Paulo Alexandre Pizará Hayashida

**Desenvolvimento de uma estratégia de controle de detonação para
otimização do torque em um motor de combustão interna flex**

São Paulo

2018

Paulo Alexandre Pizará Hayashida

**Desenvolvimento de uma estratégia de controle de detonação para
otimização do torque em um motor de combustão interna flex**

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para a obtenção do Título de Mestre em
Ciências
Área de concentração: Engenharia
Elétrica.

Orientador:
Prof. Dr. João Francisco Justo Filho

São Paulo
2018

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

Hayashida, Paulo

Desenvolvimento de uma estratégia de controle de detonação para otimização do torque em um motor de combustão interna flex / P. Hayashida -
- versão corr. -- São Paulo, 2018.
94 p.

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

1.Motor de Combustão Interna 2.Gerenciamento de Motores
3.Automotiva 4.Detonação I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia de Sistemas Eletrônicos II.t.

Dedico este trabalho a todos que me apoiaram durante a sua execução.

AGRADECIMENTOS

Ao professor João Francisco Justo Filho pela orientação, conselhos e estímulo durante a execução deste trabalho.

Ao professor e amigo Armando Antonio Maria Laganá pelos conselhos, companheirismo e incentivos.

A Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) pela bolsa de estudos.

Ao Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo (IPT), Instituto de Energia e Ambiente da Universidade de São Paulo (IEE) e seu corpo de funcionários por oferecer as suas instalações.

Aos amigos Lucas Motta de Novaes, Bruno Silva Pereira, Demerson Moscardino, André Maggio, Ângelo Maggio, Marcos Henrique Carvalho Silva, Lucas Miguel, Leonardo Dias, Homero de Oliveira que estiveram sempre prontos para oferecer ajuda, conselhos e seus tempos.

A minha mãe Edna Pizará e a meu pai Jorge Makoto Hayashida por me oferecerem suporte para que eu conseguisse chegar até aqui.

A minha namorada Alessandra Yukari Fujii por me oferecer carinho, amor quando precisei.

E a todos que colaboraram diretamente ou indiretamente na execução deste trabalho.

*Para o triunfo do mal só é preciso que os bons homens
não façam nada.*

Edmund Burke

RESUMO

O presente trabalho aborda o gerenciamento eletrônico de motores de combustão interna *flex*, com foco no desenvolvimento de uma estratégia de controle do avanço de ignição em função da ocorrência de combustão anormal conhecida como detonação, para se maximizar o torque de saída do motor. Primeiramente, é desenvolvido um método para a medição da composição de combustível e correção dos parâmetros de tempo de injeção e avanço de ignição, através de um sensor de composição de combustível. Tais parâmetros são definidos através de mapas que trabalham como um sistema de malha aberta. Em seguida, é desenvolvido um método para a leitura e detecção de detonação, em que são estudadas as particularidades do fenômeno para diferentes composições de combustível e a sua relação com a variação da temperatura do gás de escape e torque de saída do motor. Através do método de detecção e do estudo do fenômeno, é desenvolvida uma estratégia para controle do avanço de ignição em função da ocorrência da detonação. Esta abordagem permite ao sistema aumentar o avanço quando não há ocorrência de detonação, mas este avanço adicional é cancelado quando ocorre detonação. O gerenciamento do motor é realizado através de uma ECU de desenvolvimento modelo Flex-ECU, as estratégias de gerenciamento são desenvolvidas através da plataforma ASCET e a aquisição de dados e calibração de parâmetros são executados em uma ferramenta de medição e calibração. Os benefícios que o controle do avanço de ignição traz ao torque do motor são analisados e discutidos em função da rotação e da composição de combustível utilizado.

Palavras chaves: Etanol, motor de combustão interna, detonação, gerenciamento de motores, controle do avanço de ignição.

ABSTRACT

The present investigation explores the electronic management of internal combustion engines flex fuel, in which the focus is the development of a strategy for the spark advance angle as function of the abnormal combustion occurrence known as Knock, in order to maximize the output torque. First, a method is developed for measuring the fuel composition and correction of the injection time and spark advance angle parameters through a fuel composition sensor. This parameter is defined through maps that work as an open loop system. Then, a method for detection of knock is developed, the peculiarities of the phenomenon are studied for different fuel compositions and the relationship of the phenomenon with the variation of the exhaust gas temperature and the engine output torque. Through the method of detection and the study of the phenomenon, an algorithm is developed to control the spark advance angle due to the knock occurrence, in which the approach allows the system to increase the angle when there is no occurrence of knock, but this additional angle is reduced when knock is detected. Engine management is performed through a development ECU model Flex-ECU, management algorithms are developed through the ASCET platform and data acquisition and calibration of parameters is performed through a measurement and calibration platform. The result that the spark advance angle control brings to the engine torque output is analyzed and discussed depending on the rotation and the fuel composition used.

Keywords: Ethanol, spark ignition engine, knock, engine management, spark advance angle control.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Representação do PMS e PMI de um motor, e o volume V_{c1} e V_{c2} .	17
Figura 2 - Quatro ciclos de um motor ciclo Otto e pressão interna durante cada ciclo.	19
Figura 3 - Pressão interna do cilindro em função do avanço de ignição. (a) ignição no momento ideal (Z_a), (b) ignição muito adiantada (Z_c) e (c) ignição muito atrasada (Z_b).	20
Figura 4 - Sistema de Gerenciamento do Motor baseado no Torque de Saída.	21
Figura 5 - Emissões em relação ao fator (A/F).	22
Figura 6 - Estimador da massa de ar admitida pelo cilindro.	24
Figura 7 - (a) sinal de pressão na ocorrência de detonação, (b) sinal filtrado com um filtro passa faixa de (a), (c) sinal de pressão sem ocorrência de detonação e (d) o sinal filtrado com um filtro passa faixa de (c).	26
Figura 8 - Sensor de Pressão óptico.	27
Figura 9 - Sensor de pressão Piezelétrico.	28
Figura 10 - Circuito Corrente Iônica.	29
Figura 11 - Sinal corrente iônica (uA) em função da posição angular do motor (CAD).	30
Figura 12 - Tratamento do sinal pelo método LKI.	33
Figura 13 - Processo de análise MAPO e IMPO.	35
Figura 14 - Calibração através do método CCP.	39
Figura 15 - Calibração através do método ETK.	40
Figura 16 - Módulos Otto3 versão atual.	42
Figura 17 - Sistema de controle de Lambda em malha fechada.	44
Figura 18 - Lógica para calculo do tempo de injeção em malha fechada.	46
Figura 19 - Lógica para calculo do avanço de ignição em malha fechada.	46
Figura 20 - Configuração do LLSW para leitura dos parâmetros relativos a detonação.	47
Figura 21 - Fluxograma do controle do avanço em função da detonação.	48
Figura 22 - Resposta teste Lambda=1, Rotação de referencia = 800 RPM com controle de composição desabilitado, (a) valores de lambda de referencia (azul) e saída (vermelho), (b) rotação de saída do motor.	51
Figura 23 - Resultados do teste para Lambda=1, Rotação de referencia = 800 RPM com controle de composição ativo. (a) valores de lambda de referência e saída, (b) rotação de saída do motor.	52
Figura 24 - Teste de Aceleração. (a) valores de lambda de referência e saída, (b) rotação de saída do motor, (c) sinal do pedal do acelerador, (d) tempos de injeção final, corrigidos para gasolina e etanol e base para gasolina e etanol.	53
Figura 25 - Teste de Aceleração resposta de Lambda, (Azul) sinal de referência, (Vermelho) saída.	54
Figura 26 - Teste de Aceleração referência de lambda do controle ETC, (Azul) sinal de referência, (Vermelho) saída.	55
Figura 27- Resposta do avanço de ignição ao teste de aceleração. (explicar cada figura como (a) avanço de ignição para gasolina (Vermelho), etanol (Amarelo) e final (Azul), (b) Porcentagem de Etanol presente no combustível, (c) pressão do ar admitido, (d) rotação.	56
Figura 28 - Curvas de avanço de ignição, indicador de detonação e temperatura do gás de escape para o teste realizado com gasolina E27, a 1500RPM e 70 kPa de pressão no coletor de admissão.	57
Figura 29 - Curvas de avanço de ignição, indicador de detonação e temperatura do gás de escape para o teste realizado com gasolina E27, a 2500RPM e 80 kPa de pressão no coletor de admissão.	58
Figura 30 - Curvas de avanço de ignição, indicador de detonação e temperatura do gás de escape para o teste realizado com gasolina E27, a 3500RPM e 70 kPa de pressão no coletor de admissão.	59

Figura 31 - Curvas de avanço de ignição, indicador de detonação e temperatura do gás de escape para o teste realizado com gasolina E27, a 3500RPM e 60 kPa de pressão no coletor de admissão e lambda de 0,95.....	60
Figura 32 - Curvas de avanço de ignição, indicador de detonação e temperatura do gás de escape para o teste realizado com gasolina E27, a 3500RPM e 60 KPa de pressão no coletor de admissão e lambda de 1.....	60
Figura 33 - Curvas de avanço de ignição, indicador de detonação e temperatura do gás de escape para o teste realizado com gasolina E27, a 3000RPM e 70 kPa de pressão no coletor de admissão e lambda de 0,95.....	61
Figura 34 - Curvas de avanço de ignição, indicador de detonação e temperatura do gás de escape para o teste realizado com gasolina E27, a 3000RPM e 70 kPa de pressão no coletor de admissão e lambda de 1.....	61
Figura 35 - Curvas de Indicador de detonação (a), Avanço final de ignição (b) e torque de saída do motor (c), para o teste de 2 000 rpm com controle desabilitado e composição de 35% de etanol.	62
Figura 36 - Curvas de Indicador de detonação (a), Avanço final de ignição (b) e torque de saída do motor (c), para o teste de 2 000 rpm com controle ativo e composição de 35% de etanol.	63
Figura 37 - Torque de saída do motor a 2000 RPM, composição de 35% de etanol, curva vermelha controle desativado, curva azul controle ativado.	64
Figura 38 - Curvas de Indicador de detonação (a), Avanço final de ignição (b) e torque de saída do motor (c), para o teste de 3000 RPM com controle desabilitado e composição de 35% de etanol.	65
Figura 39 Curvas de Indicador de detonação (a), Avanço final de ignição (b) e torque de saída do motor (c), para o teste de 3000 RPM com controle ativo e composição de 35% de etanol.	65
Figura 40 - Torque de saída do motor a 3000 RPM, composição de 35% de etanol, curva vermelha controle desativado, curva azul controle ativado.	66
Figura 41 - Curvas de Indicador de detonação (a), Avanço final de ignição (b) e torque de saída do motor (c), para o teste de 4000 RPM com controle desabilitado e composição de 35% de etanol.	67
Figura 42 - Curvas de Indicador de detonação (a), Avanço final de ignição (b) e torque de saída do motor (c), para o teste de 4000 RPM com controle ativo e composição de 35% de etanol.	67
Figura 43 - Torque de saída do motor a 4000 RPM, composição de 35% de etanol, curva vermelha controle desativado, curva azul controle ativado.	68
Figura 44 - Torque de saída do motor para as rotações de 2000,3000 e 4000 RPM, composição de combustível de 35% de etanol e controle desabilitado.	69
Figura 45 - Torque de saída do motor para as rotações de 2000,3000 e 4000 RPM, composição de combustível de 35% de etanol e controle ativo.....	69
Figura 46 - Curvas de Indicador de detonação (a), Avanço final de ignição (b) e torque de saída do motor (c), para o teste de 2000 rpm com controle desabilitado e composição de 91% de etanol.	70
Figura 47 - Curvas de Indicador de detonação (a), Avanço final de ignição (b) e torque de saída do motor (c), para o teste de 2000 RPM com controle ativo e composição de 91% de etanol.	71
Figura 48 - Torque de saída do motor a 2000 RPM, composição de 91% de etanol, curva vermelha controle desativado, curva azul controle ativado.	71
Figura 49 - Curvas de Indicador de detonação (a), Avanço final de ignição (b) e torque de saída do motor (c), para o teste de 3000 RPM com controle desabilitado e composição de 91% de etanol.	72
Figura 50 - Curvas de Indicador de detonação (a), Avanço final de ignição (b) e torque de saída do motor (c), para o teste de 3000 RPM com controle ativo e composição de 91% de etanol.	73
Figura 51 - Torque de saída do motor a 3000 RPM, composição de 91% de etanol, curva vermelha controle desativado, curva azul controle ativado.	73
Figura 52 - Curvas de Indicador de detonação (a), Avanço final de ignição (b) e torque de saída do motor (c), para o teste de 4000 RPM com controle desabilitado e composição de 91% de etanol.	74

Figura 53 - Curvas de Indicador de detonação (a), Avanço final de ignição (b) e torque de saída do motor (c), para o teste de 4000 RPM com controle ativo e composição de 91% de etanol.	75
Figura 54 - Torque de saída do motor a 4000 RPM, composição de 91% de etanol, curva vermelha controle desativado, curva azul controle ativado.	75
Figura 55 - Torque de saída do motor para as rotações de 2000,3000 e 4000 RPM, composição de combustível de 35% de etanol e controle desabilitado.	76
Figura 56 - Torque de saída do motor para as rotações de 2000,3000 e 4000 RPM, composição de combustível de 35% de etanol e controle ativo.....	77
Figura 57 - Curvas de Torque para composição de combustível E50.	78
Figura 58 - Média do indicador de detonação composição de combustível E50.	78
Figura 59 - Curvas de Torque para composição de combustível E75.....	79
Figura 60 - Média do indicador de detonação composição de combustível E75.	80
Figura 61 - Curvas de Torque para composição de combustível E75.....	81
Figura 62 - Média do indicador de detonação composição de combustível E95.	81

LISTA DE TABELAS

Tabela 3-1 Parâmetros EPM.....	41
--------------------------------	----

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

A/F	Ar/combustível
ANP	Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis
CAN	<i>Controller Area Network</i>
CCP	<i>Can Calibration Protocol</i>
CH	Metilidina
CYL	Número de cilindros
DKI	<i>Dimensionless Knock indicator</i>
EPM	<i>Engine position management</i>
GDI	<i>Gasoline Direct Injection</i>
HCHO	Hidroximetileno
IMPG	<i>Integral of Modulus of Pressure Gradient</i>
IMPO	<i>Integral of Modulus of Pressure Oscillations</i>
K	Kilo
LKI	<i>Logarithmic Knock Intensity</i>
LLSW	<i>Low Level Software</i>
OH	Hidroxila
MAPO	<i>Maximum Amplitude of Pressure Oscillations</i>
PFI	<i>Port Fuel Injection</i>
PMI	Ponto morto inferior
PMS	Ponto morto superior
RHRO	<i>Rate of heat realese</i>
RP	<i>Reference Page</i>
RPM	Rotações por minuto
Tcomb	Torque de Combustão
Tfric	Perda de torque por atrito
Tload	Torque de carga
Tmass	Perda de torque por massas moveis
TPS	<i>Throttle position sensor</i>
UNICA	União da Industria de Cana-de-Açucar
vd	Volume total do motor
wi	Trabalho especifico
WP	<i>Working page</i>
Ω	Ohm

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	12
1.1	Relevância do Tema	13
1.2	Objetivos	14
1.3	Conteúdo e Organização	14
2	CONCEITOS FUNDAMENTAIS	15
2.1	Etanol no Brasil	15
2.2	Motor ciclo Otto	16
2.3	Pressão de combustão em relação ao avanço de ignição	19
2.4	Torque.....	20
2.5	Gerenciamento Eletrônico do Motor	21
2.6	Fator ar/combustível	21
2.7	Calculo da massa de combustível	23
2.7.1	Estimação da Massa de Ar Admitida	23
2.7.2	Estimador do fator A/F	24
2.7.3	Controlador do fator A/F	25
2.8	Fenômeno da detonação.....	25
2.9	Métodos de detecção do fenômeno de detonação.....	26
2.9.1	Sensor de pressão da combustão.....	26
2.9.2	Sensor de vibração mecânica no bloco do motor	28
2.9.3	Corrente lônica	29
2.9.4	Intensidade luminosa do processo de combustão	30
2.9.5	Análise da temperatura dos gases de escape	31
2.10	Processamento e análise do sinal	31
2.10.1	Processamento do Sinal	32
2.10.2	LKI <i>Logarithmic Knock Intensity</i>	32
2.10.3	MAPO, IMPG e IMPO.....	34
2.10.4	Indicador de detonação adimensional	35
2.11	Métodos de controle da detonação.....	35
2.11.1	Controle do avanço de ignição	36
2.11.2	Controle de adaptativo da detonação.....	36
3	METODOLOGIA	37
3.1	ASCET	38
3.2	INCA	38
3.3	Flex-ECU	40
3.4	Otto3.....	41
3.5	Controle da mistura em malha fechada	43

3.6	Controle do avanço em malha fechada	46
3.7	Definição dos Testes.....	48
4	RESULTADOS EXPERIMENTAIS.....	50
4.1	Teste do controle tempo de injeção em função de lambda	50
4.1.1	Referência fixa	50
4.1.2	Teste em regime de aceleração	52
4.1.3	Discussão dos resultados do controle tempo de injeção em função de lambda	56
4.2	Teste do avanço de Ignição em função da composição de combustível	56
4.3	Levantamento dos limites de detonação	57
4.3.1	Estudo da detonação com lambda de 0.95	59
4.4	Validação do controle do avanço em malha fechada	62
4.4.1	Validação com composição de 35% de etanol	62
4.4.1.1	Validação a 2000 RPM com composição de 35% de etanol	62
4.4.1.2	Validação a 3000 RPM com composição de 35% de etanol	64
4.4.1.3	Validação a 4000 RPM com composição de 35% de etanol	66
4.4.1.4	Comparação dos resultados	68
4.4.2	Validação com composição de 91% de etanol	69
4.4.2.1	Validação com 2000 RPM com composição de 91% de etanol	70
4.4.2.2	Validação com 3000 RPM com composição de 91% de etanol	72
4.4.2.3	Validação com 4000 RPM com composição de 91% de etanol	74
4.4.2.4	Comparação dos resultados	76
4.5	Torque em função da composição	77
4.5.1	Teste com E50	77
4.5.2	Teste com E75	79
4.5.3	Teste com E95	81
5	CONCLUSÃO	83
5.1	Trabalhos Futuros.....	83
6	BIBLIOGRAFIA	85

1 Introdução

O crescente aumento do nível de emissões de poluentes produzidos por veículos automotores que utilizam gasolina e óleo diesel, e seu impacto ao meio ambiente, tem fomentado intensivas pesquisas por fontes alternativas de combustíveis ou por desenvolvimento de motores a combustão interna mais eficientes. Na área de fontes alternativas, diversas opções vêm sendo consideradas, por exemplo, os biocombustíveis, como biodiesel e etanol como alternativas para o óleo diesel e gasolina, respectivamente (DEMIRBAS e BALAT, 2006) (AGARWAL, 2007) (BAE e KIM, 2017).

Atualmente, o etanol é utilizado misturado ou substituindo a gasolina, principalmente no Brasil, aditivo em países como EUA, Canadá e Índia (AGARWAL, 2007) (SARATHY, *et al.*, 2014) (DEMIRBAS e BALAT, 2006) (THAKUR, *et al.*, 2017) e como alternativa futura em países como a China (JIANLING, JINGJING e BAI, 2018) (LEITNER, *et al.*, 2017). No Brasil dois tipos de etanol são produzidos, o etanol anidro, que é misturado à gasolina (Tipo A) para produção da gasolina E27 (Tipo C) e o etanol hidratado. Segundo (ANP, 2017) as vendas de gasolina E27 no Brasil pelas distribuidoras foram de 43 milhões de m³, sendo está composta de 31,4 milhões de m³ de gasolina (Tipo A) e 11,6 milhões de m³ de etanol anidro, enquanto o etanol hidratado foi de 14,6 milhões de m³.

Esses álcoois apresentam características interessantes, como alta octanagem e alto calor de vaporização, o que aumenta a resistência do combustível à detonação, possibilitando que o motor trabalhe com taxas de compressão maiores do que quando se utiliza gasolina, e diminuindo o pico de temperatura na câmara de combustão, levando a maior resistência contra detonação, redução da emissão de óxidos de nitrogênio (NOx), acréscimo da potência de saída do motor, menor intervalo entre a ignição e o início da combustão e maior velocidade de propagação da chama (AGARWAL, 2007) (SARATHY, *et al.*, 2014) (GAUTAM e MARTIN, 2000) (YUSRI, *et al.*, 2017) (CATAPANO, *et al.*, 2015).

A adição de etanol à gasolina propicia uma melhoria nas características do combustível, como: consumo e redução da emissão de monóxido de carbono (CO) e hidrocarbonetos (HC) entre 10-90% e 20-80%, respectivamente, dependendo da condição de funcionamento do motor (HSIEH, *et al.*, 2002). A adição de etanol à gasolina altera a relação estequiométrica do combustível com o ar, uma vez que o

etanol possui oxigênio em sua estrutura molecular, reduzindo o número de moléculas necessárias para a combustão ideal do combustível, sendo a relação estequiométrica do álcool de 8.98:1 e da gasolina 14.58:1 (NAJAFI, *et al.*, 2009) (AGARWAL, 2007). Sendo assim, as diferentes características do etanol, gasolina e de suas misturas requerem que o gerenciamento de parâmetros do motor, como o tempo de injeção de combustível e o avanço do ponto de ignição, sejam realizados em função da composição do combustível utilizado, de modo a se maximizar o torque de saída do motor, reduzir a emissão de poluentes e evitar a ocorrência de detonação.

A detonação é um fenômeno decorrente da autoignição espontânea da mistura de ar e combustível dentro do cilindro. A detonação provoca uma súbita elevação da pressão dentro do cilindro que reduz a eficiência do motor, produz ruídos e pode quando não suprimido causar danos a motor (BARES, *et al.*, 2018) (WANG, LIU e REITZ, 2017). Segundo esses autores, devido à aleatoriedade das causas do fenômeno como variação da massa residual da combustão e pontos quentes, a predição do fenômeno é praticamente impossível para sistemas em tempo real. A prevenção da detonação é, então, realizada pelo gerenciamento do motor através da alteração do ponto de avanço de ignição, que altera a eficiência do ciclo e as chances de ocorrer detonação (BARES, *et al.*, 2018).

O gerenciamento do motor é um algoritmo aplicado a uma unidade eletrônica capaz de ler e interpretar os sinais do motor, a fim de controlar diversos de seus subsistemas, como controle da mistura entre ar e combustível (A/F) (SARDARMEHNI, *et al.*, 2013) (YILDIZ, *et al.*, 2010) (FRANCESCHI, *et al.*, 2007) da posição da válvula borboleta (AL-SAMARRAIE e ABBAS, 2012) (YUAN, WANG e WU, 2008) (LARS e NIELSEN, 2000), de marcha lenta (JACEK, 2010) (ZHANG, SHEN e MARINO, 2010), do avanço de ignição e de detonação (ENRICO, *et al.*, 2014) (RADUCANU, AROTARITEI e DIMITRIU, 2001) (YANKUN e LIU, 2010).

1.1 Relevância do Tema

A relevância deste trabalho se fundamenta na necessidade de se compreender a ocorrência de detonação e o torque de saída de um motor de combustão interna a partir de diferentes composições de combustíveis utilizadas. Estudando como ocorre a relação entre torque de saída do motor e a detonação quando se aumenta a porcentagem de etanol presente no combustível.

1.2 Objetivos

O objetivo principal deste trabalho consiste em desenvolver uma estratégia para realizar o gerenciamento de um motor ciclo Otto para combustível gasolina, álcool e suas misturas, otimizando o torque de saída do motor. Para alcançar estes objetivos, as seguintes metas são estabelecidas: realizar o controle da mistura ar combustível em malha fechada, leitura da composição do combustível, calibração dos mapas bases de tempo de injeção e avanço de ignição para as composições de 100% Etanol e 100% Gasolina E27.5, interpretação e processamento do sinal do sensor de detonação e controle do avanço de ignição em malha fechada.

1.3 Conteúdo e Organização

O presente trabalho é organizado da seguinte forma: o capítulo 2 contextualiza de forma cronológica e importância e impacto do etanol no Brasil e proporciona conceitos fundamentais relacionados ao motor de combustão interna, como é caracterizado o torque de saída de um motor, a importância do avanço de ignição para otimização do torque de saída, o problema que surge devido ao avanço demasiadamente elevado, os meios de medição deste fenômeno, as técnicas de parametrização do fenômeno e os métodos de controle. O capítulo 3 expõe a metodologia e as ferramentas para solução do problema, como os *softwares*, *hardwares* e os controles propostos. O capítulo 4 relata e discute os resultados dos testes realizados. Finalmente, o capítulo 5 discute os resultados obtidos e propõe trabalhos futuros.

2 CONCEITOS FUNDAMENTAIS

Este capítulo apresenta uma revisão da história do etanol como combustível para veículos no Brasil, a fim de se evidenciar a sua importância para o mercado nacional. Também é revisado conceitos fundamentais sobre motores de combustão interna ciclo Otto de quatro tempos, fenômeno da detonação, técnicas de medição e processamento desse fenômeno, métodos de controle do avanço de ignição com realimentação da informação sobre detonação.

2.1 Etanol no Brasil

O etanol tem grande importância no mercado nacional de combustíveis atualmente, pois o etanol anidro corresponde a 27% do volume da gasolina comercializada ao consumidor e o etanol hidratado corresponde a 25% do combustível líquido para veículos comerciais distribuído no ano de 2016 (ANP, 2017). Entretanto, a história do etanol no mercado nacional tem seus primeiros registros no ano de 1925, em que o decreto nº 19.717 de 20 de fevereiro de 1931 instituiu que a partir do dia 1º de julho daquele mesmo ano seria obrigatório a adição de 5% de etanol na gasolina de origem importada (UNICA, 2007) (BRASIL, 1931).

Em 1933, foi fundado Instituto do Açúcar e do Alcool (IAA) durante o governo de Getúlio Vargas pelo decreto nº 22.789, que permitia o Estado intervir no mercado por meio de fixação dos preços, monopolização das compras, regulando o transporte, manuseio e armazenamento do açúcar e do álcool (CASTRO, 2012) (BRASIL, 1933). E através da Lei nº 737, a imposição de 5% de etanol na gasolina foi ampliada para a gasolina produzida no Brasil (BRASIL, 1938). Essas ações do governo tinham como objetivo criar um mercado alternativo para o açúcar, no qual se acreditava que o açúcar produzido excedia as necessidades do mercado e reduzir a dependência do petróleo estrangeiro (CASTRO, 2012) (LEITE e CORTEZ, 2008) (NETO, 2010).

O Programa Nacional do Alcool (PROÁLCOOL) é criado em 1975 através do decreto nº 76.593, com o intuito de incentivar o mercado nacional do álcool em resposta à crise do petróleo de 1973 (CASTRO, 2012) (BRASIL, 1975). O programa pode ser caracterizado em quatro fases segundo (CASTRO, 2012), a primeira fase (1975-1979) havia incentivos para a indústria a fim de se aumentar a produção de etanol anidro que era misturado na gasolina; a segunda fase (1980-1985) incentivava a produção do etanol hidratado que tinha como objetivo a utilização em motores

desenvolvidos especialmente para este fim; a terceira fase (1988-2002) é conhecida como o período de crise, onde devido a altos custos de produção em relação a gasolina, falta de subsídios para produção e redirecionamento das usinas para produção de açúcar levaram ao desabastecimento e descrença do etanol. Durante este período, o PROÁCOOL foi interrompido como programa governamental. E em 1993 através da lei nº 8.723/1993 é estabelecida a obrigatoriedade da adição de 20 a 25% de etanol anidro à gasolina (CASTRO, 2012) (BRASIL, 1993).

A última fase (desde 2002) corresponde a uma nova ascensão do etanol no mercado, impulsionado pela crescente preocupação em relação a emissão de poluentes e a chegada dos motores *flex-fuel* ao mercado, que podem operar com gasolina, etanol anidro ou qualquer mistura entre eles (CASTRO, 2012).

2.2 Motor ciclo Otto

O motor de combustão interna é uma máquina térmica que produz trabalho através da combustão de uma mistura de ar e combustível, ou seja, transformando energia química em trabalho mecânico. Uma classe de motor de combustão interna é o de ciclo Otto, onde o processo de combustão da mistura entre ar e combustível é iniciado por uma centelha produzida por uma vela de ignição. O trabalho é produzido pelo movimento oscilante do pistão do topo do cilindro, definido como ponto morto superior (PMS), até sua base, definida como ponto morto inferior (PMI), como ilustrado pela figura (1) (BRUNETTI, 2012).

Figura 1 - Representação do PMS e PMI de um motor, e o volume V_{c1} e V_{c2} .

Fonte: Adaptado (BRUNETTI, 2012).

V_{c1} compreende o volume do cilindro entre o PMS e o PMI. O volume da câmara de combustão (V_{c2}) é o volume entre a cabeça do pistão quando este se encontra no PMS e o cabeçote que tampa o cilindro (BRUNETTI, 2012), como ilustrado na figura (1). Os motores do ciclo Otto podem funcionar pelo princípio de quatro tempos, e nessa configuração o motor realiza duas voltas para completar um ciclo completo, sendo que os quatro processos são denominados admissão, compressão, expansão e exaustão.

O processo de admissão se caracteriza pelo pistão se deslocar do PMS até o PMI enquanto a válvula de admissão (VA) está aberta e a válvula de escape (VE) está fechada, este movimento causa uma depressão no interior do cilindro que admite a mistura para o seu interior. Em seguida, ocorre o processo de compressão, a VA se fecha e o pistão se desloca do PMI até o PMS, comprimindo a mistura no interior do cilindro. A razão entre V_{c1} e V_{c2} é denominada taxa de compressão e se caracteriza por quanto a mistura, que foi admitida pelo cilindro, é comprimida quando o pistão se encontra no PMS, dada pela equação (1).

$$\text{Taxa de compressão} = \left(\frac{V_{c1} + V_{c2}}{V_{c2}} \right) \quad (1)$$

Adicionalmente, no decorrer do processo de compressão, a mistura é inflamada através de uma centelha. O momento do qual centelha é realizada é de grande importância para como o desenvolvimento da pressão irá ocorrer no interior do cilindro e será discutido em detalhes posteriormente.

Com a mistura já em processo de combustão, o próximo processo é o de expansão, quando a combustão da mistura provoca um aumento na pressão interna no cilindro, gerando uma força que empurra o pistão do PMS até o PMI, realizando o trabalho mecânico do motor.

O último processo é a exaustão, onde os gases provenientes do processo de combustão são expelidos do interior do cilindro pelo movimento do cilindro do PMI até o PMS, enquanto a VE está aberta e a VA está fechada.

A figura (2) ilustra os quatro processos sincronizados com o gráfico da pressão no interior do cilindro em relação à posição angular do eixo da árvore de manivelas do motor (BRUNETTI, 2012).

Figura 2 - Quatro ciclos de um motor ciclo Otto e pressão interna durante cada ciclo.

Fonte: Adaptado de (BRUNETTI, 2012).

2.3 Pressão de combustão em relação ao avanço de ignição

No decorrer da compressão, o momento em que a centelha ocorre no interior do cilindro influencia diretamente o processo de combustão. Segundo (BRUNETTI, 2012), uma ignição atrasada, ou seja, a centelha acontece quando o pistão está muito próximo do PMS, prejudica o processo de combustão, diminuindo consideravelmente a pressão de combustão. Por outro lado, uma ignição muito adiantada pode provocar o fenômeno da detonação, que é um tipo de combustão anormal, e que será discutido detalhadamente na seção (2.8). A figura (3) ilustra a pressão no interior do cilindro em função da posição angular da árvore de manivelas para três pontos de liberação da centelha.

Figura 3 - Pressão interna do cilindro em função do avanço de ignição. (a) ignição no momento ideal (Z_a), (b) ignição muito adiantada (Z_c) e (c) ignição muito atrasada (Z_b).

Fonte: Adaptado de (BRUNETTI, 2012).

Por esses motivos, é necessário realizar o controle do momento em que a ignição ocorre, e essa estratégia é denominada controle do avanço de ignição. Ele tem como função corrigir o ponto de ignição em função da rotação do motor e da sua carga, de modo a se maximizar a pressão de combustão e evitar a ocorrência da detonação.

2.4 Torque

Segundo (STOTSKY, 2009), o torque da combustão em um motor pode ser estimado através da flutuação do sinal de sua rotação, onde a rotação é calculada através do tempo entre dois dentes da roda dentada acoplada ao eixo da árvore de manivelas. O torque de saída do motor T_{load} pode ser calculado através do balanceamento do torque na árvore de manivelas, como é definido pela equação (2), segundo (KIENCKE e NIELSEN, 2000), onde T_{load} é o torque de saída, T_{comb} é o torque produzido pelo processo de combustão, T_{mass} é o torque perdido devido à massa dos componentes do motor e T_{fric} é a perda de torque devido ao atrito dos componentes móveis do motor.

$$T_{comb} - T_{mass} - T_{load} - T_{fric} = 0 \quad (2)$$

2.5 Gerenciamento Eletrônico do Motor

O gerenciamento pode ser dividido em dois subsistemas: controle de demanda do motor e estimação do torque de saída do motor. O primeiro consiste em gerar uma referência de torque de saída através de parâmetros, tais como a demanda do motorista através do pedal do acelerador, a rotação atual do motor e condições específicas como: partida do motor marcha lenta e aquecimento do catalisador (ASHOK, ASHOK e KUMAR, 2016). O segundo subsistema consiste na estimação do torque de saída do motor. Segundo (ASHOK, ASHOK e KUMAR, 2016), é necessário estimar o torque de saída do motor indiretamente. Os sistemas de controle da mistura ar combustível, posição da válvula borboleta e de avanço de ignição recebem seus valores de referência a partir do torque desejado estipulado pelo controlador de torque, e controlam seus respectivos atuadores, tais como: tempo de injeção, avanço de ignição e válvula borboleta, através de seus próprios algoritmos (ASHOK, ASHOK e KUMAR, 2016) (GLIELMO, VASCA e ROSSI, 2000). A figura (4) ilustra o gerenciamento eletrônico do motor em função do torque.

Figura 4 - Sistema de Gerenciamento do Motor baseado no Torque de Saída.

Fonte: Autor.

2.6 Fator ar/combustível

O fator ar/combustível (A/F) é a razão entre as massas de ar e combustível admitidas pelo motor. A relação estequiométrica é definida como a relação necessária do fator A/F para que ocorra uma combustão completa. A relação estequiométrica é uma característica do combustível utilizado, sendo de 8.98:1 para etanol e de 14.58:1 para gasolina pura e de 12.7:1 para gasolina E25(SARATHY, *et al.*, 2014). O fator

lambda (λ) representa a razão entre as estequiometrias ideal do combustível e a real do processo de combustão, sendo o fator lambda definido pela equação (3).

$$\lambda = \left[\frac{\left(\frac{\text{massa de ar ideal}}{\text{massa de combustível ideal}} \right)}{\left(\frac{\text{massa de ar real}}{\text{massa de combustível real}} \right)} \right] \quad (3)$$

O fator lambda se relaciona diretamente com a emissão de poluentes pelo motor, sendo que uma mistura rica, ou seja, onde a relação entre a massa de ar e combustível real é maior que a ideal, apresenta emissões maiores para H_2 , HC e CO. Misturas pobres, onde a relação entre a massa de ar e combustível real é menor que a ideal, apresenta emissões maiores de NO_x , como ilustrado na figura (5).

Fonte: Adaptado de (LEE, 2003).

Sendo assim, o fator lambda é utilizado como referência para o gerenciamento do motor para correção do tempo de injeção de combustível.

2.7 Cálculo da massa de combustível

A massa de combustível fornecida para o motor deve ser calculada de modo a manter a mistura estequiométrica, atender à demanda estipulada e rejeitar perturbações, ruídos e incertezas no sistema. Este módulo pode ser dividido em três subsistemas segundo (ASHOK, ASHOK e KUMAR, 2016); a estimação da massa de ar admitida, do fator A/F da combustão e o controlador do sistema.

2.7.1 Estimação da Massa de Ar Admitida

A estimação da massa de ar admitida pode ser realizada de duas formas. Na primeira, o fluxo de ar é medido diretamente na admissão por um sensor MAF (*Mass air flow*), porém, somente em regimes permanentes a medida é precisa, sendo que em transientes a medida pode sofrer uma perturbação devido à dinâmica da vazão do coletor de admissão (ALEXANDER e KOLMANOVSKY, 2002)(ASHOK, ASHOK e KUMAR, 2016). O segundo método utiliza a pressão no coletor de admissão e da temperatura do ar para estimar o fluxo de ar admitido, através de uma adaptação da equação dos gases perfeitos. Essa adaptação é demonstrada através da equação (4) e é conhecida como estratégia *speed-density*.

$$W_{cyl} = \eta_v \left(\frac{n_e}{2} \right) V_d \left(\frac{p}{RT} \right) \quad (4)$$

onde W_{cyl} é o valor médio do fluxo de ar admitido pelo cilindro, η_v é a eficiência volumétrica do cilindro, n_e é a rotação do motor em Hz, V_d é o volume total do cilindro, p a pressão no coletor de admissão medida pelo sensor (MAP), T é a temperatura do ar admitido e R é constante universal dos gases. Em ambos os métodos, a massa de ar admitida pelo motor é estimada em função do fluxo de ar admitido pelo motor e da densidade do ar(ALEXANDER e KOLMANOVSKY, 2002)(ASHOK, ASHOK e KUMAR, 2016). Porém, ambos os métodos descritos experimentam perturbações na medida, como a incerteza quanto ao parâmetro da eficiência volumétrica do motor, constante de tempo do sensor MAF, variação da massa de ar admitido devido à frequência de ignição do motor. Para compensar essas incertezas, (ALEXANDER e KOLMANOVSKY, 2002) propôs um método onde três observadores são utilizados para estimar, em tempo real, o fluxo de ar admitido pelo motor. O primeiro observador estima o fluxo no coletor de admissão através da leitura do sensor MAF, o observador utilizado é de entrada de alto ganho. O segundo observador estima a pressão no

coletor de admissão através da equação dos gases perfeitos e da leitura do sensor MAP, o observador é de estado. O terceiro observador combina as estimações dos outros dois observadores para fornecer em tempo real a estimativa do fluxo de ar admitido pelo motor (ALEXANDER e KOLMANOVSKY, 2002). A figura (6) ilustra a interação entre os observadores propostos por (ALEXANDER e KOLMANOVSKY, 2002), onde $W_{th,m}$ é o fluxo de ar medido pelo sensor MAF, $\hat{W}_{th}$ é o fluxo de massa de ar no coletor estimado, $\hat{W}_{cyl}$ é a estimativa da massa de ar admitida pelo cilindro, $\hat{p}$ a pressão estimada no coletor de admissão, e p a leitura do sensor MAP.

Fonte: Adaptado de (ALEXANDER, *et al.*, 2002).

2.7.2 Estimador do fator A/F

A determinação do fator A/F presente na combustão individual de cada cilindro é necessária para o cálculo da massa de combustível que será fornecida ao motor. Ela é realizada pela medida em um sensor de oxigênio em conjunto a um modelo que leva em conta fatores como atraso de transporte nos gases de escape, uniformidade da mistura e dinâmica do sensor. O transporte dos gases considera dois fatores, o atraso de transporte dos gases de escape do cilindro até o sensor e o atraso dos gases de admissão devido aos ciclos de um motor de quatro tempos (ASHOK, ASHOK e KUMAR, 2016).

2.7.3 Controlador do fator A/F

A função do controlador do fator A/F é determinar o tempo de injeção de combustível através da estimação da massa de ar admitida. Segundo (ASHOK, ASHOK e KUMAR, 2016), o controlador utiliza duas malhas, uma de alimentação direta e outra de realimentação. Na alimentação direta, o controle de torque estipula o fator A/F desejado com base na rotação do motor e demanda do motorista. A partir dessa referência e da massa de ar admitida estimada, o tempo de injeção é obtido através de mapas (ASHOK, ASHOK e KUMAR, 2016). O mapa de injeção é obtido através do estudo experimental durante o processo de calibração do motor, para diversas combinações de rotação do motor e carga (ASHOK, ASHOK e KUMAR, 2016) (DICKISON e SHENTON, 2009) (RAJAGOPALAN, *et al.*, 2014).

O método de (DICKISON e SHENTON, 2009) propõe um controlador de avanço baseado em um modelo não linear caixa preta, este é obtido através de uma identificação de sistema não linear. Segundo os autores, este método é mais eficiente por demandar menos tempo e compensar efeitos dinâmicos não previstos através do processo de calibração.

A malha de realimentação utiliza a informação do sensor de oxigênio para compensar fatores como condições do ambiente, composição do combustível e tolerâncias mecânicas, que provocam erros na malha de alimentação direta (ASHOK, ASHOK e KUMAR, 2016). Segundo esses autores, o controle mais utilizado em veículos comerciais é do tipo PID (Proporcional, Integral e Derivativo) com ganho programado, devido à sua robustez, familiaridade com o algoritmo e poucos parâmetros para serem ajustados.

2.8 Fenômeno da detonação

Durante a fase de compressão, a combustão da mistura ar combustível pode ocorrer de maneira normal ou anormal, sendo que a última se caracteriza pelo fenômeno da detonação. Esse fenômeno, segundo (ZHEN, *et al.*, 2012), pode ocorrer devido à autoignição da mistura que ainda não foi queimada. Esta fração da mistura é comprimida e aquecida pela frente de chama do processo de combustão, levando essa parte da mistura a entrar em autoignição, originando uma segunda frente de chama. Quando a frente de chama iniciada pela centelha da vela de ignição se choca com a frente de chama da autoignição, aparecem picos na pressão que excitam

reverberações acústicas (KIENCKE e NIELSEN, 2000). A figura (7) ilustra o sinal de pressão na câmara de combustão com e sem detonação.

Figura 7 - (a) sinal de pressão na ocorrência de detonação, (b) sinal filtrado com um filtro passa faixa de (a), (c) sinal de pressão sem ocorrência de detonação e (d) o sinal filtrado com um filtro passa faixa de (c).

Fonte: Autor

A recorrência de detonação causa danos aos componentes do motor, aumento no consumo de combustível e da emissão de gases poluentes, limitação da resposta do motor à aceleração (ZHEN, *et al.*, 2012).

2.9 Métodos de detecção do fenômeno de detonação

Segundo (ZHEN, *et al.*, 2012), os métodos de detecção do fenômeno podem ser classificados em duas categorias: métodos de medição direta ou indireta. A primeira categoria se caracteriza por realizar a detecção dentro da câmara de combustão, estando em contato direto com o processo de combustão. O segundo método analisa os efeitos decorrentes, como a vibração do motor. Esta seção revisa os métodos encontrados na bibliografia para detecção do fenômeno.

2.9.1 Sensor de pressão da combustão

A medição é realizada por um sensor de pressão instalado dentro da câmara de combustão e analisa diretamente a sua pressão. Este método é empregado durante o processo de calibração do motor e para pesquisa experimental (ZHEN, *et*

al., 2012). Segundo (KIENCKE e NIELSEN, 2000), este método tem a vantagem de permitir a aquisição integral de todas as oscilações dentro da câmara de combustão. E suas desvantagens, segundo (KIENCKE e NIELSEN, 2000), são o alto custo e o *design* do cabeçote não conter espaço para abrigar o sensor.

Um dos métodos utilizados para se medir a pressão é através referência de intensidade luminosa. Nesse método, o sensor é incorporado junto à vela de ignição e utilizam-se duas fibras óticas, um LED, fotodiodo e um diafragma de metal para a medição da pressão no interior do cilindro. A fibra ótica é posicionada em frente a um diafragma de metal, como ilustra a figura (8), a luz refletida pelo diafragma para o fotodiodo é proporcional à pressão induzida no mesmo (TUDOR e BEEBY, 2009).

Figura 8 - Sensor de Pressão óptico.

Fonte: Adaptado de (EASTWOOD, 2009).

Segundo (EASTWOOD, 2009), o método mais empregado é o que utiliza um elemento piezelétrico. A piezoeletricidade é uma função linear da primeira derivada da força, e a piroeletricidade é função linear da primeira derivada da temperatura, em um sensor do tipo piezelétrico o efeito da piroeletricidade é pequeno, logo a pressão pode ser obtida através da integração do sinal gerado pelo material piezelétrico (EASTWOOD, 2009). A figura (9) ilustra um método de construção de um sensor de pressão piezoelétrico, onde o diafragma de metal está em contato direto com o processo de combustão. O estresse sofrido pelo diafragma é transmitido para o elemento piezo que está preso entre o pedestal e o conjunto formado pelos seguintes

elementos: uma haste de transmissão, um hemisférico de metal e de um bloco de transmissão. A função da haste de transmissão é diminuir a transferência de calor para o elemento sensor e a função do hemisférico de metal é de equalizar a força transmitida (EASTWOOD, 2009).

Figura 9 - Sensor de pressão Piezelétrico.

Fonte: Adaptado de (EASTWOOD, 2009).

2.9.2 Sensor de vibração mecânica no bloco do motor

A medição da intensidade da detonação é realizada através de um sensor montado no bloco do motor, que atua como um meio de propagação para as oscilações originadas internamente nos cilindros (KIENCKE e NIELSEN, 2000). As frequências das oscilações dependem das dimensões e geometria da câmara de combustão, dos modos ressonantes e da velocidade do som local, que varia em função do ponto de operação do veículo (ZHEN, *et al.*, 2012).

Segundo (KIENCKE e NIELSEN, 2000), este método tem as seguintes vantagens: baixo custo do sensor e facilidade de sua instalação no motor. A principal desvantagem é a susceptibilidade do sensor a vibrações do motor, como o fechamento das válvulas de admissão e escape, e vibrações provocadas ao veículo devido a irregularidades na via onde o mesmo trafega.

2.9.3 Corrente Iônica

A corrente iônica é um fenômeno resultante do processo de combustão de hidrocarbonetos, que dá origem a íons CHO^+ e a elétrons livres e^- . Quando um campo elétrico é aplicado através dos eletrodos da vela de ignição, surge uma corrente, denominada corrente iônica (SAXENA, CHEN e DIBBLE, 2011) (LAGANA, *et al.*, 2018). Este método pode ser utilizado para identificar o cilindro que se encontra no processo de combustão e ocorrência de detonação (LAGANA, *et al.*, 2018).

O método de medição da detonação por corrente iônica se baseia em aplicar um campo elétrico na câmara de combustão durante o processo de combustão para se detectar a ocorrência de detonação (EASTWOOD, 2009).

A própria vela de ignição é utilizada como sonda para medição da corrente iônica. A figura (10) ilustra o circuito utilizado em conjunto com a vela de ignição.

Figura 10 - Circuito Corrente Iônica.

Adaptado (EASTWOOD, 2009).

O sinal da corrente iônica resultante se caracteriza por três picos, como ilustrado na figura (11). A origem destes três picos, segundo (EASTWOOD, 2009), são as seguintes:

O primeiro pico está relacionado à centelha que dá início ao processo de combustão e, por isso, pode ser desconsiderado. O segundo pico está relacionado aos íons criados no núcleo da chama perto dos eletrodos. Estes íons são formados através de uma ionização química. O terceiro pico está relacionado aos íons gerados

nos gases que já reagiram no processo de combustão. Estes íons são gerados devido à energia liberada pela frente de chama que esquentam os gases já queimados, originando uma ionização térmica.

Figura 11 - Sinal corrente iônica (μA) em função da posição angular do motor (CAD).

Fonte: Adaptado (EASTWOOD, 2009).

Segundo (EASTWOOD, 2009), o fenômeno da detonação pode ser observado através da corrente iônica durante o terceiro pico do sinal. Este sinal está relacionado à ressonância natural da câmara de combustão. O sinal produzido pela corrente iônica pode ser utilizado para se detectar a detonação em condições onde sensores, como o sensor de vibração do motor, são ineficientes (EASTWOOD, 2009). A vantagem desse método é a possibilidade de se realizar a medição dentro do cilindro, evitando perturbações no sinal proveniente de vibrações mecânicas. Entretanto, o método possui uma desvantagem relacionada ao posicionamento do sensor, sendo que o sinal medido é relacionado à posição da vela no interior do cilindro e, dependendo da localização da vela no cilindro, o sensor pode sofrer perturbações que prejudicam a qualidade do sinal.

2.9.4 Intensidade luminosa do processo de combustão

Neste método, a variação na intensidade dos espectros luminosos no interior da câmara de combustão é medida através de um sensor de fibra óptica posicionada

através da entrada da vela de ignição, sendo protegida por uma janela de quartzo, safira ou sílica fundida (EASTWOOD, 2009) (KIENCKE e NIELSEN, 2000).

Este método permite identificar os radicais Metilidina (CH), Formil (HCO), Hidroximetileno (HCHO) e Hidroxila (OH), como indicadores do processo de combustão. Através da análise dos radicais encontrados, pode-se determinar a ocorrência de detonação (ZHEN, *et al.*, 2012). Durante o processo de combustão, dois feixes de luz são originados no interior da câmara de combustão: por emissões de luz visível e ultravioleta e emissões infravermelhas. A luz emitida pelo processo atravessa o meio dos gases até entrar em contato com o sensor. Dependendo do posicionamento do sensor, este irá medir diferentes condições do processo de combustão. Um sensor posicionado junto à vela de ignição detecta o processo atrás da frente de chama na região dos gases já queimados, enquanto um sensor posicionado na região final dos gases detecta a frente de chama conforme esta se propaga (EASTWOOD, 2009). Segundo (SHOJI, *et al.*, 1996), a ocorrência de detonação é observável através da alteração da emissão de HCO e OH. Segundo (KIENCKE e NIELSEN, 2000), este método tem a vantagem de permitir a medição dentro do cilindro e é imune a perturbações mecânicas.

2.9.5 Análise da temperatura dos gases de escape

A análise da temperatura dos gases de escape pode ser utilizada para se detectar a ocorrência de detonação, como demonstrado por (ABUQUDAIS, 1996). O autor analisou a temperatura dos gases de escape e sua variação nas seguintes condições: mantendo a rotação do motor e abertura da válvula borboleta constante e variando o avanço de ignição até a ocorrência da detonação. Os resultados obtidos demonstraram que quando ocorre a detonação, a temperatura dos gases pode variar em até -75°C em relação a um processo de combustão normal.

As vantagens citadas por (ABUQUDAIS, 1996) para este método são que o sinal de temperatura dos gases de escape não é afetado por ruídos do motor, e este método pode ser aplicado para qualquer veículo.

2.10 Processamento e análise do sinal

Segundo (HUDSON, GAO e STONE, 2001), independentemente do método utilizado para se medir a detonação, é necessário um método para se quantificar e

analisar o fenômeno, a fim de se determinar a intensidade do mesmo. Nesta seção, serão revisados os métodos para realizar este processo.

2.10.1 Processamento do Sinal

No método descrito por (KIENCKE e NIELSEN, 2000), o sinal de pressão é amplificado por um circuito de ganho automático, que em seguida deve passar por um filtro passa banda com frequência de corte entre $[fr - \Delta f/2, fr + \Delta f/2]$, para que todos os espectros não relacionados à detonação sejam suprimidos. O sinal filtrado no domínio do tempo é dado pela equação (5).

$$y_F(t) = y(t) \times r_{\Delta f}(t) \quad (5)$$

onde $y(t)$ é o sinal de pressão, $y_F(t)$ o sinal de pressão filtrado e $r_{\Delta f}(t)$ a janela utilizada. O sinal resultante é, então, multiplicado por uma janela retangular ($r_T(t)$) para que apenas o intervalo onde possa ocorrer a detonação seja analisado. O sinal de energia resultante é calculado pela seguinte equação (6).

$$E_y(t) = \int_{t-T/2}^{t+T/2} y_F^2(t) dt = y_F^2(t) \times r_T(t) = (y(t) \times r_{\Delta f}(t))^2 r_T(t) \quad (6)$$

O sinal de detonação $\Delta E_y(n)$ depende do sinal de energia de cada ciclo $E_y(n)$ que é derivado a cada ciclo de combustão, menos E_0 , que depende do ponto de operação do motor. O sinal $\Delta E_y(n)$ é dado pela equação (7).

$$\Delta E_y(n) = \begin{cases} E_y(n) - E_0, & E_y \geq E_0 \\ 0, & \text{outro caso} \end{cases} \quad (7)$$

2.10.2 LKI *Logarithmic Knock Intensity*

Em (HUDSON, GAO e STONE, 2001) se analisa a energia média do sinal de detonação. Este método é escolhido pelos autores por segundo os mesmos, a energia média do sinal no domínio da frequência e do tempo é equivalente. Os autores propõem realizar a análise do espectro do sinal de pressão, que é obtido através de uma transformada de Fourier de tempo discreto (DTFT) na transformada rápida de Fourier (FFT). O sinal é amostrado com frequência de 50kHz e se utiliza uma janela de Hamming, e a energia média é obtida através da equação (8).

$$Energia\ Media = \sum_{6kHz}^{25kHz} X^2(k) \quad (8)$$

onde $X(k)$ é o espectro entre 6-25kHz do sinal de pressão original obtido pela convolução do sinal de pressão original ($x_{po}(n)$) com a janela de *Hamming* ($w(n)$) pela equação (9).

$$X(k) = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} w(n) \times x_{po}(n) e^{-j\left(\frac{2\pi}{N}\right)kn} \quad (9)$$

Outro método utiliza o sinal de pressão após ser filtrado por um filtro passa banda 6-25kHz, onde a energia média pode ser obtida através da equação (10), onde $x(n)$ representa o sinal de pressão após o filtro passa banda.

$$Energia\ media = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} x^2(n) \quad (10)$$

Através do valor da energia média, a intensidade da detonação é calculada pelo índice intensidade de detonação logaritmo (LKI) através da equação (11), onde C é uma constante definida com o valor de 122030, quando a unidade do sinal de pressão é em MN/m².

$$LKI = \ln(C \times Energia\ media) \quad (11)$$

A figura (12) ilustra o método empregado pelos autores para analisar o sinal de pressão.

Figura 12 - Tratamento do sinal pelo método LKI.

Fonte: Adaptado de (HUDSON, GAO e STONE, 2001).

Além de analisar a energia média do sinal, (HUDSON, GAO e STONE, 2001) estudaram como a janela de amostragem afeta o índice. Os autores propõem dois métodos de janela: janela-C, onde o início e o fim da amostragem são definidos através da posição angular do motor, e janela-T, onde a janela possui período de amostragem fixo e o início da amostragem é acionado por um detector de pico do sinal de pressão. Esses métodos foram testados com sensores de pressão da câmara de combustão e de vibração do bloco do motor. Os autores concluíram que ambos os

métodos apresentam os mesmos resultados no índice LKI, sendo que a janela-T é escolhida pela facilidade de sua implementação.

2.10.3 MAPO, IMPG e IMPO

Os índices MAPO (*Maximum Amplitude of Pressure Oscillations*), IMPG (*Integral of Modulus of Pressure Gradient*) e IMPO (*Integral of Modulus of Pressure Oscillations*) são utilizados para a análise de alta frequência da pressão na câmara de combustão. O índice MAPO está relacionado aos picos de pressão devido à detonação, IMPG relacionado ao modulo do gradiente da pressão e IMPO representa a energia das oscilações da alta frequência(ZHEN, *et al.*, 2012). Esses índices são definidos através das equações (14-16).

$$MAPO = \max(|\hat{p}|_{\theta_0}^{\theta_0 + \zeta}) \quad (14)$$

$$IMPG = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \int_{\theta_0}^{\theta_0 + \zeta} \left| \frac{d\hat{p}}{d\theta} \right| d\theta \quad (15)$$

$$IMPO = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \int_{\theta_0}^{\theta_0 + \zeta} |\hat{p}| d\theta \quad (16)$$

onde N é o número de ciclos computados, θ é o ângulo da árvore de manivelas no início da janela de cálculo, ζ é o valor da janela de cálculo e $\hat{p}$ é a pressão do cilindro após ser filtrada.

Segundo (BRECQ, JÉRÔME e TAZEROUT, 2003), o sinal de detonação é medido durante uma janela de 60 graus do ângulo de manivelas após a ignição. Este sinal é inserido em um filtro passa banda e depois retificado, e o sinal de saída do retificador é integrado para cálculo do índice IMPO e seu valor máximo é utilizado para o índice MAPO, como ilustra a figura (13).

Figura 13 - Processo de análise MAPO e IMPO.

Fonte: Adaptado (BRECQ, JÉRÔME e TAZEROUT, 2003).

2.10.4 Indicador de detonação adimensional

Apesar dos índices MAPO e IMPO serem amplamente estudados, a determinação dos valores limites do máximo avanço de ignição (KLSA) não possui um valor amplamente aceito, uma vez que os resultados destes índices variam em função da frequência do filtro passa banda e da condição de funcionamento do motor (BRECQ, JÉRÔME e TAZEROUT, 2003).

Em seu trabalho (BRECQ, JÉRÔME e TAZEROUT, 2003) propõem um novo índice para análise do sinal de detonação. Este índice é calculado através dos índices MAPO e IMPO e independe de fatores como avanço de ignição (SA), eficiência volumétrica do motor (η_v), taxa de equivalência (ϕ) e janela computacional (W). Este índice é denominado por (BRECQ, JÉRÔME e TAZEROUT, 2003) como *Dimensionless Knock indicator* (DKI) ou indicador de detonação adimensional e é calculado pela equação (17).

$$DKI = \frac{IMPO}{MAPO \times W} \quad (17)$$

Segundo (BRECQ, JÉRÔME e TAZEROUT, 2003), o índice DKI pode ser interpretado como o peso do índice IMPO em relação à janela computacional, sendo que ruídos no sinal de pressão tem pouco impacto no índice DKI quando ocorre a detonação.

2.11 Métodos de controle da detonação

Conforme discutido nas seções anteriores, a ocorrência da detonação provoca danos ao motor e, por essa razão, precisa ser evitada. Esta seção discute os métodos de controle do fenômeno da detonação.

2.11.1 Controle do avanço de ignição

O método do controle do avanço de ignição funciona da seguinte maneira: a unidade de controle do motor possui um mapa base do ângulo de ignição e, a partir disso, o parâmetro de controle do ângulo de ignição $\alpha_k(n)$ é calculado e somado ao mapa base do ângulo de ignição. Este parâmetro é, então, calculado para cada ciclo de combustão n pela equação (18) (KIENCKE e NIELSEN, 2000).

$$\alpha_k(n) = \alpha_k(n-1) + \Delta\alpha_k - (\beta * \Delta E_y(n)) \quad (18)$$

onde $\Delta\alpha_k$ é um avanço de ignição permanente e o termo $\beta * \Delta E_y(n)$ é o atraso de ignição quando ocorre a detonação. Por segurança, o valor de $\alpha_k(n)$ deve ser sempre menor ou igual a 0 (KIENCKE e NIELSEN, 2000).

Segundo (KIENCKE e NIELSEN, 2000), este controle é útil para se compensar variações de parâmetros relativas à: temperatura ambiente, pressão ambiente, octanagem do combustível, tolerância no processo de fabricação do motor e envelhecimento do motor.

2.11.2 Controle de adaptativo da detonação

Segundo (KIENCKE e NIELSEN, 2000), diferentemente do controle do fator lambda, um modelo para o fenômeno da detonação ainda não foi bem definido. Assim, é necessário que o mapa do ângulo de ignição seja adaptado individualmente para cada cilindro do motor para todas as condições de operação do motor. Por esse motivo, esses autores propõem um método de controle de detonação adaptativo, onde o termo $\alpha_l(n)$ é calculado e armazenado em um mapa adaptativo. O ângulo de ignição em um determinado cilindro é definido pela equação (19).

$$\alpha_e(n) = \alpha_b(n) + \alpha_k(n) + \alpha_l(n) \quad (19)$$

onde $\alpha_e(n)$ é o ângulo de ignição efetivo, $\alpha_b(n)$ o ângulo de ignição do mapa base, $\alpha_k(n)$ o controle do ângulo de ignição calculado pelo método descrito na seção 2.11.1 e $\alpha_l(n)$ o ângulo de ignição aprendido pelo mapa adaptativo. O termo $\alpha_l(n)$ é calculado da seguinte forma: a média do controle do ângulo de ignição $\bar{\alpha}_k(n)$ é utilizada para ensinar o mapa de $\alpha_l(n)$ em relação ao atraso do ângulo de ignição, um avanço do ângulo de ignição fixo α_a é utilizado para sobrepor o processo de aprendizado a fim de funcionar como uma função de esquecimento para os ângulos

aprendidos. A equação (20) mostra o cálculo para se obter $\alpha_l(n)$, onde k_l representa a velocidade de aprendizagem do processo.

$$\alpha_l(n) = (1 - k_l)\alpha_l(n-1) + k_l(\bar{\alpha}_k(n-1) + \alpha_a(n-1)) \quad (20)$$

O tempo de aprendizado é definido através do termo k_l e do tempo de amostragem, utilizado através da equação (21). Como a amostragem é realizada a cada ciclo do motor, o termo k_l deve ser inversamente proporcional à rotação do motor (KIENCKE e NIELSEN, 2000).

$$T_l = \frac{T_s}{k_l} \quad (21)$$

3 Metodologia

A investigação foi executada usando um motor Volkswagen EA 111 VHT 1.6 litros 8 válvulas equipado no veículo Volkswagen Gol 1.6. Este motor possui uma taxa de compressão de 12:1, sendo assim, um motor que utiliza uma taxa de compressão intermediária em relação a motores a gasolina e a etanol. Este também possui sistema de alimentação indireta combustível multi-ponto, e sistemas de ignição e centelha perdida e válvula borboleta eletrônica. As modificações necessárias foram a substituição do sensor de oxigênio original por um sensor do tipo sonda lambda de banda larga para o controle da mistura entre ar/combustível, utilização de um sensor Br-FFS para medir a composição do combustível em tempo real e instalação de um sensor de temperatura no escapamento do motor. Um sensor de pressão é utilizado para realizar o processo de calibração do controle do avanço de ignição e detonação. Uma plataforma de gerenciamento eletrônico do motor e implementação dos controladores (FlexECU) é usada durante os experimentos. O *software* de aplicação utilizado é o Otto-3, desenvolvido por (ROSSETTI e DOS SANTOS, 2015) usando o *software* ASCET (*Advanced Simulation and Control Engineering Tool*), e seus parâmetros são ajustados através do *software* INCA (*Integrated Calibration and Acquisition Systems*).

Esta seção revisa os conceitos sobre o *firmware* Otto-3, ASCET, INCA, FlexECU e dos módulos que foram adicionados no Otto-3 relativos ao controle da mistura em malha fechada, correção do tempo de injeção e avanço de ignição em função da composição do combustível e controle do avanço em malha fechada.

3.1 ASCET

ASCET é uma plataforma utilizada desde 1997 para desenvolvimento de *software* embarcado. O *software* desenvolvido através do ASCET é baseado em modelos, permitindo uma escalabilidade de módulos desenvolvidos entre vários projetos. O *software* ASCET foi desenvolvido especialmente para aplicação na indústria automotiva, atendendo aos requerimentos no desenvolvimento automotivo, como geração do arquivo A2L, que descreve o código HEX gerado e compatibilidade com RTA-OSEK.

O *software* desenvolvido em ASCET pode ser construído através de diagrama de blocos e ou por código escrito (C). Quando é utilizado o método por diagrama de blocos, deve-se especificar a ordem que cada diagrama será executado pela ECU.

Neste trabalho, o *software* ASCET foi utilizado para o desenvolvimento dos módulos de leitura dos sensores de oxigênio de banda larga e da composição de combustível, elaboração dos controles de injeção de combustível e de avanço de ignição em malha fechada e do algoritmo de compensação em função da composição do combustível.

3.2 INCA

O *software* INCA é utilizado neste trabalho para realizar o *flash*¹ da Flex-ECU, medição e calibração de parâmetros em tempo real da ECU. Para que o INCA possa acessar os conteúdos do alvo, devem ser fornecidos os arquivos A2L e HEX. Através desses arquivos, ele será capaz de acessar os parâmetros de medição e calibração.

Os dados contidos na memória do alvo são separados em três conjuntos: dados de medição, dados de calibração e código do *software*. Os dados de calibração são divididos em duas partes, conhecidas como WP (*Working Page*) e RP (*Reference Page*), que possuem as mesmas variáveis do *software* de aplicação, sendo que, durante a operação normal do controlador alvo, os parâmetros são acessados na RP. Quando o alvo está em modo de calibração, os dados da RP são copiados para a WP,

¹ *Flash* se refere ao processo de enviar o código em hexadecimal para a memória do alvo a ser programado.

sendo possível alterar esses parâmetros em tempo real. O local de acesso dos parâmetros, durante a calibração, é definido através do INCA.

É possível realizar um processo de congelamento de uma WP, que impede que os parâmetros de calibração desta WP sejam alterados, e a WP congelada se torna uma RP, que é útil por permitir o controle das alterações realizadas. O local onde o controlador armazena a WP e RP depende do protocolo de calibração utilizado, CCP (*Can Calibration Protocol*) ou ETK. Quando se realiza a calibração através do método CCP, os dados de medição e a WP são alocados na memória RAM do alvo, como ilustrado na figura (14).

Figura 14 - Calibração através do método CCP

Fonte: Autor.

Quando se realiza a calibração através do método ETK, tanto a WP quanto a RP são alocados na memória DP-RAM do *hardware* da ETK e, através do INCA, é selecionada qual das duas será acessada pelo alvo, como ilustrado na figura (15).

Figura 15 - Calibração através do método ETK.

Fonte: Autor

3.3 Flex-ECU

A Flex-ECU-G1 é uma unidade de gerenciamento produzida pela ETAS especificamente para desenvolvimento. Ela possui todo o *hardware* necessário para aplicações automotivas, como conversores analógicos/digitais para leitura de sensores, entradas para sinais com modulação de largura de pulso (PWM), entrada específica para leitura do sensor lambda de banda larga LSU-ADV, entrada para até quatro sensores de detonação, entrada de sensor Hall específico para leitura da rotação do eixo da árvore de manivelas e para o sensor de fase, saídas de potência, saídas de circuito tipo ponte H, saídas para controle das válvulas injetoras para sistema de injeção indireta por multiponto PFI (*Port Fuel Injection*) e injeção direta de gasolina GDI (*Gasoline Direct Injection*) saídas para acionamento do circuito de ignição, e três barramentos de comunicação pelo protocolo CAN (*Controller Area Network*). A Flex-ECU-G1 possui um *software* de baixo nível (LLSW) que controla o acesso ao *hardware* como leitura dos conversores analógicos digitais, controle de *drivers* específicos, além de possuir um sistema operacional em tempo real (RTOS), denominado RTA-OSEK que gerencia as chamadas de execução das tarefas do *software* de aplicação. O acesso ao *hardware* pelo LLSW é realizado através de chamadas de funções do LLSW.

O componente mais importante do LLSW é o sistema de gerenciamento da posição do motor (EPM). O EPM, que realiza a função de sincronismo entre a Flex-ECU e o motor, recebendo os sinais do sensor de rotação do eixo da árvore de manivelas e do sensor de fase. Com essas informações, realiza o controle de todas as funções, que são dependentes da posição angular do motor, como acionamento das válvulas injetoras e controle do circuito de ignição, além de gerar interrupção de

forma sincronizada com a posição angular do motor para a execução de tarefas (ROSSETTI e DOS SANTOS, 2015). Para isso, o EPM precisa ser previamente configurado através dos parâmetros ilustrados na tabela (3-1).

Tabela 3-1 Parâmetros EPM.

Parâmetro	Descrição
<i>EpmCaS_stActEdge_C</i>	Tipo de borda do sinal que será detectada.
<i>Epm_phiTdc1_C</i>	Define o ângulo referente ao PMS do primeiro cilindro
<i>Epm_phiGap2Zero_</i>	Define a distancia em graus entre o sinal de falha do sinal de rotação da árvore de manivelas e o PMS do primeiro cilindro.
<i>EpmCaS_phiSegOfs_C</i>	Define quantos graus há entre o sinal de falha e a primeira borda.
<i>Epm_numFireSeg_</i>	Sequência de injeção e ignição nos cilindros.
<i>Epm_numCyl_C</i>	Define o número de cilindros do motor.
<i>EpmSyn_dCaSSegMsk_</i>	Define o padrão utilizado para o sinal de fase.
<i>EpmCaS_dSegSeries_CA</i>	Define o padrão dos segmentos do sinal de fase.
<i>EpmSeq_phiInt_CA</i>	Define a posição angular na qual o LLSW irá gerar uma interrupção.
<i>EpmCaS_numSegSerLst_C</i>	Índice do último segmento do parâmetro <i>EpmCaS_dSegSeries</i> .
<i>EpmCaS_phiSegLen_CA</i>	Define o comprimento angular dos segmentos do sinal de fase.
<i>EpmCaS_phiSegLenTol_CA</i>	Define a tolerância do comprimento angular dos segmentos do sinal de fase.
<i>EpmCrS_tilgnSig_C</i>	Tempo para suprimir o sinal de rotação do eixo da árvore de manivelas após a perda de sincronismo.

Fonte: Autor

3.4 Otto3

O Otto3 é um *software* de aplicação desenvolvido por (ROSSETTI e DOS SANTOS, 2015) no *software* ASCET, tendo como plataforma a Flex-ECU-G1. O objetivo do Otto3 é gerenciar o motor do veículo VW Gol 1.6. A figura (16) ilustra os módulos que compõem o Otto3 em sua versão mais recente.

Figura 16 - Módulos Otto3 versão atual.

Fonte: Autor

Os módulos principais executam parte do controle de rotação (ROSSETTI e DOS SANTOS, 2015). O módulo ETC é responsável pelo controle de rotação, a partir do sinal do pedal do acelerador e da rotação atual do motor, o módulo calcula a referência e o erro de rotação. A partir da rotação de referência, o módulo ETB_CTRL calcula a posição de referência para a válvula borboleta. Este módulo também utiliza o sinal do sensor de posição de borboleta (TPS) para controlar a abertura da válvula borboleta, através de um controlador proporcional integral derivativo (PID). A partir do erro de rotação, o módulo LAMBDA_CALC estipula um ganho no tempo de injeção, que é enviado para o módulo INJ_CALC. O módulo INJ_CALC calcula o tempo de injeção do combustível, o ângulo de acionamento dos injetores e a estratégia de corte de combustível. Esses parâmetros são utilizados pelo módulo INJ_OUT que, através de chamada de funções do LLSW, controla as válvulas injetoras de combustível. O módulo IGN_CALC calcula os parâmetros de avanço de ignição que são utilizados no módulo IGN_OUT, para serem enviadas ao LLSW para controle das bobinas de ignição.

Entretanto, o controle de Lambda é originalmente realizado em malha aberta, onde o módulo LAMBDA_CALC estipula um ganho para o tempo de injeção em função

do erro de rotação, mas não monitora a saída do sistema para garantir que a mistura real foi a desejada. Outro sistema que funciona em malha aberta é o módulo de IGN_CALC, que não monitora a ocorrência de detonação no motor no cálculo do avanço de ignição. Para se aperfeiçoar o gerenciamento, ambos os sistemas serão refinados a fim de controlarem a injeção de combustível e o avanço em malha fechada. Espera-se que o torque de saída do motor seja maior se comparado com os controles originais em malha aberta.

3.5 Controle da mistura em malha fechada

O controle utiliza o sinal do sensor de oxigênio, instalado no escapamento do veículo, conhecido como sonda lambda, para informar o fator lambda da mistura e, assim, controlar o tempo de injeção de combustível até o fator lambda medido alcance o valor de referência definido pelo controle de rotação.

Á sonda lambda utilizada neste projeto é de banda larga em conjunto com o equipamento LA4. A função do LA4 é controlar o aquecimento da sonda e o seu circuito de bombeamento de oxigênio, além de informar, através de um *display* de LCD, o fator lambda. Além disso, o LA4 pode disponibilizar o valor do fator lambda através de uma saída diferencial, onde o valor da diferença de potencial é proporcional ao valor de lambda medido.

O controlador utilizado é o proposto por (PEREIRA, 2015), tendo sido adaptado para o *firmware* da Otto3, sendo do tipo proporcional integral (PI) de tempo discreto. O sinal de controle é dado pela equação (22).

$$C(z) = 1 + \left(P + \frac{IT_s}{z-1} \right) e(z) \quad (22)$$

onde $e(z)$ é o sinal de erro, P é o ganho proporcional do controlador, I é o ganho integral do controlador e T_s é o tempo de integração.

Segundo (PEREIRA, 2015), o valor do ganho proporcional é definido através da equação (23), onde k é o ganho. Segundo o autor, este parâmetro é definido igual a um, t_{de} é o delay definido como duas vezes o tempo de resposta desejado, t_c é o tempo de resposta desejado e t_{le} é o tempo de resposta do sistema, definido pela equação (24) através do número de cilindros do motor e da rotação por segundo n .

$$P = \frac{1}{k} \frac{t_{le}}{t_{de} + t_c} \quad (23)$$

$$t_{le} = \left[\frac{2 \cdot (N^3 \cdot Cil - 1)}{n \cdot N^3 \cdot Cil} \right] = \frac{3}{2 \cdot n} \quad (24)$$

O ganho integral é definido em função do ganho proporcional pela equação (25).

$$I = \frac{P}{t_{le}} \quad (25)$$

Como os ganhos Integral e Proporcional dependem do fator t_{le} , que é função da rotação do motor, seus valores são pré-calculados através das equações (22) e (23) em intervalos de 100 RPM, utilizando o tempo de resposta desejado de 2 segundos e então inseridos em um mapa de uma dimensão de 60 posições, que é indexado através do valor da rotação do motor.

O parâmetro T_s utilizado por (PEREIRA, 2015) é calculado através do tempo que o motor leva para completar um ciclo. Logo, este é dependente da rotação do motor. Entretanto, neste projeto as aplicações que utilizam parâmetros de tempo precisam ser executadas em tarefas periódicas, logo o T_s escolhido foi de 10ms e a aplicação foi definida para ser executada em uma tarefa periódica com período de 10ms. A figura (17) ilustra o controle aplicado através do *software* ASCET.

Figura 17 - Sistema de controle de Lambda em malha fechada.

Fonte: Autor

O controle da composição do combustível tem a função de corrigir os parâmetros do tempo de injeção de combustível e do avanço de ignição em função da composição do combustível. A composição do combustível é obtida através de um sensor modelo (Br-FFS-Gen 3) fornecido pela Continental. Este sensor, que possui

um tubo onde o combustível circula, mede a capacitância, a condutividade e a temperatura do combustível para determinar a sua composição. O sensor, então, fornece esta informação através de uma onda quadrada, onde a frequência do sinal é proporcional à porcentagem de etanol contida no combustível. Sendo a porcentagem de etanol presente no combustível igual à frequência do sinal menos 50, e a temperatura em graus Celsius do combustível pode ser calculada através do tempo em nível lógico baixo do sinal de resposta do sensor.

Logo, se o combustível atual for Etanol puro, a frequência de saída do sensor será de 150 Hz; caso o combustível atual seja gasolina E27.5, que é comercializada no território brasileiro, a frequência de saída será de 77,5 Hz.

O módulo de controle utiliza essa informação para definir os parâmetros de tempo de injeção e avanço de ignição em relação aos parâmetros definidos para etanol e gasolina E27.5. O tempo de injeção final é calculado pela soma do tempo de injeção corrigido para etanol e para gasolina. O tempo de injeção corrigido para etanol é calculado como o produto entre o tempo base para etanol ($T_{injeção,etanol}$) e pelo fator de correção da porcentagem de etanol na composição do combustível, (PC_{etanol}), onde PC_{etanol} é dado pela subtração da porcentagem de etanol (P_{etanol}) presente no combustível e 27,5%. O resultado é então multiplicado por um fator de correção de 1.48, conforme apresentado na equação (26). Esta correção no fator tem como objetivo normalizar a leitura do sensor para a faixa de presença de etanol nos combustíveis comerciais, assumindo a gasolina E27,5 e o etanol hidratado.

$$PC_{etanol} = (P_{etanol} - 27,5\%) \times 1,48 \quad (26)$$

O tempo de injeção corrigido para gasolina é calculado como o produto entre o tempo de injeção base para gasolina ($T_{injeção,gasolinaE27.5}$) e por 1 menos (PC_{etanol}).

As equações (27) e (28) ilustram respectivamente os cálculos do tempo de injeção $T_{injeção}$ e avanço de ignição $A_{ignição}$.

$$T_{injeção} = \{(PC_{etanol} * T_{injeção,etanol}) + [(1 - PC_{etanol}) * T_{injeção,gasolinaE27.5}]\} \quad (27)$$

$$A_{ignição} = \{(PC_{etanol} * A_{ignição,etanol}) + [(1 - PC_{etanol}) * A_{ignição,gasolinaE27.5}]\} \quad (28)$$

O método utilizado foi desenvolvido no *software* ASCET. A figura (18) ilustra o controle aplicado ao cálculo do tempo de injeção e a figura (19) o controle aplicado ao avanço de ignição.

Figura 18 – Lógica para calculo do tempo de injeção em malha fechada.

Fonte: Autor

Figura 19 - Lógica para calculo do avanço de ignição em malha fechada.

Fonte: Autor

3.6 Controle do avanço em malha fechada

O controle do avanço de ignição é realizado em malha fechada através da informação relativa à integral do sinal proveniente de um acelerômetro, onde o processamento digital do sinal é realizado pelo LLSW. Para isso, é necessário informar os seguintes parâmetros: o filtro que será utilizado, o valor do amplificador digital, a posição de início da janela de integração e a largura da janela de integração.

Como resposta, o LLWS irá retornar o valor da integração, qual cilindro estava em processo de combustão durante a integração e se houve algum erro durante a leitura. A figura (20) ilustra a programação desenvolvida no ambiente ASCET para configuração dos parâmetros utilizados para leitura da detonação.

Fonte: Autor

A partir do resultado da integração foi desenvolvido um sistema para constatação de detonação. A leitura da integral é realizada a cada ciclo de combustão do motor. Se esta o valor da integral for menor do que o valor calibrado pela variável KN_TRIG_FIRST, é então adicionado um *offset* de 1,5° ao avanço de ignição base. Se a leitura seguinte for menor novamente, o *offset* será adicionado novamente, repetindo-se o ciclo com um limite definido pela variável KN_MAX_DELTA, sendo que este valor pode ser calibrado, mas é utilizado o valor de 8° como valor padrão.

Caso o valor da integral seja maior do que KN_TRIG_FIRST, será retirado 0,75° do *offset* que foi adicionado ao avanço, com o objetivo de se suprimir a ocorrência de detonação, porém caso o valor ultrapasse KN_TRIG_SECN o *offset* será zerado. A figura (21) ilustra o fluxograma do controle do avanço.

Figura 21 - Fluxograma do controle do avanço em função da detonação.

Fonte: Autor.

3.7 Definição dos Testes

Para se validar os sistemas desenvolvidos os mesmos serão submetidos a testes. O resultado e discussão destes testes estão contidos na seção 4.

O controlador da mistura A/F é submetido a dois métodos. O primeiro utilizou uma referência fixa de lambda e de rotação, sendo os dois parâmetros forçados como referência para os controladores. O intuito deste teste é validar a resposta a regime estacionário do sistema.

O segundo teste é realizado com o motor em regime de aceleração, onde o controle de ETC estipula o valor de referência para o controlador da mistura ar/combustível. O intuito deste teste é validar o sistema em troca de regimes, ou seja, a capacidade do sistema acompanhar uma referência variável.

O ganho no torque de saída devido a o sistema de avanço de ignição é validado comparando-se o torque de saída do motor com o controle ativado e desativado. A validação é realizada para 2000, 3000 e 4000 RPM com misturas de gasolina e 35% de etanol E35 e etanol hidratado E95 a plena carga (90kPa) e lambda de referência de 1. Os testes foram realizados em um dinamômetro de bancada no laboratório de motores do Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo (IPT).

Por último o torque de saída do motor e a ocorrência de detonação são estudados em função da rotação do motor e composição da mistura utilizada. Estes testes são realizados a 1500, 2000, 2500, 3000 e 3500 RPM com misturas de composição E50, E75 e E75.

4 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Este capítulo discute os resultados obtidos nos testes realizados para levantamento do comportamento da detonação no motor e validação das rotinas desenvolvidas para controle. As rotinas testadas são: de controle do tempo de injeção em função da realimentação da sonda lambda de banda larga, do controle do avanço de ignição e do controle do avanço de ignição em função da detonação.

4.1 Teste do controle tempo de injeção em função de lambda

Para o teste do controlador da mistura A/F, dois métodos foram considerados. O primeiro utilizou uma referência fixa de lambda e de rotação, sendo os dois parâmetros forçados como referência para os controladores. O segundo teste é realizado com o motor em regime de aceleração, onde o controle de ETC estipula o valor de referência para o controlador da mistura ar/combustível.

4.1.1 Referência fixa

O teste é realizado durante 60 segundos, com valor de lambda de referência de 1, o valor de referência para o controle de rotação de 800 RPM, a composição do combustível foi monitorada e se encontrava com aproximadamente 91% de etanol. Entretanto, o controle da composição do combustível estava desligado, logo o motor operava com valores referentes à gasolina. Este teste teve como objetivo validar o controle da mistura ar/combustível em regime estacionário. A figura (22) ilustra os resultados do teste. Pode-se observar que ambos os sistemas apresentam instabilidade nos primeiros 40 segundos de testes, mas que após este período o valor de lambda alcança a referência com oscilações máximas de 1%, desconsiderando-se o ruído. Já o controle de rotação apresenta erro estacionário, mas se mantém estável.

Figura 22 - Resposta teste Lambda=1, Rotação de referência = 800 RPM com controle de composição desabilitado, (a) valores de lambda de referencia (azul) e saída (vermelho), (b) rotação de saída do motor.

Fonte: Autor.

Este teste é então repetido com o controle de composição ativado. É possível observar pela figura (23) que, durante o teste, o combustível tem um percentual de etanol próximo a 91%, logo o tempo base de injeção de etanol é multiplicado por um fator de 0.91 e o tempo de injeção de gasolina é multiplicado por um fator de 0.9. Os dois valores corrigidos são somados, o que resulta no tempo final de injeção, o mesmo processo é feito para o cálculo do avanço de ignição.

Figura 23 - Resultados do teste para $\Lambda=1$, Rotação de referência = 800 RPM com controle de composição ativo. (a) valores de lambda de referência e saída, (b) rotação de saída do motor.

Fonte: Autor.

Quando o controle de composição está ativo, a saída de lambda apresenta erro de 1% desconsiderando o ruído de medição, porém ela se estabiliza em torno do valor de referência mais rapidamente do que quando a correção por composição não está ativa. Entretanto, comparando as figuras 22 e 23, item (b) pode-se notar que com o controle de composição ativo, a rotação apresentou um erro estacionário maior do que com o controle desabilitado.

4.1.2 Teste em regime de aceleração

Para o teste do controle em regime de transiente, foi realizada a aceleração do veículo a partir da marcha lenta até 5000 RPM, com o controle de composição ativo e a referência de lambda sendo estipulada pelo controle de rotação ETC. A figura (24) mostra a resposta de lambda em função da referência de ETC, a rotação do veículo, o sinal do pedal do acelerador e o tempo de injeção. O objetivo deste teste é validar a

operação do sistema durante a troca de regime do motor, neste caso específico durante a aceleração.

Figura 24 - Teste de Aceleração. (a) valores de lambda de referência e saída, (b) rotação de saída do motor, (c) sinal do pedal do acelerador, (d) tempos de injeção final, corrigidos para gasolina e etanol e base para gasolina e etanol.

Fonte: Autor.

A figura (25) ilustra em detalhes a resposta de lambda em função da referência gerada pelo controle de ETC. O sinal alto, perto de 50 segundos, se refere à condição de corte de combustível durante a desaceleração. O pico inicial, perto de 20 segundos, se refere ao momento em que a válvula borboleta abre para atender à demanda de ar necessária para a aceleração, o que faz com que a massa de ar aumente abruptamente levando a um pico de 1,4 no fator lambda de saída, como ilustrado pela figura (25). Pode-se destacar também o valor da referência em degraus gerados pelo controle ETC ilustrado na figura (26) e o sinal de saída tendendo ao valor de referência através da atuação do sistema. Como esperado, o valor de referência de lambda tende a um conforme a rotação do motor se aproxima da rotação de referência.

Figura 25 - Teste de Aceleração resposta de Lambda, (Azul) sinal de referência, (Vermelho) saída.

Fonte: Autor.

Figura 26 - Teste de Aceleração referência de lambda do controle ETC, (Azul) sinal de referência, (Vermelho) saída.

Fonte: Autor.

4.1.3 Discussão dos resultados do controle tempo de injeção em função de lambda

O controle consegue responder à variação do valor de referência como observado na figura (24) e possui erro de regime estacionário de 1%, porém o controle da mistura ar/combustível atua como uma perturbação no sistema de controle de rotação afetando a sua resposta em condições de marcha lenta.

4.2 Teste do avanço de ignição em função da composição de combustível

O teste para o avanço de ignição foi realizado com o motor em regime de aceleração, para testar o controle do avanço de ignição em função da composição do combustível em transiente. A figura (27) ilustra a resposta do controle do avanço de ignição ao teste de aceleração realizado na seção (4.1.2).

Figura 27- Resposta do avanço de ignição ao teste de aceleração. (explicar cada figura como (a) avanço de ignição para gasolina (Vermelho), etanol (Amarelo) e final (Azul), (b) Porcentagem de Etanol presente no combustível, (c) pressão do ar admitido, (d) rotação.

Fonte: Autor

Observa-se que, como esperado, o avanço final é a soma ponderada do avanço de etanol e de gasolina em função da resposta do sensor de composição de combustível. Este resultado permite que a relação estequiométrica da mistura seja corrigida mais rápida em relação a sistemas sem a medida quando a alteração da composição de combustível.

4.3 Levantamento dos limites de detonação

Para levantamento dos valores correspondentes à detonação do indicador, foi utilizada a seguinte metodologia. Os valores do indicador foram coletados com o motor operando nas seguintes condições, motor com rotação de 1500, 2000, 2500, 3000 e 3500 RPM, e pressões de coletor de admissão de 60, 70, 80 e 90 kPa. Para cada condição, o avanço de ignição foi variado deste do avanço base, ou seja, o avanço em malha aberta, até quando ocorria detonação. Os seguintes métodos foram utilizados para se detectar a detonação: o valor do indicador, confirmação sonora do ruído acústico produzido pela detonação e pela variação da temperatura do gás de escape.

A figura (28) ilustra o resultado do teste de 1500 RPM a 70 kPa utilizando gasolina E27, o avanço é excursionado de 18 até 24 graus APMS com intervalos de 30 segundos, onde é possível observar que após cerca de 21,75 graus APMS, o indicador de detonação começa a ultrapassar o valor de 20000, e com avanço máximo de 24 graus APMS o tem pico de 60000. É possível comprovar a ocorrência de detonação pela variação da temperatura do gás de escape. Entre 18 e 21,75 graus APMS, a temperatura do gás de escape teve uma variação de 14°C, enquanto na segunda metade do teste entre 21,75 e 24 graus APMS, a variação foi de 29°C. Através deste comportamento da temperatura do gás de escape e do valor do indicador é possível se afirmar que houve detonação segundo o indicador.

Figura 28 - Curvas de avanço de ignição, indicador de detonação e temperatura do gás de escape para o teste realizado com gasolina E27, a 1500RPM e 70 kPa de pressão no coletor de admissão.

Fonte: Autor.

Analizando o resultado do teste a 2500 RPM a 80 KPa utilizando gasolina E27, o avanço é variado de 18 até 24 graus APMS com intervalos de 30 segundos, novamente pode-se observar que o indicador de detonação ultrapassa o valor de 20000 com o avanço de 22,5 graus APMS. Em relação à variação da temperatura do gás de escape a mesma variou 26°C em 190 segundos antes da ocorrência de detonação, e 10°C em 69 segundos após o início de detonação.

Figura 29 - Curvas de avanço de ignição, indicador de detonação e temperatura do gás de escape para o teste realizado com gasolina E27, a 2500RPM e 80 kPa de pressão no coletor de admissão.

Fonte: Autor.

Analizando o resultado do teste a 3500 RPM a 70 KPa utilizando gasolina E27, o avanço é variado de 24 até 29,25 graus APMS com intervalos de 30 segundos, o indicador de detonação ultrapassou 20 000 somente com 28,5 graus APMS. Isso é devido ao motor precisar de mais deslocamento angular para realizar a queima, uma vez que a velocidade de queima é igual para baixa rotação, porém, o motor está se deslocando mais rapidamente. A partir deste resultado se conclui que para um avanço de 28,5° APMS tem-se o início da ocorrência de detonação, para essa condição específica.

Figura 30 - Curvas de avanço de ignição, indicador de detonação e temperatura do gás de escape para o teste realizado com gasolina E27, a 3500RPM e 70 kPa de pressão no coletor de admissão.

Fonte: Autor.

4.3.1 Estudo da detonação com lambda de 0.95

Os testes descritos a seguir foram realizados de modo a se estudar o comportamento da detonação quando utilizado fator lambda de 0,95. Os testes foram realizados de 1500 a 4500 RPM, sempre com três valores de avanço de ignição, sendo que o primeiro avanço é próximo de onde ocorreu detonação durante os testes com lambda igual a 1. Analisando as figuras 25 e 26, é possível comparar o teste realizado a 3500 RPM a 80 KPa, com avanço fixo de 31,5° APMS, sendo que a figura 31 ilustra o teste efetuado com lambda de 0,95 e a figura 32 com lambda 1. Pode-se observar que a temperatura do gás de escape é 15°C menor no teste com lambda 0,95 em relação ao teste com lambda igual a 1. Porém, o indicador de detonação é relativamente maior no teste com lambda 0,95, a média do indicador para lambda 1 é de 6386, e para lambda 0,95 é de 7907 indicando que o teste com lambda 0,95 teve número superior de ocorrências de detonação em comparação ao teste com lambda 1.

Figura 31 - Curvas de avanço de ignição, indicador de detonação e temperatura do gás de escape para o teste realizado com gasolina E27, a 3500RPM e 60 kPa de pressão no coletor de admissão e lambda de 0,95.

Fonte: Autor.

Figura 32 - Curvas de avanço de ignição, indicador de detonação e temperatura do gás de escape para o teste realizado com gasolina E27, a 3500RPM e 60 KPa de pressão no coletor de admissão e lambda de 1.

Fonte: Autor.

Analisando outra amostra, ilustrada através das figuras 27 e 28, pode-se verificar que o teste decorre a 3 000 RPM a 70 KPa, com avanço fixo de 28,5° APMS. A figura 33 relata o resultado com lambda 0,95 e a figura 34 ilustra com lambda 1. Nota-se que novamente a temperatura do gás de escape é cerca de 15° C menor com lambda 0,95 em comparação a lambda 1. Em relação ao indicador de detonação, a

média com lambda 1 é de 7943, enquanto com lambda 0,95 o valor médio é de 8616, pode-se observar também que com lambda 0,95 o indicador ultrapassa o valor de 30000 enquanto com lambda 1 a medida nunca passa de 25000.

Figura 33 - Curvas de avanço de ignição, indicador de detonação e temperatura do gás de escape para o teste realizado com gasolina E27, a 3000RPM e 70 kPa de pressão no coletor de admissão e lambda de 0,95.

Fonte: Autor.

Figura 34 - Curvas de avanço de ignição, indicador de detonação e temperatura do gás de escape para o teste realizado com gasolina E27, a 3000RPM e 70 kPa de pressão no coletor de admissão e lambda de 1.

Fonte: Autor.

4.4 Validação do controle do avanço em malha fechada

Esta seção apresenta o resultado dos testes do controle em malha fechada do avanço de ignição em função da detonação. Os testes são realizados com os seguintes parâmetros: composição de combustível de 35 e 91% de etanol, carga máxima do motor (90 kPa), rotações de 2000, 3000 e 4000 RPM, com o controle ativo ou desativado, a fim de comparar os valores de torque de saída do motor, valor do indicador de detonação, média do indicador de detonação e o avanço que é aplicado.

4.4.1 Validação com composição de 35% de etanol

Este teste foi realizado com as seguintes configurações: duração de 60 segundos, composição de 35% de etanol, motor com carga total e com as seguintes rotações 2000, 3000 e 4000. O teste com composição de 35% foi realizado principalmente com a intenção de se analisar e comparar o torque de saída, o torque médio, o valor do indicador de detonação e a média do indicador de detonação com o controle ativo e desativado.

4.4.1.1 Validação a 2000 RPM com composição de 35% de etanol

A figura 35 ilustra o resultado do teste com o controle desabilitado e a figura 36 com o controle ativo para o teste a 2 000 rpm.

Figura 35 - Curvas de Indicador de detonação (a), Avanço final de ignição (b) e torque de saída do motor (c), para o teste de 2 000 rpm com controle desabilitado e composição de 35% de etanol.

Fonte: Autor.

Figura 36 - Curvas de Indicador de detonação (a), Avanço final de ignição (b) e torque de saída do motor (c), para o teste de 2 000 rpm com controle ativo e composição de 35% de etanol.

Fonte: Autor.

Analisando os resultados, inicialmente pode-se notar que o torque de saída do motor permanece mais estável quando o controle está habilitado. Adicionalmente, em ambos os testes há uma perturbação não medida no avanço de ignição. Esta perturbação, que afeta o torque de saída em aproximadamente 45 segundos do primeiro teste e em 35 segundos do segundo teste, é causada pelo avanço em função da temperatura do motor, que para o presente teste não foi medida. O valor médio do torque em ambos os testes foi de 126 Nm, mostrando que o controle não apresenta ganho relativo nesta condição de funcionamento do motor.

A figura 37 ilustra a comparação do torque de saída para o controle ativado e desativado.

Figura 37 - Torque de saída do motor a 2000 RPM, composição de 35% de etanol, curva vermelha controle desativado, curva azul controle ativado.

Fonte: Autor.

Em relação ao indicador de detonação, o teste com controle ativo apresentou mais picos e com maiores valores, o que era esperado, uma vez que o controle tenta fazer o motor operar na liminar de detonação.

A média do indicador com o controle desabilitado foi de 9195 e o valor com controle ativo foi de 18429, um aumento relativo entre os dois resultados, porém o valor médio com controle ativo é menor do que o limiar para redução do avanço de 22000. A partir destes resultados, observa-se que o controle não traz ganho relativo nesta condição de operação do motor, sendo melhor alterar a programação do controle para ele não atuar nesta faixa de operação.

4.4.1.2 Validação a 3000 RPM com composição de 35% de etanol

A figura 38 ilustra o resultado do teste com o controle desabilitado e a figura 39 com o controle ativo para o teste a 3000 RPM.

Figura 38 - Curvas de Indicador de detonação (a), Avanço final de ignição (b) e torque de saída do motor (c), para o teste de 3000 RPM com controle desabilitado e composição de 35% de etanol.

Fonte: Autor.

Figura 39 Curvas de Indicador de detonação (a), Avanço final de ignição (b) e torque de saída do motor (c), para o teste de 3000 RPM com controle ativo e composição de 35% de etanol.

Fonte: Autor.

Primeiramente o principal resultado é que diferentemente do teste realizado a 2000 RPM, o teste a 3000 RPM com controle ativo apresenta ganho de torque em relação ao teste a 3000 RPM com controle desabilitado, sendo que o valor médio com controle ativo é de 129 Nm, enquanto com controle desabilitado o valor é de 127 Nm. Novamente em ambos os testes são observadas perturbações no sinal de saída de origem não medidas duas vezes, com o controle ativo a aproximadamente 12 e 45 segundos.

Com o controle desabilitado, a perturbação tem início há aproximadamente 30 segundos, e continua durante 20 segundos. Porém o torque só é afetado no início da perturbação, se estabilizado após a oscilação inicial. A figura 40 ilustra a comparação do torque de saída para o controle ativado e desativado.

Figura 40 - Torque de saída do motor a 3000 RPM, composição de 35% de etanol, curva vermelha controle desativado, curva azul controle ativado.

Fonte: Autor.

Em relação ao valor do indicador de detonação, os resultados apresentados a 3000 RPM são muito melhores do que os a 2000 RPM, sendo o valor médio com controle ativo a 3000 RPM de 10926. Com o controle desabilitado, o valor médio é de 9145. Este resultado demonstra que o controle traz benefícios ao torque de saída sem comprometer a ocorrência de detonação para esta condição de operação do motor.

4.4.1.3 Validação a 4000 RPM com composição de 35% de etanol

A figura 41 ilustra o resultado do teste com o controle desabilitado e a figura 42 com o controle ativo para o teste a 4000 RPM.

Figura 41 - Curvas de Indicador de detonação (a), Avanço final de ignição (b) e torque de saída do motor (c), para o teste de 4000 RPM com controle desabilitado e composição de 35% de etanol.

Fonte: Autor.

Figura 42 - Curvas de Indicador de detonação (a), Avanço final de ignição (b) e torque de saída do motor (c), para o teste de 4000 RPM com controle ativo e composição de 35% de etanol.

Fonte: Autor.

Finalizando os testes com composição de 35% de etanol, o teste a 4000 RPM, assim o como o teste a 3000 RPM, apresenta melhora no torque de saída do motor quando o controle está ativo em relação a torque de saída quando o mesmo está desabilitado, sendo que o valor médio com controle ativo é de 123,1 Nm e com controle desabilitado é de 121,7 Nm. Uma particularidade deste teste é que o torque de saída não foi afetado pela perturbação não medida como nos testes anteriores, conforme mostrado no gráfico de avanço na figura 39 (b).

A figura 43 ilustra a comparação do torque de saída para o controle ativado e desativado.

Figura 43 - Torque de saída do motor a 4000 RPM, composição de 35% de etanol, curva vermelha controle desativado, curva azul controle ativado.

Fonte: Autor.

Em relação ao indicador de detonação, o teste apresentou um resultado divergente aos testes anteriores, o indicador de detonação apresentou média menor com o controle ativo em relação à média com controle desabilitado, sendo de 15233 para o primeiro e de 15558 para o segundo.

Estes resultados reforça a conclusão obtida com o teste a 3000 rpm de que o controle otimiza o torque de saída sem comprometer a ocorrência de detonação.

4.4.1.4 Comparação dos resultados

Nesta seção os resultados dos testes das seções 4.4.1 são comparados em relação ao torque de saída. A figura 44 ilustra a comparação do torque de saída para as rotações de 2000, 3000 e 4000 RPM com composição de 35% de etanol e controle desabilitado.

Figura 44 - Torque de saída do motor para as rotações de 2000,3000 e 4000 RPM, composição de combustível de 35% de etanol e controle desabilitado.

Fonte: Autor.

A figura 45 ilustra a comparação do torque de saída para as rotações de 2000, 3000 e 4000 RPM com composição de 35% de etanol e controle ativo.

Figura 45 - Torque de saída do motor para as rotações de 2000,3000 e 4000 RPM, composição de combustível de 35% de etanol e controle ativo.

Fonte: Autor.

4.4.2 Validação com composição de 91% de etanol

Este teste foi realizado com as seguintes configurações: duração de 60 segundos, composição de 91% de etanol, motor com carga total e com rotações de

2000, 3000 e 4000 RPM. O teste com composição de 91% foi realizado para estudar o comportamento do motor em relação à ocorrência de detonação e torque do motor e se existe algum ganho de torque em se trabalhar com o avanço de ignição na liminar de detonação. Para isso, o teste é realizado com o controle ativo e desabilitado, a fim de se comparar o torque de saída do motor com um ângulo de ignição próximo da liminar e um ângulo mais atrasado.

4.4.2.1 Validação com 2000 RPM com composição de 91% de etanol

A figura 46 ilustra o resultado do teste com o controle desabilitado e a figura 47 com o controle ativo para o teste a 2000 RPM e composição do combustível de 91% de etanol.

Figura 46 - Curvas de Indicador de detonação (a), Avanço final de ignição (b) e torque de saída do motor (c), para o teste de 2000 rpm com controle desabilitado e composição de 91% de etanol.

Fonte: Autor.

Figura 47 - Curvas de Indicador de detonação (a), Avanço final de ignição (b) e torque de saída do motor (c), para o teste de 2000 RPM com controle ativo e composição de 91% de etanol.

Fonte: Autor.

Analisando os resultados, é evidente que não houve ganho de torque através do controle em malha fechada, ao invés disso houve um menor torque de saída produzido em relação ao teste com controle desabilitado. Tal resultado fica evidente através da média de torque dos dois ensaios, para o controle ativado a média é 124,5 Nm enquanto que com o controle desabilitado a média de torque é 127 Nm.

A figura 48 ilustra a comparação do torque de saída para o controle ativado e desativado.

Figura 48 - Torque de saída do motor a 2000 RPM, composição de 91% de etanol, curva vermelha controle desativado, curva azul controle ativado.

Fonte: Autor.

A média do indicador de detonação para o teste com controle ativo foi de 8885, enquanto que para o teste com controle desabilitado a média foi de 7254, assim a função executa seu objetivo de aproximar o avanço de ignição para liminar de detonação sem que ocorram detonações subsequentes.

O resultado indica que o controle não traz benefícios para o torque de saída, porém os testes subsequentes com 3000 e 4000 RPM irão indicar se este comportamento é devido à faixa de rotação, como observado com a composição de 35% de etanol ou se é devido a composição do combustível utilizado.

4.4.2.2 Validação com 3000 RPM com composição de 91% de etanol

A figura 49 ilustra o resultado do teste com o controle desabilitado e a figura 50 com o controle ativo para o teste a 3000 RPM e composição do combustível de 91% de etanol.

Figura 49 - Curvas de Indicador de detonação (a), Avanço final de ignição (b) e torque de saída do motor (c), para o teste de 3000 RPM com controle desabilitado e composição de 91% de etanol.

Fonte: Autor.

Figura 50 - Curvas de Indicador de detonação (a), Avanço final de ignição (b) e torque de saída do motor (c), para o teste de 3000 RPM com controle ativo e composição de 91% de etanol.

Fonte: Autor.

A análise dos resultados reforça as conclusões obtidas com o teste a 2000 RPM, novamente o torque de saída do motor foi menor quando o controle do avanço estava ativo do que quando o controle estava desabilitado. Sendo o torque médio para quando o controle está desabilitado de 131,1 Nm, enquanto com o controle ativo o torque médio é 128,8 Nm. A figura 51 ilustra a comparação do torque de saída para o controle ativado e desativado.

Figura 51 - Torque de saída do motor a 3000 RPM, composição de 91% de etanol, curva vermelha controle desativado, curva azul controle ativado.

Fonte: Autor.

Em relação à média do indicador de detonação, para o teste com controle desabilitado, a média é 8903 e para o teste com controle ativado a média é 11404.

Apesar da média com controle ativado ser maior do que com controle desabilitado, o controle consegue manter a média abaixo de 15000 que é o limiar para recuo do avanço.

Novamente os resultados indicam que não há ganho com o controle em malha fechada, indicando que este comportamento é devido à composição do combustível e não à faixa de operação do motor.

4.4.2.3 Validação com 4000 RPM com composição de 91% de etanol

As figuras 52 e 53 ilustram os resultados dos testes respectivamente com o controle desabilitado e ativo a 3000 RPM e composição do combustível de 91% de etanol.

Figura 52 - Curvas de Indicador de detonação (a), Avanço final de ignição (b) e torque de saída do motor (c), para o teste de 4000 RPM com controle desabilitado e composição de 91% de etanol.

Fonte: Autor.

Figura 53 - Curvas de Indicador de detonação (a), Avanço final de ignição (b) e torque de saída do motor (c), para o teste de 4000 RPM com controle ativo e composição de 91% de etanol.

Fonte: Autor.

Finalmente, o teste com 4000 RPM reforça os resultados anteriores, apesar de a diferença entre o torque com controle ativo e desativado ser a menor dos três ensaios tal diferença indica novamente que trabalhar com o avanço de ignição próximo ao liminar de detonação não traz benefícios em relação ao torque de saída com composição de combustível de 91% de etanol. O torque médio do ensaio foi de 129,78 Nm para o controle ativado e de 130,5 Nm com o mesmo desativado. A figura 54 ilustra a comparação do torque de saída para o controle ativado e desativado.

Figura 54 - Torque de saída do motor a 4000 RPM, composição de 91% de etanol, curva vermelha controle desativado, curva azul controle ativado.

Fonte: Autor.

Em relação ao indicador de detonação ambos os resultados apresentaram média acima do valor do primeiro liminar, sendo 15957 com controle ativo e de 16572 com controle desabilitado, resultados divergentes de todos os outros testes por apresentar valor maior quando o controle estava desabilitado.

4.4.2.4 Comparação dos resultados

Nesta seção os resultados dos testes das seções 4.4.2 são comparados em relação ao torque de saída. A figura 55 ilustra a comparação do torque de saída para as rotações de 2000, 3000 e 4000 RPM com composição de 91% de etanol e controle desabilitado.

Figura 55 - Torque de saída do motor para as rotações de 2000,3000 e 4000 RPM, composição de combustível de 35% de etanol e controle desabilitado.

Fonte: Autor.

A figura 56 ilustra a comparação do torque de saída para as rotações de 2000, 3000 e 4000 RPM com composição de 91% de etanol e controle ativo.

Figura 56 - Torque de saída do motor para as rotações de 2000,3000 e 4000 RPM, composição de combustível de 35% de etanol e controle ativo.

Fonte: Autor.

4.5 Torque em função da composição

A fim de se confirmar os resultados obtidos na seção 4.4 em relação ao comportamento do torque de saída do motor em função da composição de combustível é analisado o comportamento do torque de saída do motor e do indicador de detonação. Para o presente teste, três composições de combustível foram empregadas 50, 75 e 95% de etanol, todos os testes foram realizados com carga máxima (90kPa), com avanço de ignição de 9.75, 15, 20.25, 24.75, 30, 35.75 e 39.5° APMS durante 30 segundos cada, no caso específico de E50 o avanço máximo foi de 35.75. Os valores de torque e indicador de detonação foram medidos.

4.5.1 Teste com E50

As figuras 48 e 49 ilustram o torque e a média do indicador de detonação para o teste com composição de combustível de 50% de etanol.

Figura 57 - Curvas de Torque para composição de combustível E50.

Fonte: Autor.

Figura 58 - Média do indicador de detonação composição de combustível E50.

Fonte: Autor.

Em todas as rotações, o torque do motor diminui para o avanço de ignição de 30° APMS que coincide com o avanço onde ocorre detonação do motor, tal resultado é ilustrado pela alta variação da média do indicador de detonação.

A análise dos resultados indica que para composição de 50% de etanol o torque do motor diminui no mesmo avanço de ignição que ocorre detonação do motor, este padrão se repete para todas as rotações analisadas. Estes resultados demonstram que utilizar controle do avanço em malha fechada para esta composição traz benefícios para o torque de saída do motor, uma vez que há aumento do torque para avanços próximos da liminar de detonação.

4.5.2 Teste com E75

As figuras 50 e 51 ilustram o torque e a média do indicador de detonação para o teste com composição de combustível de 75% de etanol.

Figura 59 - Curvas de Torque para composição de combustível E75..

Fonte: Autor.

Figura 60 - Média do indicador de detonação composição de combustível E75.

Fonte: Autor.

Os resultados do teste divergem em relação ao comportamento do torque de saída, para as rotações de 2500 e 3000 RPM, o torque diminuiu com um avanço de 40° APMS, que coincide com o avanço onde a média do indicador de detonação apresenta variação significativa positiva. Para 1500 e 3500 RPM o torque diminui com 35° APMS, sendo que para a rotação de 3500 RPM este ponto equivale ao avanço onde a média do indicador de detonação apresenta a primeira variação positiva, sendo que quando o avanço é de 40° APMS a média do indicador mais do que dobra indicando detonações severas. No caso de 1500 RPM o indicador de detonação apresenta resultado divergente, onde o avanço em que torque decresce (35° APMS) e a média do indicador tem variação positiva (40° APMS) são diferentes.

Com rotação de 2000 RPM o torque decresce com 30° APMS. Apesar de a média do indicador de detonação apresentar uma pequena variação positiva neste ponto, a variação significativa só ocorre com 35° APMS, este resultado pode indicar que a detonação com 30° APMS era relativamente fraca, uma vez que a média do indicador e o torque variaram somente 235 e o torque 0.5 Nm, respectivamente.

A partir destes resultados se conclui que para composição de 75% ainda há benefícios em se utilizar o controle em malha fechada para se aproximar o avanço de ignição do liminar de detonação para rotações acima de 1 500 RPM.

4.5.3 Teste com E95

As figuras 61 e 62 ilustram o torque e a média do indicador de detonação para o teste com composição de combustível de 95% de etanol.

Figura 61 - Curvas de Torque para composição de combustível E75.

Fonte: Autor.

Figura 62 - Média do indicador de detonação composição de combustível E95.

Fonte: Autor.

Com exceção da rotação de 3500 RPM, todos os ensaios têm a diminuição do torque de saída com 35° APMS, sendo que para 3500 RPM a diminuição ocorre há

40° APMS. O motivo do torque de saída do motor diminuir antes da ocorrência da detonação é porque devido o motor utilizar uma taxa de compressão intermediária a compressão necessária para resultar em detonação somente ocorre após o avanço de ignição estar demasiadamente atrasado. Como consequência a um retardo no processo de combustão aumentando a perda de energia térmica do processo, apesar de esse fenômeno ser referência para aplicações como redução do *turbolag* em motores turbos.

Em relação ao indicador de detonação, em nenhum ensaio a média do mesmo ultrapassa 11000 mesmo após a diminuição do torque de saída do motor, indicando que para a composição do combustível de 95% o torque do motor diminui antes da ocorrência de detonação. Logo, o controle do avanço em função da detonação não traz benefícios do torque de saída do motor reforçando os resultados dos testes da seção 4.4.

A partir dos resultados obtidos é elaborada uma lógica que desabilita o controle do avanço em malha fechada quando a composição do combustível tem concentração de etanol superior a 80%.

5 CONCLUSÃO

O presente trabalho desenvolveu sistemas de controle da mistura em malha fechada, leitura da composição de combustível, correção dos parâmetros de tempo de injeção e avanço de ignição em função da composição e controle do avanço de ignição em função do indicador de detonação. Estes foram utilizados para se alcançar o principal objetivo proposto de desenvolver um sistema de gerenciamento para um motor de combustão interna utilizando como combustível qualquer mistura entre gasolina e etanol, sendo este também a maior contribuição do presente trabalho. A leitura da composição de combustível também permite que a mistura alcance a relação estequiométrica mais rapidamente quando há alteração do combustível.

Como contribuição secundária, os resultados obtidos com o estudo do torque de saída do motor em função da composição do combustível demonstraram que para misturas com maiores concentrações de etanol o torque do motor decresce antes da ocorrência da detonação. Este resultado é aplicado no controle do avanço em função da detonação, a fim de se limitar a atuação do sistema quando o combustível utilizado ter composição maior do que 80%.

Em relação ao controle do avanço em função da detonação, o sistema apresenta ganho no torque de saída do motor em relação ao sistema em malha aberta para rotações acima de 2000 RPM e composições inferiores a 80% de etanol.

5.1 Trabalhos Futuros

Os resultados obtidos podem ser utilizados como base para o desenvolvimento de trabalhos futuros envolvendo a aplicação de motores *flex* como: sistemas de propulsão híbridos, motores com taxa de compressão variável, motores com injeção direta de combustível e motores turbos alimentados.

Trabalhos relacionados a motores com taxa de compressão variável podem explorar a variação da taxa de compressão do motor para se corrigir o comportamento do sistema de avanço em função da detonação quando utilizado composições com mais do que 80% de etanol.

Trabalhos relacionados a motores turbo alimentados podem utilizar o sistema de avanço para atrasar o avanço durante a troca de regime para se aumentar a temperatura do gás de escape e reduzir o *turbolag* do turbocompressor. E em seguida

retornar o avanço próximo a o limiar da detonação a fim de se reduzir as perdas relacionadas a o retardo da combustão.

6 BIBLIOGRAFIA

- ABUQUDAIS, M. Exhaust gas temperature for knock detection and control in spark ignition engine. *ENERGY CONVERSION AND MANAGEMENT*, 37, n. 9, Setembro 1996. 1383-1392.
- AGARWAL, A. K. Biofuels (alcohols and biodiesel) applications as fuels for internal. *PROGRESS IN ENERGY AND COMBUSTION SCIENCE*, 33, Junho 2007. 233-271.
- ALEXANDER, S.; KOLMANOVSKY, I. Application of input estimation techniques to charge estimation and control in automotive engines. *Control Engineering Practice*, 10, Dezembro 2002. 1371-1383.
- AL-SAMARRAIE, S. A.; ABBAS, Y. K. Design of electronic throttle valve position control system using nonlinear PID controller. *International Journal of Computer Applications*, 4, 2012. 27-34.
- ANP. *Anuário estatístico brasileiro do petróleo, gás natural e biocombustíveis*. Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis. [S.l.]. 2017.
- ASHOK, B.; ASHOK, S. D.; KUMAR, C. R. A review on control system architecture of a SI engine management system. *ANNUAL REVIEWS IN CONTROL*, 41, 2016. 94-118.
- BAE, C.; KIM, J. Alternative fuels for internal combustion engines. *PROCEEDINGS OF THE COMBUSTION INSTITUTE*, 36, n. 3, 2017. 3389-3413.
- BARES, P. *et al.* A new knock event definition for knock detection and control optimization. *Applied Thermal Engineering*, 25 Fevereiro 2018. 80-88.
- BRASIL. Decreto nº 19.717, de 20 de Fevereiro de 1931. *Estabelece a aquisição obrigatória de álcool, na proporção de 5% da gasolina importada, e dá outras providências*, 20 Fevereiro 1931. Disponível em: <<http://www2.camara.leg.br/legin/fed/decret/1930-1939/decreto-19717-20-fevereiro-1931-518991-publicacaooriginal-1-pe.html>>. Acesso em: 12 Março 2018.
- BRASIL. Decreto nº 22.789, de 1º de Junho de 1933. *Cria o Instituto do Açúcar e do Alcool e dá outras providências*, 1 Junho 1933. Disponível em: <<http://www2.camara.leg.br/legin/fed/decret/1930-1939/decreto-22789-1-junho-1933-503228-publicacaooriginal-1-pe.html>>. Acesso em: 12 Março 2018.
- BRASIL. Decreto-Lei Nº 737, De 23 De Setembro De 1938. *Torna obrigatória a adição de álcool anidro à gasolina produzida no país, qualquer que seja o método ou processo de sua fabricação, e dá outras providências.*, 1938. Disponível em:

- <<http://www2.camara.leg.br/legin/fed/declei/1930-1939/decreto-lei-737-23-setembro-1938-350748-publicacaooriginal-1-pe.html>>. Acesso em: 12 Fevereiro 2018.
- BRASIL. Decreto nº 76.593, de 14 de Novembro de 1975. *Institui o Programa Nacional do Álcool e dá outras Providências.*, 1975. Disponível em: <<http://www2.camara.leg.br/legin/fed/decret/1970-1979/decreto-76593-14-novembro-1975-425253-publicacaooriginal-1-pe.html>>. Acesso em: 12 Março 2018.
- BRASIL. Lei nº 8.723, de 28 de Outubro de 1993. *Dispõe sobre a redução de emissão de poluentes por veículos automotores e dá outras providências.*, 1993. Disponível em: <<http://www2.camara.leg.br/legin/fed/lei/1993/lei-8723-28-outubro-1993-363267-normaatualizada-pl.html>>. Acesso em: 12 Março 2018.
- BRECQ, G.; JÉRÔME, B.; TAZEROUT, M. A new indicator for knock detection in gas SI engines. *International Journal of Thermal Sciences*, 42, Maio 2003. 523-532.
- BRUNETTI, F. *Motores de Combustão Interna*. São Paulo: Edgard Blucher, v. 1, 2012.
- CASTRO, R. A. D. O. *Nova regulação do mercado de etanol e da indústria de biocombustíveis*. Universitas e Direito. Paraná: PUCPR. 2012. p. 525-545.
- CATAPANO, F. *et al.* A comprehensive analysis of the effect of ethanol, methane and methane-hydrogen blend on the combustion process in a PFI (port fuel injection) engine. *ENERGY*, 88, Agosto 2015. 101-110.
- DEMIRBAS, M. F.; BALAT, M. Recent advances on the production and utilization trends of bio-fuels: A global perspective. *ENERGY CONVERSION AND MANAGEMENT*, 47, Setembro 2006. 2371-2381.
- DICKISON, P.; SHENTON, A. T. Dynamic calibration of fuelling in the PFI SI engine. *CONTROL ENGINEERING PRACTICE*, 17, Janeiro 2009. 26-38.
- EASTWOOD, P. Combustion Sensors. In: TURNER, J. *Automotive Sensors*. New York: Momentum Press® LLC, 2009.
- ENRICO, C. *et al.* Transient spark advance calibration approach. *Energy Procedia*, 45, 2014. 967-976.
- FEHRENBACH, H. Model-based combustion pressure computation through crankshaft angular acceleration analysis. *Proceedings of 22nd International Symposium of Automotive Technology & Automation*, Florença, 1, 1990.
- FORTE, C.; CORTI, E.; BIANCHI, G. M. *Combined experimental and numerical analysis of knock in spark ignition engines*. ASME INTERNAL COMBUSTION ENGINE DIVISION FALL TECHNICAL CONFERENCE 2009, PROCEEDINGS. Lucerne, SWITZERLAND: [s.n.]. 2010. p. 473-488.

- FRANCESCHI, E. M. *et al.* An adaptive delay-compensated PID air fuel ratio controller. *SAE technical paper. No: 2007-01-1342*, 2007.
- GAUTAM, M.; MARTIN, D. Combustion characteristics of higher-alcohol/gasoline blends. *PROCEEDINGS OF THE INSTITUTION OF MECHANICAL ENGINEERS PART A-JOURNAL OF POWER AND ENERGY*, 214, 2000.
- GLIELMO, L.; VASCA, F.; ROSSI, C. Architecture for electronic control unit tasks in automotive engine control. *PROCEEDINGS OF THE 2000 IEEE INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON COMPUTER-AIDED CONTROL SYSTEM DESIGN*, Anchorage, 2000. 42-47.
- HSIEH, W. *et al.* Engine performance and pollutant emission of an SI engine using ethanol-gasoline blended fuels. *ATMOSPHERIC ENVIRONMENT*, 36, Janeiro 2002. 403-410.
- HUDSON, C.; GAO, X.; STONE, R. Knock measurement for fuel evaluation in spark ignition engines. *FUEL*, 80, Fevereiro 2001. 395-407.
- IODICE, P. *et al.* Effect of ethanol-gasoline blends on CO and HC emissions in last generation SI engines within the cold-start transient: An experimental investigation. *APPLIED ENERGY*, 179, Outubro 2016. 182-190.
- JACEK, C. A neural network model-based observer for idle speed control of ignition in SI engine. *Engineering Applications of Artificial Intelligence*, 23, Fevereiro 2010. 1-7.
- JIANLING, J.; JINGJING, L.; BAI, Y. Ethanol as a vehicle fuel in China: A review from the perspectives of raw material resource, vehicle, and infrastructure. *JOURNAL OF CLEANER PRODUCTION*, 10 Abril 2018. 832-845.
- KIENCKE, U.; NIELSEN, L. *Automotive Control Systems*. Berlin: Springer-Verlag, 2000. ISBN ISBN 3-540-66922-1.
- KUWAHARA, S. *et al.* Toyota's New Integrated Drive Power Control System. *SAE Technical Paper*, 2007.
- LAGANA, A. A. M. *et al.* Identification of combustion and detonation in spark ignition engines using ion current signal. *Fuel*, 227, 1 Setembro 2018. 469-477.
- LARS, E.; NIELSEN, L. Non-linear model-based throttle control. *SAE technical paper, No. 2000-01-0261*, 2000.
- LEE, J. H. Review on zirconia air-fuel ratio sensors for automotive applications. *JOURNAL OF MATERIALS SCIENCE*, 38, 2003.
- LEITE, R. C.; CORTEZ, L. A. B. O etanol combustível no Brasil. *Revista Biocombustíveis no Brasil: Realidades e Perspectivas*, 2008.

- LEITNER, W. *et al.* Advanced Biofuels and Beyond: Chemistry Solutions for Propulsion and Production. *ANGEWANDTE CHEMIE-INTERNATIONAL EDITION*, 56, n. 20, 8 Maio 2017. 5412-5452.
- LIANG, Y. C. *et al.* Development of Torque-Based Engine Management System for Range Extender Engine. *SAE technical paper. No. 2013-32-9062*, 2013.
- NAJAFI, G. *et al.* Performance and exhaust emissions of a gasoline engine with ethanol blended gasoline fuels using artificial neural network. *APPLIED ENERGY*, 86, Maio 2009. 630-639.
- NETO, R. G. Contratos Agroindustriais e a Regulamentação Legal da Produção de Biocombustíveis. In: SCAFF, F. C.; TRENTINI, F.; SAES, M. S. M. *Ensaio sobre os biocombustíveis Contratos Agroindustriais e a Regulamentação Legal da Produção de Biocombustíveis*. [S.l.]: Annablume, v. 2, 2010. p. 85.
- PEREIRA, B. S. *Controle da mistura ar/combustível em um motor a combustão interna : sistema em malha fechada*. Escola Politécnica, Universidade de São Paulo. São Paulo. 2015.
- PHUANGWONGTRAKUL, S. *et al.* Experimental study on sparking ignition engine performance for optimal mixing ratio of ethanol-gasoline blended fuels. *APPLIED THERMAL ENGINEERING*, 100, Maio 2016. 869-879.
- RADUCANU, I.; AROTARITEI, D.; DIMITRIU, L. Adaptive control of the fuel injected per cycle and of the ignition advance for the spark ignition engine using fuzzy inferential systems. *SAE technical paper. No. 2001-01-3384*, 2001.
- RAJAGOPALAN, S. S. V. *et al.* A control design and calibration reduction methodology for AFR control in gasoline engines. *CONTROL ENGINEERING PRACTICE*, 27, Maio 2014. 42-53.
- ROSSETTI, P. C.; DOS SANTOS, J. P. F. *Otto III by FlexECU – Gerenciamento Eletrônico de um Motor VW 1.6L*. São Paulo. 2015.
- SARATHY, S. M. *et al.* Alcohol combustion chemistry. *PROGRESS IN ENERGY AND COMBUSTION SCIENCE*, 44, Outubro 2014. 40-102.
- SARDARMEHNI, T. *et al.* Robust predictive control of lambda in internal combustion engines using neural networks. *ARCHIVES OF CIVIL AND MECHANICAL ENGINEERING*, 13, 2013. 432-443.
- SAXENA, S.; CHEN, J. Y.; DIBBLE, R. W. Increasing the signal-to-noise ratio of sparkplug ion sensors through the addition of a potassium acetate fuel additive. *PROCEEDINGS OF THE COMBUSTION INSTITUTE*, 33, 2011. 3081-3088.

- SHINYA, S. *et al.* An accurate torque-based engine control by learning correlation between torque and throttle position. *SAE technical paper. No: 2008-01-1015*, 2008.
- SHOJI, H. *et al.* Spectroscopic Measurement of Radical Behavior Under Knocking Operation. *SAE pape 952407*, 1996.
- STOTSKY, A. A. *Automotive Engines Control, Estimation, Statistical Detection*. Berlin: Springer, 2009.
- SUAREZ-BERTOIA, R. *et al.* Impact of ethanol containing gasoline blends on emissions from a flex-fuel vehicle tested over the Worldwide Harmonized Light duty Test Cycle (WLTC). *FUEL*, 143, Março 2015. 173-182.
- THAKUR, A. *et al.* Progress in performance analysis of ethanol-gasoline blends on SI engine. *RENEWABLE & SUSTAINABLE ENERGY REVIEWS*, 69, Março 2017. 324-340.
- TUDOR, M.; BEEBY, S. Automotive Pressure Sensor. In: TURNER, J. *Automotive Sensors*. New York: Momentum Press® LLC, 2009.
- UNICA. *Produção e uso do Etanol combustível no Brasil*. São Paulo: [s.n.], 2007. 20-21 p.
- WANG, Z.; LIU, H.; REITZ, R. Knocking combustion in spark-ignition engines. *PROGRESS IN ENERGY AND COMBUSTION SCIENCE*, 61, Julho 2017. 78-112.
- YANKUN, J.; LIU, B. A study on ignition advanced angle control strategy of EFI gasoline engine. *SAE technical paper. No. 2010-01-0244*, 2010.
- YILDIZ, Y. *et al.* Spark ignition engine fuel-to-air ratio control: An adaptive control approach. *CONTROL ENGINEERING PRACTICE*, 18, 2010. 1369-1378.
- YUAN, X.; WANG, Y.; WU, L. SVM-based approximate model control for electronic throttle valve. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 2008. 2747-2756.
- YUKSEL, F.; YUKSEL, B. The use of ethanol-gasoline blend as a fuel in an SI engine. *RENEWABLE ENERGY*, 29, Junho 2004. 1181-1191.
- YUSRI, I. *et al.* Alcohol based automotive fuels from first four alcohol family in compression and spark ignition engine: A review on engine performance and exhaust emissions. *RENEWABLE & SUSTAINABLE ENERGY REVIEWS*, 77, Setembro 2017. 169-181.
- ZHANG, J.; SHEN, T.; MARINO, R. Model-based cold-start speed control scheme for spark ignition engines. *CONTROL ENGINEERING PRACTICE*, 18, 2010. 1285-1294.
- ZHEN, X. *et al.* The engine knock analysis - An overview. *APPLIED ENERGY*, 92, Abril 2012. 628-636.