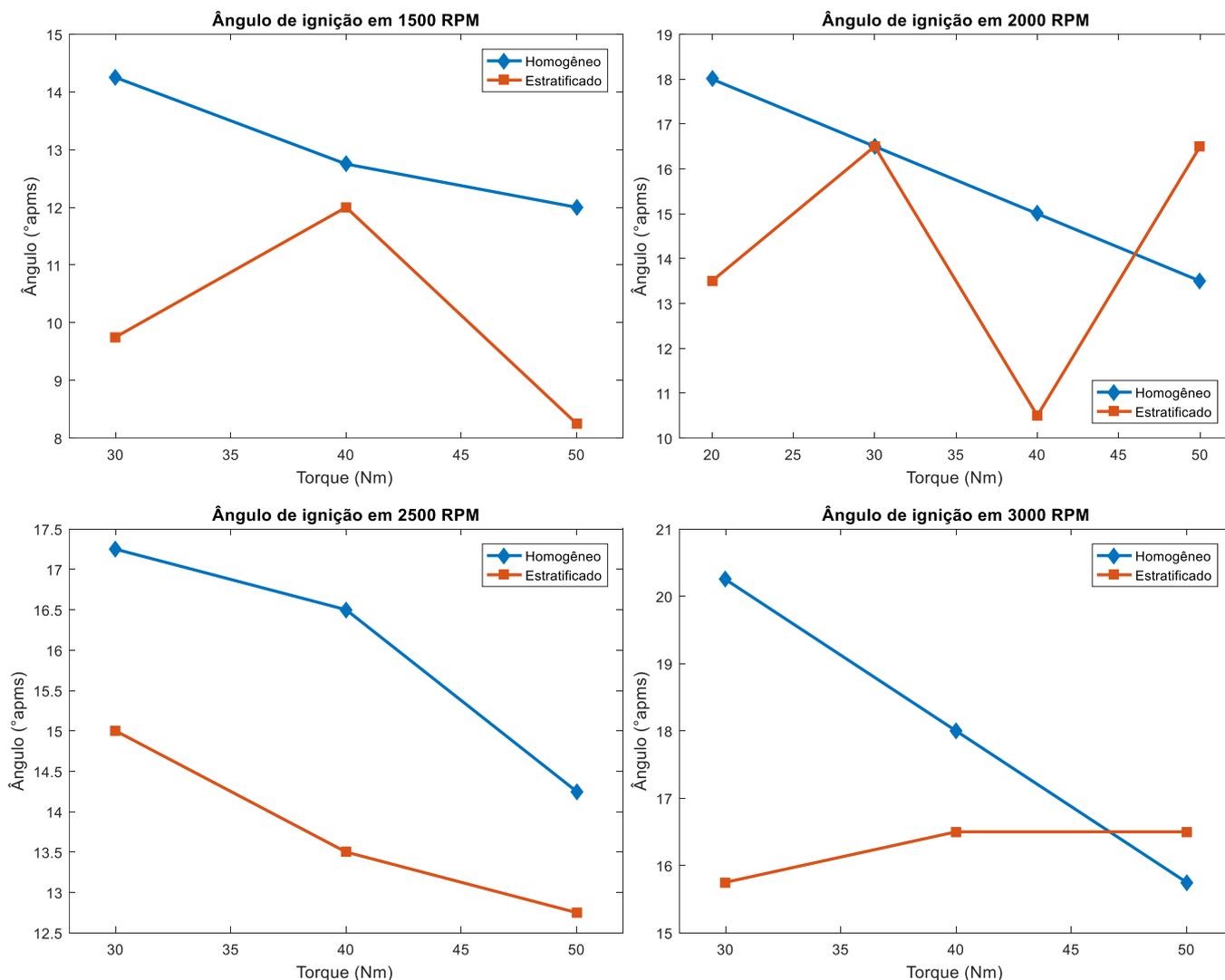
FONTE: o autor.

Como apontado por Lanzanova, Nora e Zhao (2016), a estratificação de etanol pode ser prejudicada devido à formação de gotas de combustível nas paredes do cilindro e na superfície do pistão, que dificultam a propagação da combustão, diminuindo a eficiência. Esta questão fica mais evidenciada no motor utilizado neste trabalho, pois a construção e geometria dos dutos de admissão e do formato do pistão não são facilitadores para levar o *spray* de combustível ao entorno da vela para realizar a mistura estratificada.

Diferentemente do caso da gasolina, o ângulo de ignição da mistura estratificada de etanol, conforme apresenta a figura 6.9, ficou mais próximo do ângulo com a mistura homogênea evidenciando a maior velocidade de queima do etanol e consequente necessidade de menores avanços em comparação com a da queima de

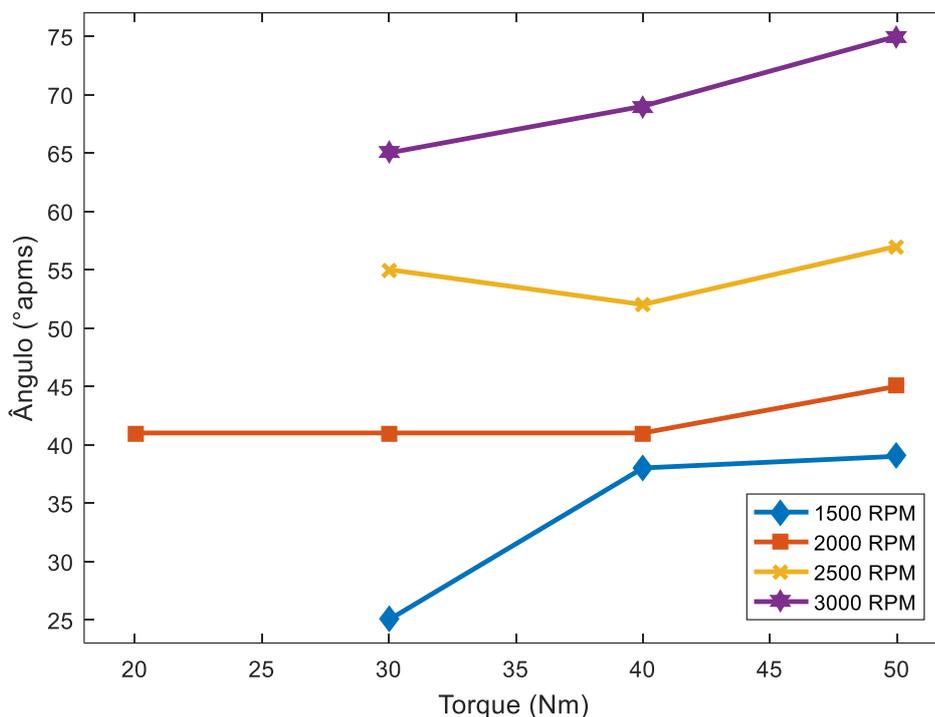
gasolina (figura 6.4). Apesar disso, não foi possível obter uma diferença clara dos avanços de ignição entre a mistura estratificada e a homogênea de etanol, principalmente nas rotações de 2000 e 3000 rpm, o que pode ter relação com a dificuldade da estabilização do motor na condição estratificada.

**Figura 6.9** - Comparativo do ângulo de ignição com etanol: homogêneo x estratificado nas rotações de 1500, 2000, 2500 e 3000 rpm.



FONTE: o autor.

O ângulo de injeção na mistura estratificada de etanol segue o mesmo comportamento da gasolina, aumentando nas maiores cargas (50 Nm) e aumentando conforme maior a velocidade de rotação do motor, conforme é possível observar na figura 6.10.

**Figura 6.10** - Ângulo de injeção com etanol na mistura estratificada.

FONTE: o autor.

A utilização da mistura estratificada de etanol neste motor mostrou grande instabilidade em todas as condições testadas. Uma das causas prováveis deste problema é a questão das características do motor, principalmente do formato plano da cabeça do pistão. Por exemplo, nos experimentos realizados por Sementa, Vaglieco e Catapano (2012), que utilizaram um motor com pistão que possui um formato específico para formar a mistura estratificada, foi possível obter maiores estabilidades com o uso do etanol do que com gasolina, evidenciando que uma mudança no formato do pistão pode trazer uma melhora significativa também no motor deste trabalho.

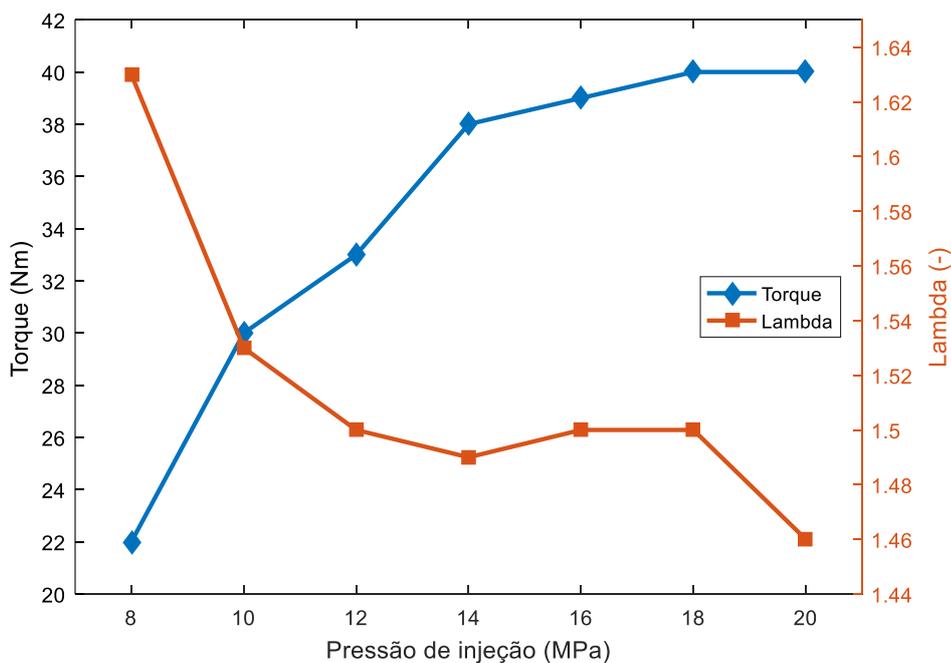
### 6.3 INFLUÊNCIA DA PRESSÃO DE INJEÇÃO

Uma variável identificada como importante para aprimorar o desempenho com a mistura estratificada é a pressão de injeção. Assim como relatado em experimentos realizados por Park *et al.* (2018), a pressão de injeção tem grande influência na quantidade de combustível injetada que adere às paredes do cilindro e na superfície do pistão e que acabam não sendo aproveitadas pela combustão. Em seus

experimentos, foi indicado que quando a injeção acontece no ciclo de compressão (mistura estratificada), um aumento da pressão de injeção diminui a tendência de o combustível aderir às paredes da câmara de combustão.

Este resultado foi também observado neste trabalho, conforme apresenta a figura 6.11, onde foram realizados alguns ensaios variando a pressão de injeção em uma condição de rotação de 2000 rpm, começando com uma carga de 40 Nm, pressão de injeção de 20 MPa, mantendo um consumo de combustível constante em aproximadamente 0,72 g/s, fluxo de ar em 13,9 g/s e ângulo de final da injeção em 50 °apms, com gasolina. Conforme a pressão de injeção foi diminuindo, a mistura foi empobrecendo, apesar do fluxo constante, o que indica que parte do combustível não estava participando da combustão e, conseqüentemente, o torque diminuiu proporcionalmente. Isto indica que a melhor pulverização do combustível, provocada pela maior pressão de injeção diminuiu a tendência de o combustível aderir às paredes do cilindro, corroborando os dados obtidos por Park *et al.* (2018). É interessante notar também que de 18 MPa para 20 MPa, o aumento no torque já não foi mais tão significativo, o que indica que maiores pressões além deste limite nesse motor podem já não trazer muito mais benefícios.

**Figura 6.11** - Influência da pressão de injeção no desempenho do motor com a mistura estratificada.



FONTE: o autor.

Para o caso do etanol, foi observado que só foi possível obter condição estável do motor com a estratificação utilizando pressões de injeção de 18 a 20 MPa (limite máximo para a bomba de alta pressão deste motor), sendo um indicativo de que a possibilidade de aumento da pressão utilizando uma bomba de alta com maior capacidade de pressurização, pode trazer mais estabilidade e até aumento da eficiência do motor funcionando com etanol, ao contrário do que foi visto com a utilização de gasolina.

#### 6.4 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Os resultados da mistura estratificada com gasolina mostraram aumentos na eficiência quando comparados ao funcionamento com a mistura homogênea em diversos pontos de carga e rotação. Foi observado que as rotações mais baixas, 1500 e 2000 RPM proporcionaram os maiores ganhos, conforme era de se esperar, de acordo com a literatura, que indica que a mistura estratificada é utilizada em baixa carga e baixas rotações. Este ponto de 2000 rpm foi o que mostrou melhores resultados também na estratificação de gasolina com os maiores ganho de eficiência (4,5% e 6,2% em 30 e 40 Nm) e as maiores diminuições de consumo de combustível (4,8% e 5,3% em 30 e 40 Nm). No caso do etanol, nenhum dos pontos ensaiados mostrou uma diminuição no consumo de combustível ou aumento de eficiência da mistura estratificada em relação à homogênea, apesar de ficarem mais próximas na rotação de 2000 RPM, sendo este resultado, o oposto do resultado encontrado por Sementa, Vaglieco e Catapano (2012). É preciso também considerar que este motor não foi projetado pensando em utilizar a estratificação de combustível, visto que o formato dos dutos de admissão e pistões não são facilitadores da formação da mistura estratificada.

A pressão de injeção também se mostrou aliada para melhorar o desempenho da mistura estratificada, onde foi verificado que com maiores pressões de injeção, melhor a estratificação da mistura. Com a utilização de etanol, a mais alta pressão de injeção foi essencial para que fosse possível estabilizar o funcionamento do motor utilizando a mistura estratificada. Para o caso do etanol, a possibilidade do aumento de pressão com a utilização de outro componente pode auxiliar na equiparação e possível aumento de eficiência com a mistura estratificada neste motor.

É importante considerar também que um limitante para o desenvolvimento da melhor exploração da estratificação neste trabalho foi a não disponibilidade de um sensor de pressão na câmara de combustão do motor, que possibilitaria explorar e analisar mais precisamente, bem como quantificar a estabilidade da combustão no motor.

## 7 CONCLUSÕES

Este trabalho implementou um sistema de gerenciamento eletrônico para um motor de injeção direta bicomustível em uma plataforma aberta. Ele representa um avanço em relação a pesquisas anteriores, especialmente na transição para motores de injeção direta *flex-fuel*. Além disso, foi conduzida uma investigação experimental sobre a estratégia de estratificação de combustível, buscando otimizar o desempenho de motores com o uso de etanol, dado a importância deste combustível na continuação da utilização de motores à combustão interna no futuro.

Inicialmente foram estudados os sistemas que compõem os motores de injeção direta, bem como os modos de funcionamento que este tipo de configuração permite utilizar no motor, as estratégias de injeção de combustível e os seus efeitos na combustão. Também foram estudadas as possibilidades que o uso do etanol neste tipo de motor pode proporcionar para o aumento da eficiência energética. A estratificação de etanol aparece como um destaque que pode proporcionar esse aumento de eficiência energética além do ganho na diminuição de emissões de poluentes e também pela natureza sustentável do combustível.

Após estes estudos, o desenvolvimento do gerenciamento do motor iniciou com a definição das entradas e saídas entre a plataforma aberta Flex ECU e o motor utilizados. Todo o *software* de gerenciamento foi desenvolvido a partir dos principais sistemas do motor, como admissão de ar, ignição e injeção, além da introdução dos módulos de *software* para o controle dos injetores de injeção direta e da bomba de alta pressão que são essenciais neste tipo de motor. Além disso, foram introduzidas melhorias e otimizações em todo o *software* de gerenciamento de forma que este possa facilitar a utilização por outros pesquisadores.

Alguns controladores tiveram de ser desenvolvidos para o correto funcionamento do motor, como o controle da válvula borboleta que contou com uma identificação de sistema e projeto de controle PID, mistura ar/combustível com a utilização de um controlador PI e da bomba de alta pressão que também utilizou um controlador PI juntamente com um compensador *feedforward*. Todos esses controladores tiveram os resultados de desempenho esperados para o qual eles foram projetados.

Com estes controladores funcionando satisfatoriamente, foi possível iniciar o processo de calibração do motor. Foram criados diversos mapas de funcionamento do motor que foram calibrados com a premissa de otimização da operação do motor.

Alguns dos principais mapas calibrados foram o de eficiência volumétrica, que está ligado diretamente à quantidade de combustível a ser injetada no motor; o mapa de avanço de ignição, otimizando o ângulo de ignição para melhor desempenho; abertura de borboleta seguindo a ideia de controle de torque do motor; além de diversos mapas de correção e de *setpoints* de funcionamento. Grande parte destes mapas de motor foram criados em duas versões, um para o funcionamento com gasolina e outro para etanol e tiveram de ser calibrados individualmente com os respectivos combustíveis.

Os resultados de desempenho do motor obtidos com gasolina ou etanol se mostraram satisfatórios e permitem o uso do motor com ótima estabilidade e segurança nos diversos pontos de carga e rotação do motor. Foram observados ganhos relativos de eficiência do motor na ordem de 15% ao utilizar o etanol. Os resultados também evidenciaram as diferenças no desempenho do motor entre o uso de gasolina e de etanol como a possibilidade do aumento do avanço de ignição propiciado pela maior resistência à detonação do etanol.

Essa plataforma aberta de gerenciamento de motor também permite a exploração e a otimização do motor com o uso de novas tecnologias e formas de controle. Para demonstrar este recurso, neste trabalho também foi explorado o conceito da injeção estratificada de combustível. Este tipo de injeção permite um aumento da eficiência do motor com conseqüente diminuição do consumo de combustível. Os resultados desta exploração da estratificação neste motor apontaram um aumento de eficiência até 3 % (absoluto) em alguns pontos de funcionamento nas condições de 1500, 2000 e 2500 RPM do motor com o uso de gasolina, sendo que os maiores ganhos na eficiência e redução de consumo foram obtidos na rotação de 2000 RPM. A estratificação do etanol se mostrou mais complicada, pois os resultados obtidos não mostraram nenhum aumento na eficiência ou redução no consumo, apesar de que na rotação de 2000 RPM estes resultados em relação à mistura homogênea de etanol, ficaram mais equiparados. Estes resultados podem ser atribuídos às características do etanol e também ao fato de que o motor utilizado não foi devidamente projetado para realizar a estratificação de combustível, sendo estas características do motor uma das limitações deste trabalho.

Esses resultados demonstram a importância do desenvolvimento deste trabalho e da necessidade de uma plataforma aberta de gerenciamento eletrônico como ferramenta para que novos trabalhos possam ser desenvolvidos e novas tecnologias possam ser exploradas, principalmente com o uso do etanol pensando em

sua característica renovável e sustentável. Esta plataforma foi desenvolvida neste trabalho justamente para preencher uma lacuna da existência deste tipo de plataforma que pode possibilitar a pesquisa, estudo e exploração de novas estratégias de controle do motor, novos tipos de controladores, aprofundamento e maior entendimento da influência dos parâmetros de controle do motor em emissões de poluentes, entre outros, em motores com as tecnologias mais atuais.

## 7.1 PROPOSTAS FUTURAS

Com base nos resultados obtidos, é possível apresentar algumas propostas futuras, como sequência deste e dos trabalhos citados. A primeira seria realizar o mapeamento e a calibração do motor na condição de sobrealimentação e de avanços dos comandos de válvula, sempre pensando nos dois combustíveis, gasolina e etanol.

É necessário também realizar um aprofundamento no conceito do controle de torque do motor para permitir a simplificação do *software* de gerenciamento, centralizando os sistemas do motor em volta da mesma variável de torque.

É também necessário realizar testes de emissões de poluentes para avaliar melhor o gerenciamento do motor e permitir a otimização dos controlares e das calibrações visando a diminuição das emissões.

Em relação à estratificação de combustível e de etanol, seria necessário utilizar um motor com características mais favoráveis à estratificação de combustível para explorar melhor os seus benefícios, sempre visando a utilização com o etanol, além de explorar, por exemplo, as estratégias de múltiplas injeções de combustível.

## PUBLICAÇÕES

CARVALHO, A. D.; PEREIRA, B. S.; ANGÉLICO, B. A.; LAGANÁ, A. A. M.; JUSTO, J. F. Model-free control applied to a direct injection system: Experimental validation. **Fuel**. v. 358, p. 130071, 2024.

PEREIRA, B. C. F.; PEREIRA, B. S.; TEIXEIRA, E. L. S.; LAGANÁ, A. A. M.; CIPPARRONE, F. A. M.; SANTOS, M. M. D. Design, Implementation and Testing of a Spark-Ignition Engine Management System. **Journal of Control, Automation and Electrical Systems**, v. 34, n. 3, p. 554–565, 2023.

BRUGNOLLI, M.M., PEREIRA, B.S., ANGÉLICO, B.A, LAGANÁ, A. A. M. Adaptive Cruise Control with a Customized Electronic Control Unit. **Journal of Control, Automation and Electrical Systems**, v. 30, 9–15, 2019.

## REFERÊNCIAS

AGUIRRE, L. A. **Introdução à Identificação de Sistemas – Técnicas Lineares e Não-Lineares Aplicadas a Sistemas Reais**. 4. ed. [s.l.: s.n.]

ASHOK, B.; ASHOK, S.; KUMAR, C. A review on control system architecture of a SI engine management system. **Annual Reviews in Control**, v. 41, p. 94–118, 2016. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1367578816300086>>.

BAÊTA, J. G. C.; PONTOPPIDAN, M.; SILVA, T. R. V. Exploring the limits of a downsized ethanol direct injection spark ignited engine in different configurations in order to replace high-displacement gasoline engines. **Energy Conversion and Management**, v. 105, p. 858–871, 2015.

BAÊTA, J. G. C.; SILVA, T. R. V.; NETTO, N. A. D.; MALAQUIAS, A. C. T.; FILHO, F. R.; PONTOPPIDAN, M. Full spark authority in a highly boosted ethanol DISI prototype engine. **Applied Thermal Engineering**, v. 139, n. February, p. 35–46, 2018. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.04.112>>.

BALENOVIC, M. Modeling and Model-Based Control of a Three-Way Catalytic Converter. 2002.

BANISH, G. **Designing and Tuning High-Performance Fuel Injection Systems**. [s.l.: s.n.]

BASSHUYSEN, R. van. **Gasoline Engine with Direct Injection**. Berlin: Vieweg+Teubner Verlag, 2009.

BAUR, R.; BLATH, J. P.; BOHN, C.; KALLAGE, F.; SCHULTALBERS, M. Modeling and Identification of a Gasoline Common Rail Injection System. In: SAE Technical Paper Series, **Anais...** 1 abr. 2014. Disponível em: <<https://www.sae.org/content/2014-01-0196/>>.

BONATESTA, F.; ALTAMORE, G.; KALSI, J.; CARY, M. Fuel economy analysis of part-load variable camshaft timing strategies in two modern small-capacity spark ignition engines. **Applied Energy**, v. 164, p. 475–491, 2016. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.11.057>>.

CARVALHO, A. D.; ANGÉLICO, B. A.; LAGANÁ, A. A. M. Model-Free Control for High Pressure in a Direct Injection System. **Journal of Control, Automation and Electrical Systems**, v. 34, n. 4, p. 689–699, 2023. Disponível em: <<https://doi.org/10.1007/s40313-023-01008-2>>.

CARVALHO, A. D.; PEREIRA, B. S.; ANGÉLICO, B. A.; LAGANÁ, A. A. M.; JUSTO, J. F. Model-free control applied to a direct injection system: Experimental validation. **Fuel**, v. 358, p. 130071, fev. 2024. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0016236123026856>>.

CATAPANO, F.; DI IORIO, S.; LAZZARO, M.; SEMENTA, P.; VAGLIECO, B. M. Characterization of Ethanol Blends Combustion Processes and Soot Formation in a GDI Optical Engine. In: **Anais...8** abr. 2013. Disponível em: <<https://www.sae.org/content/2013-01-1316/>>.

CHINELATO, C. I. G.; ANGÉLICO, B. A.; JUSTO, J. F.; LAGANÁ, A. A. M. Design of Adaptive Cruise Control with Control Barrier Function and Model-Free Control. **Journal of Control, Automation and Electrical Systems**, v. 34, n. 3, p. 470–483, 13 jun. 2023. Disponível em: <<https://link.springer.com/10.1007/s40313-023-00990-x>>.

COOK, J. A.; SUN, J.; BUCKLAND, J. H.; KOLMANOVSKY, I. V.; PENG, H.; GRIZZLE, J. W. Automotive Powertrain Control - A Survey. **Asian Journal of Control**, v. 8, n. 3, p. 237–260, 22 out. 2006. Disponível em: <<http://doi.wiley.com/10.1111/j.1934-6093.2006.tb00275.x>>.

DA COSTA, R. B. R.; RODRIGUES FILHO, F. A.; CORONADO, C. J. R.; TEIXEIRA, A. F.; NETTO, N. A. D. Research on hydrous ethanol stratified lean burn combustion in a DI spark-ignition engine. **Applied Thermal Engineering**, v. 139, n. March, p. 317–324, 2018. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.05.004>>.

DE ANDRADE, R.; HODEL, K. B.; JUSTO, J. F.; LAGANÁ, A. M.; SANTOS, M. M.; GU, Z. Analytical and experimental performance evaluations of CAN-FD bus. **IEEE Access**, v. 6, p. 21287-21295, 2018.

DE ANDRADE, R.; SANTOS, M. M. D.; JUSTO, J. F.; YOSHIOKA, L. R.; HOF, H. J.; KLEINSCHMIDT, J. H. Security architecture for automotive communication networks with CAN FD. **Computers & Security**, v. 129, p. 103203, 2023.

DE FRANQUEVILLE, L. Effects of ethanol addition in ron 95 gasoline on GDI stratified combustion. **SAE Technical Papers**, 2011.

DENTON, T. **Automobile Mechanical and Electrical Systems, Second Edition**. 2. ed. New York: Routledge, 2017.

DIAS, B. M. D. A.; LAGANA, A. A. M.; JUSTO, J. F.; YOSHIOKA, L. R.; SANTOS, M. M. D.; GU, Z. Model-Based Development of an Engine Control Module for a Spark Ignition Engine. **IEEE Access**, v. 6, p. 53638–53649, 2018. Disponível em: <<https://ieeexplore.ieee.org/document/8472894/>>.

DIAS, B. M. de A.; DA SILVA, C. T.; KITANI, E. C.; LAGANÁ, A. A. M.; JUSTO, J. F. Teaching microcontrollers using automotive electronic systems. **The International Journal of Electrical Engineering & Education**, v. 53, n. 1, p. 23–36, 30 jan. 2016. Disponível em: <<http://journals.sagepub.com/doi/10.1177/0020720915596750>>.

EBRAHIMI, B.; TAFRESHI, R.; MOHAMMADPOUR, J. Second-Order Sliding Mode Strategy for Air–Fuel Ratio Control of Lean-Burn SI Engines. **IEEE Transactions on Control Systems Technology**, v. 22, n. 4, p. 1374–1384, jul. 2014. Disponível em: <<http://ieeexplore.ieee.org/document/6612669/>>.

ERIKSSON, L.; NIELSEN, L. **Modeling and Control of Engines and Drivelines**. Linköping University: Wiley, 2014.

FIENGO, G.; DI GAETA, A.; PALLADINO, A.; GIGLIO, V. **Common Rail System for GDI Engines**. London: Springer London, 2013.

FONTANA, G.; GALLONI, E. Variable valve timing for fuel economy improvement in a small spark-ignition engine. **Applied Energy**, v. 86, n. 1, p. 96–105, 2009.

FOSSEN, T. I.; STRAND, J. P. **Tutorial on nonlinear backstepping: Applications to ship control** *Modeling, Identification and Control*, 1999. .

GAUTO, M. A.; CARAZZOLLE, M. F.; RODRIGUES, M. E. P.; DE ABREU, R. S.; PEREIRA, T. C.; PEREIRA, G. A. G. Hybrid vigor: Why hybrids with sustainable biofuels are better than pure electric vehicles. **Energy for Sustainable Development**, v. 76, n. June, 2023.

GEVERS, M. Identification for control: From the early achievements to the revival of experiment design. **European Journal of Control**, v. 11, n. 4–5, p. 335–352, 2005. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.3166/ejc.11.335-352>>.

GONG, X.; CHEN, H.; LIU, Q.; HU, Y. A new procedure to design nonlinear controller for rail pressure control of GDI engines. **Proceedings of the American Control Conference**, p. 3153–3158, 2014.

GUZZELLA, L.; ONDER, C. H. **Introduction to Modeling and Control of Internal Combustion Engine Systems**. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2010.

HAYASHIDA, P. H. P. **Desenvolvimento de uma estratégia de controle de detonação para otimização de torque em um motor de combustão interna flex**. 2018. Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2018.

HEYWOOD, J. B. **Internal Combustion Engine Fundamentals**. USA: McGrawHill, 1988. v. 21

IHOSHI, Y.; YAMAUCHI, S.; MIURA, R.; KURASHIMA, Y.; HORI, T. Model-Based Control for High-Pressure Fuel Pumps. In: ICCAS-SICE, **Anais...**2009. Disponível em: <<https://ieeexplore.ieee.org/document/5334262>>.

IPCC. Climate Change 2023: Synthesis Report. **IPCC**, v. 13, n. 3, p. 35–115, 25 jul. 2023. Disponível em: <<https://www.ipcc.ch/report/ar6/syr/>>.

ISERMANN, R. **Engine modeling and control**. Darmstadt: Springer, 2014.

JACOB, A.; ASHOK, B. An interdisciplinary review on calibration strategies of engine management system for diverse alternative fuels in IC engine applications. **Fuel**, v. 278, n. March, p. 118236, 2020. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.118236>>.

JOHANSEN, L. C. R.; HEMDAL, S.; DENBRATT, I. Comparison of E10 and E85 spark ignited stratified combustion and soot formation. **Fuel**, v. 205, p. 11–23, 2017. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.fuel.2017.02.074>>.

KIENCKE, U.; NIELSEN, L. **Automotive Control Systems**. 2ª ed. Berlin: Springer,

2005.

KIRK, D. E. **Optimal Control Theory - An Introduction**. San José: Dover, 2004.

LAGANÁ, A. A. M.; LIMA, L. L.; JUSTO, J. F.; ARRUDA, B. A.; SANTOS, M. M. D. Identification of combustion and detonation in spark ignition engines using ion current signal. **Fuel**, v. 227, p. 469–477, set. 2018. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0016236118307129>>.

LANZANOVA, T. D. M.; NORA, M. D.; ZHAO, H. Performance and economic analysis of a direct injection spark ignition engine fueled with wet ethanol. **Applied Energy**, v. 169, p. 230–239, 2016.

LEDUC, P.; DUBAR, B.; RANINI, A.; MONNIER, G. Downsizing of Gasoline Engine: an Efficient Way to Reduce CO<sub>2</sub> Emissions. **Oil & Gas Science and Technology – Rev. IFP**, v. 58, n. 1, p. 115–127, 2003.

LIU, Q.; CHEN, H.; MEMBER, S.; HU, Y.; SUN, P.; LI, J. Modeling and Control of the Fuel Injection System for Rail Pressure Regulation in GDI Engine. **IEEE/ASME Transactions on Mechatronics**, v. 19, n. 5, p. 1501–1513, out. 2014. Disponível em: <<http://ieeexplore.ieee.org/document/6655988/>>.

MANAVELLA, H. J. **Emissões Automotivas: Sistemas de Controle - Diagnóstico**. São Paulo: HM Autotrônica, 2012.

MARSEGLIA, G.; COSTA, M.; CATAPANO, F.; SEMENTA, P.; VAGLIECO, B. M. Study about the link between injection strategy and knock onset in an optically accessible multi-cylinder GDI engine. **Energy Conversion and Management**, v. 134, p. 1–19, 2017. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2016.12.012>>.

MELO, A. de S.; SAMPAIO, Y. de S. B. IMPACTOS DOS PREÇOS DA GASOLINA E DO ETANOL SOBRE A DEMANDA DE ETANOL NO BRASIL. **Revista de Economia Contemporânea**, v. 18, n. 1, p. 56–83, abr. 2014. Disponível em: <<https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-84908089938&doi=10.1590%2F141598481813&partnerID=40&md5=33f096f923e48def2e51f40c2553cfca>>.

MELO, T. C. C. De; MACHADO, G. B.; EDUARDO, J.; BARROS, M.; EDUARDO, C.; PAIVA, F. Computer simulation of a flex-fuel engine at stoichiometric condition: combustion and emission results with different ethanol blends on gasoline. n. X, 2012.

NICULESCU, R.; CLENCI, A.; IORGA-SIMAN, V. Review on the Use of Diesel–Biodiesel–Alcohol Blends in Compression Ignition Engines. **Energies**, v. 12, n. 7, p. 1194, 27 mar. 2019. Disponível em: <<https://www.mdpi.com/1996-1073/12/7/1194>>.

NOVAES, L. M. de. **Estratégias para o gerenciamento da mistura ar combustível aplicadas em motores flex**. 2019. Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2019.

OJAPAH, M. M.; ZHAO, H.; ZHANG, Y. Effects of ethanol on combustion and emissions of a gasoline engine operating with different combustion modes. **International Journal of Engine Research**, v. 17, n. 9, p. 998–1011, 2016.

OLIVEIRA, E. R. M. de; RUFINO, C. H.; LACAVALA, P. T. Effects of direct injection and mixture enrichment on the combustion of hydrous ethanol and an ethanol-gasoline blend in an optical engine. **Fuel**, v. 327, p. 125137, nov. 2022. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0016236122019780>>.

PARK, J.; KIM, T.; KIM, D.; PARK, S. Prediction of wall impingement in a direct injection spark ignition engine by analyzing spray images for high-pressure injection up to 50 MPa. **Fuel Processing Technology**, v. 179, n. May, p. 238–249, 2018. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.fuproc.2018.07.002>>.

POSTRIOTI, L.; CAVICCHI, A.; PAOLINO, D.; GUIDO, C.; PAROTTO, M.; DI GIOIA, R. An experimental and numerical analysis of pressure pulsation effects of a Gasoline Direct Injection system. **Fuel**, v. 173, p. 8–28, 2016. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.fuel.2016.01.012>>.

PULKRABEK, W. W. **Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine**. 1. ed. Wisconsin: Prentice Hall, 2003.

REIF, K. **Gasoline Engine Management**. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015.

RIBBENS, W. B. **Understanding automotive electronics: An engineering perspective**. 7th. ed. USA: Elsevier, 2012.

RIVAS, M.; SENAME, O.; WITRANT, E.; CAILLOL, C.; HIGELIN, P. Common Rail Injection System Controller Design Using Input-To-State Linearization and Optimal Control Strategy with Integral Action. **IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC), 2012**, p. 1994–1999, 2012.

SANTOS, J. P. F. DOS; ROSSETTI, P. D. C. **Otto III by FlexECU – Gerenciamento Eletrônico de um Motor VW 1.6L**. 2015. Monografia (Graduação) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2015.

SCAFATI, F.; LAVORGNA, M.; MANCARUSO, E.; VAGLIECO, B. M. **Nonlinear Systems and Circuits in Internal Combustion Engines**. Cham: Springer, 2018.

SEMENTA, P.; VAGLIECO, B. M.; CATAPANO, F. Thermodynamic and optical characterizations of a high performance GDI engine operating in homogeneous and stratified charge mixture conditions fueled with gasoline and bio-ethanol. **Fuel**, v. 96, p. 204–219, 2012. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.fuel.2011.12.068>>.

SHER, E.; BAR-KOHANY, T. Optimization of variable valve timing for maximizing performance of an unthrottled SI engine-a theoretical study. **Energy**, v. 27, n. 8, p. 757–775, 2002.

SHORT, D.; VU, D.; CHEN, V.; ESPINOZA, C.; BERTE, T.; KARAVALAKIS, G.; DURBIN, T. D.; ASA-AWUKU, A. Understanding particles emitted from spray and wall-guided gasoline direct injection and flex fuel vehicles operating on ethanol and iso-butanol gasoline blends. **Aerosol Science and Technology**, v. 51, n. 3, p. 330–341, 2017. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1080/02786826.2016.1265080>>.

SILVA, R. L. Da; ROSSETTI, P.; SANTOS, J. P. F.; LAGANA, A. A. M.; COLON, D.; JUSTO, J. F. Real-time knock characterization using adaptive filters and power estimators. **IEEE Access**, v. 8, p. 84371–84384, 2020.

SJÖBERG, M.; REUSS, D. NO<sub>x</sub>-Reduction by Injection-Timing Retard in a Stratified-Charge DISI Engine using Gasoline and E85. **SAE International Journal of Fuels and Lubricants**, v. 5, n. 3, p. 1096–1113, 2012.

SONG, C. H.; AALDERING, L. J. Strategic intentions to the diffusion of electric mobility paradigm: The case of internal combustion engine vehicle. **Journal of Cleaner Production**, v. 230, p. 898–909, 2019. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2019.05.126>>.

SPEGAR, T. D. Minimizing gasoline direct injection (GDi) fuel system pressure pulsations by robust fuel rail design. **SAE Technical Papers**, 2011.

SPICHER, U.; MAGAR, M.; HADLER, J. High Pressure Gasoline Direct Injection in Spark Ignition Engines - Efficiency Optimization through Detailed Process Analyses. **SAE International Journal of Engines**, v. 9, n. 4, p. 2016- 01–2244, 17 out. 2016. Disponível em: <<http://papers.sae.org/2016-01-2244/>>.

SUN, P.; XIN, B.; CHEN, H.; LI, J. Model Based Nonlinear Controller Design for Fuel Rail System of GDI Engine. In: **Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress**. Lecture Notes in Electrical Engineering. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2013. 194p. 503–514.

TURNER, J. W. G.; POPPLEWELL, A.; RICHARDSON, S.; LEWIS, A. G. J.; AKEHURST, S.; BRACE, C. J.; BREDDA, S. W. **Ultra boost for economy: Realizing a 60% downsized engine concept**. [s.l.] Woodhead Publishing Limited, 2013.

ZHAO, H. **Advanced direct injection combustion engine technologies and development**. Brunel University: Woodhead, 2010.

ZHOU, L.; SHAO, A.; HUA, J.; WEI, H.; FENG, D. Effect of retarded injection timing on knock resistance and cycle to cycle variation in gasoline direct injection engine. **Journal of Energy Resources Technology, Transactions of the ASME**, v. 140, n. 7, p. 1–7, 2018.

ZHUANG, Y.; QIAN, Y.; HONG, G. The effect of ethanol direct injection on knock mitigation in a gasoline port injection engine. **Fuel**, v. 210, n. June, p. 187–197, 2017. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.fuel.2017.08.060>>.

## APÊNDICE A - Tabelas dos mapas de calibração do motor e de resultados de desempenho

Ganhos do controlador da mistura ar combustível (lambda):

Ganhos controlador Lambda (-)	Rotação do motor (RPM)										
	500	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500
Ganho Ki	0,423	0,458	0,471	0,478	0,482	0,485	0,487	0,488	0,490	0,491	0,491
Ganho Kp	0,076	0,041	0,028	0,021	0,017	0,014	0,012	0,011	0,009	0,008	0,008

FONTE: o autor.

Avanço de ignição com etanol:

Avanço de ignição (°apms)		Rotação do motor (RPM)											
		500	700	800	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000
Pressão de admissão (kPa)	20	16,50	19,50	21,00	24,00	24,75	25,50	27,00	32,25	33,00	32,25	30,75	29,25
	30	9,00	12,00	14,25	16,50	18,00	21,75	21,75	26,25	26,25	27,75	26,25	24,00
	40	6,75	9,75	12,00	15,00	17,25	20,25	19,50	24,75	26,25	25,50	26,25	24,75
	50	6,00	9,00	10,50	12,75	15,00	18,00	18,00	23,25	24,00	24,00	23,25	24,75
	60	2,25	5,25	6,75	12,00	14,25	17,25	16,50	20,25	21,75	22,50	23,25	21,75
	70	-0,75	3,00	4,50	10,50	13,50	15,75	15,00	18,00	20,25	20,25	21,00	18,75
	80	-3,00	0,00	1,50	9,00	12,75	13,50	13,50	15,75	18,00	18,00	18,75	15,75
	90	-3,75	-0,75	0,75	3,00	9,75	11,25	12,00	13,50	14,25	15,00	16,50	14,25

FONTE: o autor.

Avanço de ignição com gasolina E27:

Avanço de ignição (°apms)		Rotação do motor (RPM)											
		500	700	800	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000
Pressão de admissão (kPa)	20	11,25	14,25	15,75	18,75	19,50	20,25	21,75	27,00	27,75	27,00	25,50	24,00
	30	8,25	11,25	13,50	15,75	17,25	21,00	21,00	25,50	25,50	27,00	25,50	23,25
	40	4,50	7,50	9,75	12,75	16,50	18,00	17,25	22,50	24,00	23,25	24,00	22,50
	50	3,75	6,75	8,25	10,50	15,00	15,75	15,75	21,00	21,75	21,75	21,00	22,50
	60	0,00	3,00	4,50	9,75	14,25	15,00	14,25	18,00	19,50	20,25	21,00	19,50
	70	-3,00	0,75	2,25	8,25	12,75	15,00	14,25	17,25	19,50	19,50	20,25	18,00
	80	-6,75	-3,75	-2,25	5,25	10,50	12,00	12,00	15,00	15,00	17,25	18,00	15,75
	90	-7,50	-4,50	-3,00	-0,75	9,00	9,00	9,75	10,50	12,00	13,50	14,25	14,25

FONTE: o autor.

Eficiência volumétrica com etanol:

Eficiência volumétrica (%)		Rotação do motor (RPM)										
		0	800	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000
Pressão de admissão (kPa)	20	0,449	0,441	0,500	0,515	0,524	0,530	0,544	0,564	0,577	0,568	0,541
	25	0,464	0,455	0,476	0,533	0,541	0,580	0,581	0,595	0,615	0,586	0,560
	30	0,551	0,540	0,550	0,568	0,599	0,623	0,618	0,647	0,676	0,644	0,653
	40	0,604	0,604	0,596	0,627	0,649	0,671	0,681	0,701	0,717	0,722	0,721
	50	0,605	0,605	0,547	0,624	0,656	0,687	0,702	0,714	0,733	0,739	0,750
	60	0,610	0,610	0,596	0,651	0,688	0,710	0,727	0,742	0,763	0,769	0,788
	70	0,620	0,620	0,628	0,673	0,713	0,738	0,750	0,770	0,792	0,799	0,818
	80	0,642	0,642	0,673	0,714	0,737	0,763	0,782	0,802	0,815	0,828	0,842
	90	0,670	0,670	0,724	0,764	0,774	0,792	0,810	0,815	0,841	0,854	0,861

FONTE: o autor.

Eficiência volumétrica com gasolina E27:

Eficiência volumétrica (%)		Rotação do motor (RPM)										
		0	800	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000
Pressão de admissão (kPa)	20	0,449	0,441	0,500	0,515	0,524	0,530	0,544	0,564	0,577	0,568	0,541
	25	0,464	0,455	0,476	0,533	0,541	0,580	0,581	0,595	0,597	0,586	0,560
	30	0,551	0,540	0,550	0,589	0,605	0,617	0,618	0,622	0,637	0,619	0,604
	40	0,604	0,604	0,602	0,627	0,649	0,658	0,661	0,661	0,676	0,668	0,687
	50	0,605	0,605	0,542	0,634	0,663	0,677	0,682	0,690	0,705	0,697	0,714
	60	0,610	0,610	0,596	0,651	0,681	0,696	0,706	0,707	0,726	0,726	0,736
	70	0,620	0,620	0,628	0,673	0,696	0,720	0,728	0,733	0,754	0,753	0,771
	80	0,642	0,642	0,673	0,714	0,723	0,748	0,759	0,764	0,776	0,789	0,803
	90	0,670	0,670	0,710	0,756	0,751	0,776	0,786	0,784	0,801	0,806	0,812

FONTE: o autor.

Setpoint de abertura de borboleta:

Setpoint de borboleta (%)		Rotação do motor (RPM)												
		500	800	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000
Pedal acelerador (%)	0	8,00	1,67	1,67	1,67	2,00	2,50	2,50	2,50	2,50	2,50	2,50	2,50	2,50
	2	8,00	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00
	5	8,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00
	8	8,00	6,00	6,00	6,00	6,00	6,00	6,00	6,00	6,00	6,00	6,00	6,00	6,00
	10	8,00	7,00	7,00	7,00	7,00	7,00	7,00	7,00	7,00	7,00	7,00	7,00	7,00
	15	8,00	9,00	9,00	9,00	9,00	9,00	9,00	9,00	9,00	9,00	9,00	9,00	9,00
	20	8,00	11,00	11,00	11,00	11,00	11,00	11,00	11,00	11,00	11,00	11,00	11,00	11,00
	30	8,00	14,00	14,00	14,00	14,00	14,00	14,00	14,00	14,00	14,00	14,00	14,00	14,00
	40	8,00	17,00	17,00	17,00	17,00	17,00	17,00	17,00	17,00	17,00	17,00	17,00	17,00
	50	8,00	27,00	27,00	27,00	27,00	27,00	27,00	27,00	27,00	27,00	27,00	27,00	27,00
	60	8,00	37,00	37,00	37,00	37,00	37,00	37,00	37,00	37,00	37,00	37,00	37,00	37,00
	70	8,00	52,00	52,00	52,00	52,00	52,00	52,00	52,00	52,00	52,00	52,00	52,00	52,00
	80	8,00	61,00	61,00	82,35	82,35	82,35	82,35	82,35	82,35	82,35	82,35	82,35	82,35
	90	8,00	68,00	68,00	91,80	91,80	91,80	91,80	91,80	91,80	91,80	91,80	91,80	91,80
100	8,00	74,00	74,00	99,90	99,90	99,90	99,90	99,90	99,90	99,90	99,90	99,90	99,90	

FONTE: o autor.

Torque obtido no motor uso de etanol:

Torque (Nm)		Rotação do motor (RPM)								
		1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000
Pressão de admissão (kPa)	30	0,78	3,12	2,93	3,32	3,90	2,73	1,75	0,40	0,40
	40	10,36	11,92	12,31	13,29	13,09	12,12	11,14	10,75	9,96
	50	17,78	20,91	22,08	22,87	22,87	23,26	21,70	21,30	21,70
	60	26,58	29,31	31,28	33,23	33,42	33,62	32,45	32,06	32,84
	70	33,82	38,31	40,27	42,61	44,57	43,79	42,81	43,59	44,37
	80	42,42	47,89	50,24	52,58	53,76	54,19	54,15	52,78	54,74
	90	51,02	57,47	60,40	62,75	63,92	64,12	64,31	65,29	64,90

FONTE: o autor.

Torque obtido no motor uso de gasolina E27:

Torque (Nm)		Rotação do motor (RPM)								
		1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000
Pressão de admissão (kPa)	30	2,73	1,95	3,00	3,51	2,34	1,36	0,78	0,40	0,00
	40	9,38	10,36	11,14	11,53	10,75	9,38	9,57	8,60	7,62
	50	16,81	19,15	19,74	19,94	19,74	20,13	20,13	19,74	18,18
	60	25,02	28,34	28,54	29,91	30,49	30,49	30,88	29,52	28,64
	70	34,40	36,75	37,34	39,48	39,68	40,46	40,66	39,48	39,10
	80	41,64	45,35	47,50	49,46	50,04	51,22	51,02	51,02	50,24
	90	49,26	54,54	56,50	58,64	59,82	60,21	60,99	61,97	60,01

FONTE: o autor.

Eficiência obtida no motor uso de etanol:

Eficiência (%)		Rotação do motor (RPM)								
		1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000
Pressão de admissão (kPa)	30	1,67	6,60	6,01	6,19	7,69	5,24	3,32	1,12	0,77
	40	15,08	16,94	17,14	18,25	17,68	16,09	14,58	14,10	13,07
	50	19,96	22,38	23,11	23,41	23,62	23,37	21,83	21,37	20,94
	60	23,80	25,69	26,35	27,65	27,52	27,44	25,78	25,49	25,56
	70	26,07	28,21	28,66	29,64	30,24	29,77	28,96	28,58	28,79
	80	28,05	30,04	30,56	31,63	31,54	31,43	30,80	30,12	30,37
	90	28,59	30,81	31,66	32,65	32,72	32,77	32,15	31,91	31,56

FONTE: o autor.

Eficiência obtida no motor uso de gasolina E27:

Eficiência (%)		Rotação do motor (RPM)								
		1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000
Pressão de admissão (kPa)	30	5,17	3,75	5,50	6,40	4,41	2,50	1,41	0,75	0,00
	40	12,91	13,83	13,55	15,15	14,31	12,43	12,40	11,15	9,38
	50	17,94	18,74	18,93	19,92	19,37	19,43	19,08	18,49	17,12
	60	20,51	22,45	22,74	24,01	24,32	24,16	23,49	22,61	21,76
	70	23,85	25,36	25,06	26,46	26,77	26,51	26,03	25,28	24,69
	80	25,00	26,59	27,35	28,24	28,38	28,85	28,25	27,55	26,83
	90	25,49	27,52	28,39	29,24	29,77	29,92	29,52	29,29	28,20

FONTE: o autor.

Consumo de combustível obtido no motor uso de etanol:

Consumo de combustível (g/s)		Rotação do motor (RPM)								
		1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000
Pressão de admissão (kPa)	30	0,19	0,29	0,41	0,52	0,63	0,76	0,87	0,97	1,07
	40	0,29	0,44	0,59	0,76	0,92	1,09	1,25	1,43	1,59
	50	0,37	0,58	0,79	1,00	1,21	1,45	1,65	1,86	2,15
	60	0,46	0,71	0,98	1,25	1,52	1,78	2,08	2,35	2,69
	70	0,54	0,85	1,17	1,50	1,83	2,14	2,46	2,85	3,20
	80	0,63	0,99	1,36	1,73	2,11	2,50	2,92	3,25	3,74
	90	0,74	1,16	1,58	2,00	2,43	2,86	3,32	3,81	4,28

FONTE: o autor.

Consumo de combustível obtido no motor uso de gasolina E27:

Consumo de combustível (g/s)		Rotação do motor (RPM)								
		1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000
Pressão de admissão (kPa)	30	0,14	0,22	0,31	0,38	0,44	0,52	0,61	0,66	-
	40	0,20	0,31	0,45	0,52	0,62	0,73	0,85	0,95	1,12
	50	0,26	0,42	0,57	0,69	0,84	1,00	1,16	1,32	1,46
	60	0,33	0,52	0,69	0,86	1,03	1,21	1,45	1,62	1,80
	70	0,40	0,60	0,82	1,02	1,22	1,47	1,72	1,93	2,17
	80	0,45	0,70	0,95	1,20	1,45	1,71	1,99	2,29	2,57
	90	0,53	0,83	1,10	1,38	1,66	1,94	2,27	2,61	2,93

FONTE: o autor.

Consumo de ar obtido no motor:

Consumo de ar (g/s)		Rotação do motor (RPM)								
		1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000
Pressão de admissão (kPa)	30	1,68	2,61	3,63	4,65	5,59	6,74	7,78	8,57	9,55
	40	2,58	3,88	5,27	6,75	8,15	9,66	11,06	12,72	14,05
	50	3,25	5,19	7,06	8,87	10,83	12,82	14,79	16,62	19,05
	60	4,15	6,31	8,73	11,04	13,37	15,70	18,32	20,71	23,70
	70	4,77	7,49	10,37	13,23	16,14	18,89	21,85	25,32	28,65
	80	5,60	8,80	12,02	15,35	18,65	22,34	25,99	29,10	33,38
	90	6,54	10,32	13,91	17,67	21,58	25,41	29,73	34,11	38,01

FONTE: o autor.