



ESTUDO NUMÉRICO DA INFLUÊNCIA DAS CARACTERÍSTICAS DE INJEÇÃO
DE MISTURAS ÓLEO DIESEL-BIODIESEL-ETANOL NAS EMISSÕES DE NO_x

Juan Pablo Vargas Machuca Bueno

Tese de Doutorado apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, COPPE, da Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Orientadores: Carlos Rodrigues Pereira Belchior
José Ricardo Sodré

Rio de Janeiro

Abril de 2016

ESTUDO NUMÉRICO DA INFLUÊNCIA DAS CARACTERÍSTICAS DE INJEÇÃO
DE MISTURAS ÓLEO DIESEL-BIODIESEL-ETANOL NAS EMISSÕES DE NO_x

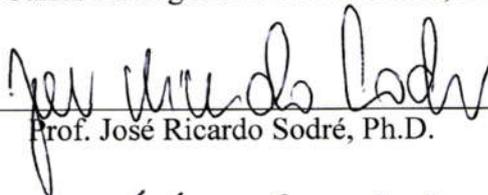
Juan Pablo Vargas Machuca Bueno

TESE SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DO INSTITUTO ALBERTO LUIZ
COIMBRA DE PÓS-GRADUAÇÃO E PESQUISA DE ENGENHARIA (COPPE) DA
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS
NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE DOUTOR EM CIÊNCIAS EM
ENGENHARIA MECÂNICA.

Examinada por:



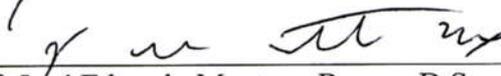
Prof. Carlos Rodrigues Pereira Belchior, D.Sc.



Prof. José Ricardo Sodré, Ph.D.



Prof. Marcelo José Colaço, D.Sc.



Prof. José Eduardo Mautone Barros, D.Sc.



Dr. Tadeu Cavalcante Cordeiro de Melo, D.Sc.

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL

ABRIL DE 2016

Bueno, Juan Pablo Vargas Machuca

Estudo Numérico da Influência das Características de Injeção de Misturas Óleo Diesel-Biodiesel-Etanol nas Emissões de NO_x / Juan Pablo Vargas Machuca Bueno. – Rio de Janeiro: UFRJ/COPPE, 2016.

XII, 127 p.: il.; 29,7 cm.

Orientadores: Carlos Rodrigues Pereira Belchior

José Ricardo Sodré

Tese (doutorado) – UFRJ/ COPPE/ Programa de Engenharia Mecânica, 2016.

Referências Bibliográficas: p. 92-105.

1. Emissões de NO_x. 2. Biodiesel. 3. Etanol. 4. Mistura ternária. 5. Modelagem unidimensional. I. Belchior, Carlos Rodrigues Pereira *et al.* II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, COPPE, Programa de Engenharia Mecânica. III. Título.

À minha avó Ricardina, aos meus pais Antonio e Rosa, aos meus irmãos (Abraham, Octavio, David e Mao) e aos meus sobrinhos. Em especial a minha esposa Kelly pelo apoio e paciência.

AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador Professor Carlos Rodrigues Pereira Belchior pela amizade, pela orientação desde 2009, pela confiança e pela ajuda na troca de ideias para o desenvolvimento dessa tese.

Ao meu orientador Professor José Ricardo Sodré pelas observações, correções e sugestões que contribuíram muito na finalização dessa tese.

Ao Professor Marcelo José Colaço pelo apoio no Laboratório de Máquinas Térmicas.

Ao Professor Luiz Vaz pela amizade e incentivo no desenvolvimento dessa tese.

Aos amigos do LMT (Laboratório de Máquinas Térmicas), os engenheiros Pedro e Nauberto pela ajuda na obtenção de dados das características de injeção do motor Agrale. Ao Jorge e Daniel pela amizade e ajuda na solução dos problemas do computador e servidor utilizados no desenvolvimento dessa tese.

À secretária Vera do programa de engenharia Mecânica, às secretárias Márcia Alves e Rosália do Laboratório de Máquinas Térmicas.

Aos amigos do laboratório LEDAV (Laboratório de Ensaios Dinâmicos e Análise de Vibração), Eng. Troyman, Eng. Homero, Eng. Ulisses e Denise, pela amizade.

Ao Programa de Recursos Humanos 37 (PRH-37) da ANP pelo suporte financeiro.

À empresa AVL pela instalação do programa de simulação AVL Boost no Laboratório de Máquinas Térmicas (LMT).

Resumo da Tese apresentada à COPPE/UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Doutor em Ciências (D.Sc.)

ESTUDO NUMÉRICO DA INFLUÊNCIA DAS CARACTERÍSTICAS DE INJEÇÃO DE MISTURAS ÓLEO DIESEL-BIODIESEL-ETANOL NAS EMISSÕES DE NO_x

Juan Pablo Vargas Machuca Bueno

Abril/2016

Orientadores: Carlos Rodrigues Pereira Belchior

José Ricardo Sodré

Programa: Engenharia Mecânica

Esta tese apresenta um estudo numérico da influência das características de injeção de misturas óleo diesel-biodiesel e óleo diesel-biodiesel-etanol nas emissões de NO_x de um motor diesel monocilíndrico. A modelagem unidimensional foi realizada utilizando-se o programa de simulação AVL Boost. Na modelagem foram utilizadas as equações da primeira lei da Termodinâmica, dos gases ideais e da conservação da massa, além dos modelos de combustão Wiebe duas zonas e de combustão controlada da mistura (MCC). Os resultados da simulação de desempenho e emissões de NO_x foram comparados com resultados experimentais disponíveis na literatura. Foi estudada a influência da pressão de injeção de combustível, do número de furos e diâmetro do bico injetor, do momento de início da injeção de combustível e do número de injeções nas emissões de NO_x. Os resultados dessa tese mostram que as emissões de NO_x diminuem e o consumo de combustível não se altera quando são feitas duas injeções de combustível (piloto e principal) em relação à estratégia de injeção original.

Abstract of Thesis presented to COPPE/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Doctor of Science (D.Sc.)

NUMERICAL STUDY OF THE INFLUENCE OF INJECTION CHARACTERISTICS
USING MIXTURES OF DIESEL-BIODIESEL-ETHANOL ON NO_x EMISSIONS

Juan Pablo Vargas Machuca Bueno

April/2016

Advisors: Carlos Rodrigues Pereira Belchior

José Ricardo Sodré

Department: Mechanical Engineering

This thesis describes a numerical study of the influence on NO_x emissions of the injection characteristics of diesel-biodiesel and diesel-biodiesel-ethanol blends in a single cylinder diesel engine. The modelling was performed using the AVL Boost software. The model applied the first law of Thermodynamics, the ideal gas law equation, mass conservation and combustion models like Wiebe two zones and MCC (mixing controlled combustion). The performance simulation results and NO_x emissions were compared to experimental test results available in the literature. The influence of fuel injection pressure, number of holes and diameter of the nozzle, the start of fuel injection and number of injections on NO_x emissions were studied. The results show that NO_x emissions decrease and fuel consumption has no changes using two fuel injections (pilot and main) than the original injection strategy.

ÍNDICE

1. Introdução	1
1.1. Objetivos	3
1.2. Justificativa.....	3
1.3. Escopo da Tese	5
2. Revisão Bibliográfica e Estado da Arte.....	6
2.1. Modelagem de Motores	6
2.1.1. Modelagem Multi-dimensional	7
2.1.2. Modelagem Unidimensional	10
2.1.3. Estimativa das emissões de NOx.....	18
2.2. Trabalhos Experimentais.....	25
2.2.1 Mistura Óleo Diesel e Biodiesel.....	26
2.2.2 Mistura Óleo Diesel, Biodiesel e Etanol.....	31
2.3. Influência das características da injeção de combustível e do bico injetor nas emissões de NOx.....	35
3. Modelagem	45
3.1. Fundamentos Teóricos	45
3.1.1. Equações Básicas de Conservação	45
3.1.2. Movimento do Pistão	47
3.1.3. Transferência de Calor	48
3.1.4. Modelos de Combustão Wiebe Duas Zonas	50
3.1.5. Sistema de injeção	50
3.1.6. Modelos de Combustão MCC (Combustão Controlada da Mistura)	52
3.1.7. Atraso de Ignição	53
3.1.8. Modelo de Formação de NOx	54
3.2. Dados de Entrada da Simulação	57
3.3. Fluxograma do Programa de Simulação	60
4. Resultados e discussões.....	62
4.1. Resultados da Modelagem	62
4.1.1. Resultados Encontrados na Simulação para a Pressão no Cilindro.....	62
4.1.2. Estimativa de Emissões.....	67
4.1.3. Estimativa das Emissões de NOx	68
4.1.4. Curvas para se obter a constante NOx_PM utilizando-se o modelo de combustão Wiebe Duas Zonas.....	73
4.1.5. Curvas para se obter a constante NOx_PM utilizando-se o modelo de combustão MCC	74
4.2. Estudo numérico da influência das características de injeção de combustível e do bico injetor nas emissões de NOx	75

4.2.1.	Influência da pressão de injeção	75
4.2.2.	Influência do número de furos e do diâmetro do bico injetor	77
4.2.3.	Influência do início de injeção de combustível	79
4.2.4.	Influência do número de injeções de combustível.....	80
4.3.	Estudo numérico das emissões de NOx do motor diesel operando com a mistura ternária óleo diesel-biodiesel-etanol.....	82
5.	Conclusões	86
5.1.	Curvas de pressão no interior do cilindro	86
5.2.	Estimativa das emissões de NOx utilizando o programa AVL Boost	86
5.3.	Estudo numérico da influência das características da injeção de combustível e do bico injetor nas emissões de NOx	87
5.4.	Estudo numérico das emissões de NOx do motor diesel operando com a mistura ternária óleo diesel-biodiesel-etanol.....	89
5.5.	Contribuição da Tese	89
5.6.	Sugestões para trabalhos futuros	90
	Referências Bibliográficas	92
	Apêndice I	106
	Apêndice II	110
	Apêndice III.....	112
	Apêndice IV.....	116
	Apêndice V.....	119
	Apêndice VI.....	123

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolo	Descrição	Unidade
A_i	Área da câmara de combustão em contato com o gás	(m ²)
a	Parâmetro de Wiebe	(adimensional)
A/C	Relação ar-combustível	(adimensional)
B_3	Óleo diesel com adição de 3% (v/v) de biodiesel de soja.	(adimensional)
B_{10}	Óleo diesel com adição de 10% (v/v) de biodiesel de soja.	(adimensional)
B_{20}	Óleo diesel com adição de 20% (v/v) de biodiesel de soja.	(adimensional)
B_{50}	Óleo diesel com adição de 50% (v/v) de biodiesel de soja.	(adimensional)
B_{100}	Óleo diesel com adição de 100% (v/v) de biodiesel de soja.	(adimensional)
c_4	Constante	(adimensional)
C_{comb}	Constante de combustão	(adimensional)
D	Diâmetro do cilindro	(m)
d_{in}	Diâmetro interno da tubulação conectada à válvula de admissão	(m)
f	Fator de vaporização do combustível	(adimensional)
h	Coefficiente de transferência de calor	(W/(m ² .K))
h_{BB}	Entalpia dos gases do blow-by	(J/Kg)
h_i	Entalpia da massa de gás na entrada do cilindro	(J/Kg)
h_e	Entalpia da massa de gás na saída do cilindro	(J/Kg)
L	Comprimento da biela	(m)
m	Parâmetro de forma	(adimensional)
m_c	Massa no interior do cilindro	(kg)
MCC	Combustão controlada da mistura	(adimensional)
m_{ev}	Massa de combustível evaporado	(kg)
m_f	Massa de combustível vaporizado	(kg)
m_i	Massa de gás na entrada do cilindro	(kg)
m_e	Massa de gás na saída do cilindro	(kg)
NO	Óxido nítrico	(ppm)
NO_2	Dióxido de nitrogênio	(ppm)
NO_x_PM	Constante para ajustar o processo de pós-oxidação	(adimensional)
NO_x_M	Constante para ajustar o processo de formação	(adimensional)
p	Pressão	(kPa)

p_c	Pressão no interior do cilindro	(kPa)
PMI	Ponto morto inferior	(adimensional)
PMS	Ponto morto superior	(adimensional)
Q_F	Calor liberado pelo combustível	(kJ)
Q_{MCC}	Calor liberado acumulado no processo de combustão difusivo	(kJ)
Q_{ref}	Energia de ativação de referência	(kJ)
Q_W	Calor perdido pela parede	(kJ)
R_o	Constante de gás ideal da mistura	(adimensional)
R_v	Raio do eixo virabrequim	(m)
S	Curso do pistão	(m)
S_p	Velocidade media do pistão	(m/s)
T	Temperatura	(K)
T_c	Temperatura no interior do cilindro	(K)
T_{ref}	Temperatura de referência	(K)
T_{UB}	Temperatura da zona não queimada	(K)
T_{wi}	Temperatura da parede	(K)
T_1, p_1, V_1	Temperatura, pressão e volume no ângulo de fechamento da válvula de admissão	(K, kPa, m ³)
u	Energia interna específica	(J/kg)
V	Volume do cilindro	(m ³)
V_c	Volume da câmara de combustão	(m ³)
W2Z	Wiebe duas zonas	(adimensional)

LISTA DE SÍMBOLOS GREGOS

θ	Ângulo do eixo de manivelas	(graus)
$\Delta\theta_C$	Duração da combustão pre-misturada	(graus)
θ_{id}	Atraso de ignição	(graus)
θ_{SOI}	Ângulo no início da injeção	(graus)
φ	Razão de equivalência	(adimensional)
τ_{id}	Atraso de ignição	(graus)
v_{in}	Velocidade do gás na entrada da válvula	(m/s)
v_g	Velocidade do gás admitido na câmara	(m/s)

1. INTRODUÇÃO

Nos últimos anos, os veículos têm sido uma importante fonte de poluição em centros urbanos, especialmente aqueles com motor diesel. A utilização de motores diesel tem aumentado porque eles são mais eficientes do que os motores a gasolina, especialmente em veículos pesados (DE MENEZES *et al.*, 2006). No Brasil, os veículos que utilizam motor diesel contribuem de forma significativa na emissão de poluentes, especificamente a maioria dos materiais particulados, óxidos de nitrogênio, compostos de enxofre, e representam cerca de 44% do consumo de combustível gasto no transporte terrestre (GUARIEIRO *et al.*, 2008).

Devido à preocupação sobre a redução de CO₂ e o aumento da segurança energética, combustíveis alternativos, tais como biodiesel e etanol, estão recebendo mais atenção (SONG *et al.*, 2012, CHAUHAN *et al.*, 2013, EL-KASABY *et al.*, 2013, KOC *et al.*, 2013, DHAR e AGARWAL, 2014, IMTENAN *et al.*, 2014, KOC e ABDULLAH, 2014, LEŠNIK *et al.*, 2014, LOPES *et al.*, 2014, ÖZENER *et al.*, 2014, ROSA *et al.*, 2014, TÜCCAR *et al.*, VALLINAYAGAM *et al.*, 2014). O biodiesel e o etanol podem ser produzidos a partir de matérias primas, de forma geral, consideradas renováveis. O biodiesel é um combustível alternativo do óleo diesel, que pode ser produzido a partir de diferentes tipos de gordura animal e óleos vegetais (girassol, milho, soja, palma, colza, jatropha, karanja, etc.).

O biodiesel é um combustível oxigenado, não tóxico, biodegradável, livre de enxofre e pode ser utilizado em qualquer proporção de mistura com óleo diesel em um motor diesel sem modificação ou com pequenas modificações (BEHÇET 2011, AN, *et al.*, 2013, EL-KASABY *et al.*, 2013, BARI, 2014, KOC e ABDULLAH, 2014, VALLINAYAGAM *et al.*, 2014).

Os Estados Unidos, a União Europeia e o Brasil, representam, juntos, quase três quartos da oferta mundial de biocombustíveis em 2010 (AJANOVIC e HAAS, 2014). Na Europa, a mistura de biodiesel de até 7% (B7) mostra compatibilidade com todos os motores a diesel, embora a utilização de 30% de mistura de biodiesel (B30), também seja relatada em alguma aplicação (MACOR *et al.*, 2011, BARI, 2014). A produção total de biodiesel cresceu, de forma quase exponencial, de menos de 1 milhão de toneladas em 2000 para mais de 16 milhões de toneladas em 2010. No entanto, a produção ainda é pequena em comparação com a do etanol (AJANOVIC e HAAS,

2014). O programa de biodiesel no Brasil difere de programas desenvolvidos nos Estados Unidos e na União Europeia, porque o governo brasileiro tem o objetivo de converter a produção de biodiesel em uma ferramenta para promover a inclusão social na agricultura familiar. Segundo as previsões, a produção e o consumo do biodiesel no Brasil está evoluindo em um ritmo linear, principalmente devido à crescente demanda pelo combustível, ao conseqüente aumento da frota veicular brasileira e à perspectiva de elevação da mistura biodiesel - óleo diesel nos anos seguintes (CREMONEZ *et al.*, 2015).

A produção de biodiesel no Brasil cresceu de 736 m³ em 2005 para aproximadamente 2,7 milhões de m³ em 2011 (CASTANHEIRA *et al.*, 2014). Desde 1º de novembro de 2014, o óleo diesel comercializado em todo o Brasil contém 7% de biodiesel. Esta regra foi estabelecida pelo Conselho Nacional de Política Energética (CNPE), que aumentou de 5% para 7% o percentual obrigatório da mistura de biodiesel ao óleo diesel. A contínua elevação do percentual da adição de biodiesel ao diesel demonstra o sucesso do Programa Nacional de Produção e Uso do Biodiesel e da experiência acumulada pelo Brasil na produção e no uso em larga escala de biocombustíveis (ANP, 2015, CREMONEZ *et al.*, 2015). O Brasil está entre os maiores produtores e consumidores de biodiesel do mundo (ANP, 2015). Com a nova lei 13263/2016, o percentual deve subir para 8% em 2017, para 9% em 2018, e para 10% em 2019 (dependendo da aprovação em testes).

Os Estados Unidos são o maior fornecedor mundial de etanol (tendo produzido mais de 4.450 milhões de toneladas em 2012). O etanol pode ser produzido a partir de produtos agrícolas, tais como cana de açúcar, milho, beterraba-sacarina, melão, mandioca e cevada com fermentação alcoólica. O etanol é um oxigenado com alto conteúdo de oxigênio (34% em massa). O uso do etanol no óleo diesel pode reduzir significativamente os materiais particulados (PM) nas emissões de veículos (HULWAN e JOSHI, 2011). Os Estados Unidos, junto com o Brasil, fornecem 87 % do etanol consumido no mundo. A maior parte do etanol nos Estados Unidos vem do milho, enquanto, no Brasil, o etanol é produzido principalmente a partir da cana.

Atualmente a modelagem de motores diesel tem sido utilizada para estudar as características do desempenho, da combustão e das emissões de motores diesel alimentados com diferentes combustíveis. Depois de validar a modelagem do motor diesel, utilizando-se resultados experimentais, podem-se realizar estudos de influência das características da injeção do combustível e do bico injetor no desempenho e nas

emissões do motor e na estimativa das emissões de NOx. Principalmente os modelos quasi-dimensionais, multidimensionais, empíricos e semi-empíricos que são utilizados para realizar a estimativas das emissões de NOx.

Os esforços para reduzir as emissões de NOx emitidas pelos motores diesel, conforme divulgado pelos fabricantes de automóveis, têm aumentado nos últimos anos devido à necessidade de cumprir com os regulamentos de emissões que têm se tornado cada vez mais rigorosos. Estas emissões poderiam ser ainda mais reduzidas se um algoritmo para estimativa em tempo real da formação de NOx no interior do cilindro fosse implementado na unidade de controle do motor (ECU), com a finalidade de realizar a otimização em cada ciclo e em cada cilindro. O interesse no desenvolvimento de modelos de NOx em tempo real é, portanto, crescente entre os fabricantes de automóveis, devido ao aumento do desempenho computacional dos ECU modernos (AGARWAL *et al.*, 2013, D'AMBROSIO, *et al.*, 2014).

1.1. Objetivos

O objetivo geral deste trabalho é a simulação numérica de um motor diesel monocilíndrico operando com as misturas óleo diesel-biodiesel e óleo diesel-biodiesel-etanol. Os resultados dessa simulação fornecem dados relativos ao desempenho e às emissões de NOx do motor diesel. Os objetivos específicos deste trabalho são:

- Simulação numérica do desempenho do motor diesel operando com mistura óleo diesel-biodiesel.
- Validação da simulação utilizando-se resultados experimentais de motor diesel monocilíndrico operando com mistura óleo diesel-biodiesel.
- Estimativas das emissões de NOx utilizando-se um modelo quasi-dimensional do motor diesel operando com mistura óleo diesel-biodiesel.
- Estudo numérico da influência da pressão de injeção, do número de orifícios do bico injetor, do diâmetro dos furos do bico injetor, do ângulo de início de injeção e das injeções múltiplas sobre as emissões de NOx utilizando-se mistura óleo diesel-biodiesel.
- Estudo numérico das emissões de NOx do motor diesel operando com mistura ternária óleo diesel-biodiesel-etanol.

1.2. Justificativa

A demanda mundial por óleo diesel aumenta a cada ano. Pesquisas sobre melhorias de redução do combustível e das emissões de gases dos motores de

combustão interna, assim como do uso de combustíveis renováveis alternativos continuam a aumentar. O biodiesel, por ser um éster e com propriedades próximas ao óleo diesel, é um combustível renovável preferencial para aplicação em motores diesel. Ele apresenta um efeito menor nos gases do efeito estufa devido à participação do CO₂ na fotossíntese e impactos positivos nas emissões de fumaça (ROSA *et al.*, 2014, TÜCCAR *et al.*, 2014, VALLINAYAGAM *et al.*, 2014, ÖZTÜRK, 2015). Como biocombustível renovável que contém oxigênio, o etanol é um combustível potencial para o veículo do ciclo Otto, porém possui dificuldades (número de cetano, baixa lubrificidade, entre outros) na aplicação em motores diesel que pode ser misturado com o óleo diesel ou ser injetado diretamente dentro do cilindro (LEI *et al.*, 2011). A utilização de biodiesel e etanol em motores, motores diesel alimentados com misturas de óleo diesel-biodiesel e óleo diesel-biodiesel-etanol, ou motores de ignição por centelha alimentados com etanol, incentiva e fortalece o setor agroindustrial. Os ensaios experimentais em motores geralmente são de alto custo e demandam muito tempo para serem realizados, o que justifica o emprego de simulações numéricas. Para reduzir esses custos, a simulação numérica representa um meio para se estimar um fenômeno físico ou para avaliar a sua tendência. Hoje em dia, os códigos de simulação tornaram-se indispensáveis na atividade da área de pesquisa, garantindo uma considerável diminuição dos custos e do tempo de execução (BIRTAS e CHIRIAC, 2011, VOICU E CHIRIAC, 2012, LEŠNIK *et al.*, 2014). Nos motores diesel, é difícil reduzir as emissões de NO_x e de materiais particulados simultaneamente. As altas emissões de NO_x e de materiais particulados ainda são o principal obstáculo para o desenvolvimento de motores diesel convencionais (AGARWAL *et al.*, 2013).

Essa tese contribui para o estado-da-arte por indicar condições de injeção de misturas de biocombustíveis que reduzem as emissões de NO_x. O estudo utiliza um modelo de simulação unidimensional que apresenta boa concordância quando comparado com ensaios experimentais. O estudo numérico mostra que as características de injeção das misturas óleo diesel-biodiesel e óleo diesel-biodiesel-etanol influenciam diretamente na combustão e, conseqüentemente, nas emissões de NO_x. As melhores condições de injeção para reduzir as concentrações de NO_x são determinadas. Os resultados deste trabalho apontam que, se forem realizadas duas injeções de combustível, as emissões de NO_x diminuem, devido à primeira injeção permitir a redução da temperatura máxima de combustão em relação à injeção única de combustível.

1.3. Escopo da Tese

O Capítulo 2 desta tese apresenta a revisão bibliográfica e o estado da arte na área de modelagem quasi-dimensional e multidimensional de motores e metodologias para estimar as emissões de NO_x em motores diesel. São descritos trabalhos experimentais em banco de provas utilizando-se misturas óleo diesel-biodiesel, biodiesel-etanol, óleo diesel-etanol e óleo diesel-biodiesel-etanol. Também estão incluídos trabalhos experimentais e numéricos em relação à influência das características de injeção de combustível e do bico injetor no desempenho e nas emissões de NO_x de motores diesel.

O Capítulo 3 apresenta as equações utilizadas na simulação, os dados de entrada no programa de simulação, o fluxograma para obtenção da curva normalizada da razão de injeção de combustível e o fluxograma do programa de simulação.

O Capítulo 4 apresenta as informações do motor e dos combustíveis utilizados na parte experimental. São descritos resultados da modelagem utilizando-se combustíveis B3, B10, B20, B50 e B100 e a comparação com resultados experimentais. Também estão incluídos os estudos numéricos da influência das características da injeção do combustível e do bico injetor no desempenho e nas emissões de NO_x, assim como o estudo numérico das emissões de NO_x do motor diesel utilizando-se mistura ternária.

O Capítulo 5 apresenta as conclusões da tese e sugestões para trabalhos futuros.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA E ESTADO DA ARTE

Estudos numéricos e experimentais têm sido utilizados para estudar o desempenho e as emissões de motores diesel operando com misturas de óleo diesel-biodiesel e misturas de óleo diesel-biodiesel-etanol.

Na área experimental, o uso da mistura óleo diesel-biodiesel e o uso de percentagens acima de 10% v/v na mistura ternária podem provocar elevadas emissões de NO_x (LEŠNIK *et al.*, 2014, ÖZENER *et al.*, 2014, ROY *et al.*, 2014, TÜCCAR *et al.*, 2014, ÖZTÜRK, 2015). As emissões de NO_x aumentam com o acréscimo da pressão de injeção (KANNAN e UDAYAKUMAR, 2010, GUMUS *et al.*, 2012, AGARWAL *et al.*, 2013, HWANG *et al.*, 2014, AGARWAL *et al.*, 2015) e com o aumento do número de furos do bico injetor (SAYIN *et al.*, 2013). Por outro lado, as emissões de NO_x diminuem com o atraso de início de injeção de combustível (JAYASHANKARA e GANESAN, 2010, FERREIRA e SODRÉ, 2013, AGARWAL *et al.*, 2013, JEON *et al.*, 2013, HWANG *et al.*, 2014, AGARWAL *et al.*, 2015) e com o aumento do número de injeções (HIWASE *et al.*, 2013, MAGHBOULI *et al.*, 2015).

Na área de modelagem de motores, existem pesquisas relacionadas ao estudo do desempenho e das emissões de motores diesel operando com mistura óleo diesel-biodiesel, mas não foram encontradas modelagens de motores diesel operando com mistura ternária.

Durante a pesquisa bibliográfica foi feito o levantamento de literatura técnica em relação a trabalhos de simulação com uso de modelos quase-dimensionais (ou unidimensionais), bem como de modelos multidimensionais. Os modelos quase-dimensionais e multidimensionais podem ser utilizados para realizar o estudo do desempenho e da estimativa das emissões do motor diesel. Foram pesquisados trabalhos experimentais sobre a influência da adição do biodiesel e do etanol no desempenho e nas emissões de motores. Foram também pesquisados trabalhos experimentais sobre a influência das características de injeção de combustível e do bico injetor no desempenho e nas emissões de motores.

2.1. Modelagem de Motores

Três categorias de modelos diferentes podem ser encontradas na literatura. Em uma ordem crescente de complexidade e das exigências crescentes em relação à velocidade de processamento do computador, estes são os modelos zero-dimensionais

ou termodinâmicos, os modelos quasi-dimensionais ou fenomenológicos e os modelos multi-dimensionais que são baseados na dinâmica dos fluidos computacionais - CFD (STIESCH, 2003, LAKSHMINARAYANAN *et al.*, 2009). Os modelos multidimensionais são baseados nas equações de conservação de massa, energia e *momentum*, e incluem submodelos de spray e fenômenos de combustão. Os modelos CFD são de grande valia para descrever o mecanismo interno dos sprays de óleo diesel, mas são muito difíceis de compreender durante a simulação completa de um motor diesel. Os modelos quasi-dimensionais permitem a execução eficiente, rápida e econômica dos modelos de cálculos preliminares de liberação de calor e emissões dos gases de escape em função dos parâmetros importantes do motor, tais como a pressão de injeção, o tempo da injeção, a razão de turbulência e a pressão de alimentação. Estes modelos são baseados em submodelos físicos e químicos, para os processos locais, tais como a formação do spray, a mistura ar-combustível, a ignição e a combustão, incluindo a formação de emissões denominadas modelos fenomenológicos. Portanto, eles são mais abrangentes em relação aos modelos termodinâmicos e consomem menos recursos computacionais que os modelos baseados em CFD. Deve-se notar que os modelos fenomenológicos são os mais práticos para descrever a combustão nos motores diesel (LAKSHMINARAYANAN *et al.*, 2009).

2.1.1. Modelagem Multi-dimensional

Na modelagem multi-dimensional são utilizados códigos livres, tais como: KIVA, KIVA-II, KIVA-3, KIVA-3V, KIVA-4 e OpenFOAM. Entre os códigos comerciais encontram-se o STAR-CD, o AVL FIRE, o Ricardo VECTIS, o FLUENT, o CFX, o CONVERGE e o FORTE. As simulações numéricas, tais como modelos baseados em CFD, são geralmente utilizados para obter dados não mensuráveis através de métodos experimentais convencionais, permitindo que os fenômenos de oxidação do combustível e a formação das emissões possam ser compreendidos. Isso permite uma redução de tempo significativa e de custos, o que auxilia na redução do tempo de desenvolvimento de motores e em uma compreensão dos conceitos de combustão (NG *et al.*, 2013). A seguir serão mostrados resumos de alguns trabalhos publicados referentes à modelagem multi-dimensional.

NG *et al.* (2013) pesquisaram as características da combustão e os mecanismos de formação das emissões utilizando técnicas CFD com integração do mecanismo de reação cinética química para o biodiesel. Os processos de combustão e formação de

emissões dos combustíveis biodiesel, tais como éster metílico de coco (CME), éster metílico de palma (PME) e éster metílico de soja (SME), foram simulados e comparados com o óleo diesel. A validação das simulações foi realizada utilizando-se resultados dos experimentos realizados em um motor diesel monocilíndrico. O programa FLUENT 6.3.26, software CFD comercial baseado em volumes finitos, foi utilizado para o estudo das simulações. Antes da execução da simulação numérica, o programa GAMBIT 2.3.16 foi utilizado para a geração de malhas. O período de atraso de ignição, o pico de pressão no interior do cilindro e a forma geral dos perfis de pressão foram utilizados como critérios de validação do modelo numérico integrado. Os resultados das curvas de pressão no interior do cilindro obtidas na simulação foram semelhantes às curvas experimentais de pressão no interior do cilindro. A estimativa das emissões de NOx foram diferentes daquelas obtidas experimentalmente.

ABAGNALE *et al.* (2014) estudaram o efeito de diferentes proporções de combustível no desempenho e as emissões de poluentes de um motor diesel com injeção eletrônica e alimentado com gás natural e óleo diesel. O estudo foi realizado utilizando-se técnicas CFD com um mecanismo de simulação numérica que inclui os períodos de troca de gás e que se destina a uma análise completa do desenvolvimento da combustão e da formação de poluentes sobre diferentes condições de operação. A simulação dos fenômenos no interior do cilindro foi realizada utilizando-se o KIVA-3V e foi validada a partir dos resultados experimentais do motor diesel. A malha do cilindro e dos dutos foi obtida utilizando-se a ferramenta ANSYS-ICEM CFD. Nos resultados, observou-se que as curvas simuladas de pressão no interior do cilindro foram ligeiramente diferentes das curvas experimentais de pressão no interior do cilindro. A estimativa das emissões de NOx foram semelhantes aos valores medidos.

HARCH *et al.* (2014) desenvolveram um modelo de combustão de um motor empregando a dinâmica dos fluidos computacionais, AVL Fire, que pode estimar o desempenho do motor e as características das emissões. Este modelo envolve a simulação da atomização do combustível e o comportamento da pressão e da temperatura no interior do cilindro. A simulação foi feita utilizando-se um motor diesel Kubota V3300 de quatro cilindros, naturalmente aspirado, com injeção indireta e alimentado com óleo diesel e biodiesel de segunda geração. O modelo foi desenvolvido para os óleos diesel padrão, B5 (95% de óleo diesel e 5% de biodiesel) e B10 (90% de óleo diesel e 90% de biodiesel). Nos resultados da simulação em condições normais, observou-se que o desempenho do motor foi um pouco melhor quando utilizou-se o B10

em contraponto aos outros dois combustíveis (óleo diesel e B5). O desempenho do motor aumentou ligeiramente ao utilizar-se o B5 ao invés do óleo diesel. As emissões de NO_x foram significativamente menores quando empregou-se o B10 no lugar dos outros dois combustíveis (óleo diesel e B5). As emissões de NO_x foram menores do que quando foi utilizado o óleo diesel.

TAGHAVIFAR *et al.* (2014) estudaram os efeitos dos parâmetros de combustão no interior do cilindro sobre as emissões de fuligem e as emissões de NO_x para diferentes níveis de EGR (válvula de recirculação dos gases de escape), utilizando-se dados obtidos a partir de um código CFD. A simulação foi realizada em um motor diesel Ford Diesel 1.8L monocilíndrico utilizando-se o programa AVL FIRE, que realiza a malha 3D do domínio geométrico e resolve as equações de conservação com base no método de volumes finitos. Nos resultados, observou-se que as curvas simuladas de pressão no interior do cilindro foram próximas às curvas experimentais. A curva simulada da taxa de liberação de calor foi um pouco diferente da curva experimental. A média das emissões de NO_x estimada foi semelhante à das emissões de NO_x medidas.

AN *et al.* (2015) realizaram uma simulação para investigar o impacto da adição de metanol nas características de desempenho da combustão e das emissões de um motor diesel de quatro tempos com turbo compressor e injeção direta, alimentado com biodiesel. Neste trabalho, o código acoplado KIVA4-CHEMKIN foi utilizado para simular o processo de combustão do biodiesel puro e as misturas biodiesel-metanol. O código CHEMKIN II é um pacote de *software* muito utilizado para formular e resolver a cinética química fundamental na fase gasosa. O código CHEMKIN II fornece a facilidade de incorporar cinética química complexa em simulações CFD. O modelo de simulação utilizado neste trabalho foi validado utilizando-se o óleo diesel. Com este modelo foram realizadas simulações empregando os combustíveis BM0 (100% de biodiesel), BM5 (95% de biodiesel e 5% de metanol), BM10 (90% de biodiesel e 10% de metanol) e BM15 (85% de biodiesel e 15% de metanol). Nos resultados da simulação observou-se que, ao utilizar metanol na mistura, o pico de pressão máxima aumentou em relação ao biodiesel puro, especialmente quando se utilizou o BM5 em condição baixa de operação. Nas condições de operação média e alta, as curvas de pressão no interior do cilindro e as curvas da taxa de liberação de calor foram quase idênticas ao uso dos quatro combustíveis. A eficiência térmica aumentou com o aumento da percentagem de metanol para todas as condições de operação. As emissões de CO e

fuligem diminuíram quando se utilizou metanol na mistura. As emissões de NOx aumentaram com misturas biodiesel-metanol para as condições de operação baixa e média. As emissões de NOx foram semelhantes ao utilizarem-se os quatro combustíveis para a condição de operação alta.

MAGHBOULI *et al.* (2015) realizaram uma modelagem multidimensional baseado em CFD através do código KIVA4. A modelagem empregou um motor diesel TOYOTA 2KD-FTV de quatro tempos com injeção direta e turbo compressor alimentado com biodiesel. Esse modelo avançado multicomponente foi aplicado para prever com precisão a oxidação dos agentes saturados e insaturados do biodiesel, utilizando-se um mecanismo reduzido da cinética química. Para modelar com precisão a pulverização, a atomização e a evaporação do biodiesel, as propriedades termofísicas detalhadas dos componentes dos combustíveis foram estimados e tabulados na rotina do combustível do código KIVA4. Nesse trabalho, o modelo foi validado utilizando-se as curvas de pressão no interior do cilindro e as curvas das taxas de liberação de calor obtidos nos testes experimentais em um motor diesel alimentado com biodiesel em condição de carga de 50% e rotações do motor 1200 RPM e 2400 RPM. Na validação do modelo, observou-se uma pequena diferença entre as curvas simuladas e as experimentais. Após a validação do modelo, mais estudos numéricos foram realizados para investigar os efeitos da injeção de combustível, tais como pulsos de injeção dupla e tripla. Nos resultados da simulação, observou-se que, ao aumentar o número de injeções, a pressão máxima do interior do cilindro aumentou. As emissões de monóxido de carbono (CO) e NOx aumentaram quando utilizou-se a injeção tripla em contraponto à injeção única nas duas condições de operação. As emissões de NOx diminuíram ligeiramente quando se utilizou injeção dupla em contraponto à injeção única para 1200 RPM.

2.1.2. Modelagem Unidimensional

Entre os programas comerciais de modelagem unidimensional encontram-se por exemplo: GT-Power, AVL-Boost e o Ricardo WAVE. A modelagem de motores é tão importante que, recentemente, alguns pacotes comerciais têm sido desenvolvidos para modelar de forma mais precisa o desempenho do motor. O programa AVL Boost é um software de modelagem capaz de modelar o comportamento do motor (NIKZADFAR e SHAMEKHI, 2014). Uma escolha adequada para diminuir o tempo de processamento do computador foi a simulação dos componentes complexos, utilizando-se códigos 3-D

e simulação 1-D para os demais componentes. Na simulação 1-D, as equações de conservação de massa, momento e energia são resolvidas no tempo e em uma dimensão ao longo do sentido do fluxo principal nas tubulações do motor. Modelos adicionais, correlações ou medições são necessárias também na simulação 1-D (ILIEV, 2015). A seguir serão mostrados resumos de alguns trabalhos publicados referente à modelagem unidimensional.

MELO (2012) utilizou o programa AVL Boost para realizar simulações de um motor tipo FLEX no estudo da influência da adição de diferentes teores de etanol hidratado à gasolina no desempenho e nas emissões do motor. Foram realizados ensaios de desempenho, de emissões e de medição de pressão na câmara de combustão em um banco de provas de motor. Nesse trabalho foram utilizadas equações de cinética química para simulação dos poluentes e a equação de Wiebe duas zonas para a estimativa da fração de massa do combustível queimado. Os dados experimentais foram utilizados na validação do modelo computacional que gera curvas de pressão na câmara de combustão do motor em função do ângulo do eixo do virabrequim e valores de emissões de alguns poluentes. Os resultados das curvas de pressão no interior do cilindro obtidos na simulação foram semelhantes às curvas obtidas nos experimentos. Os resultados das emissões obtidas nessa simulação, depois de realizada a calibração e replicadas nas outras condições de operação, não foram satisfatórios, apresentando desvios acima de 10%.

VOICU E CHIRIAC (2012) pesquisaram a influência da modificação do tempo de injeção no desempenho e nas emissões de um motor diesel de trator abastecido em modo dual. O estudo foi realizado utilizando-se o programa de simulação AVL Boost e o modelo de combustão MCC (combustão controlada da mistura). O código numérico simula o motor operando com um sistema extra de alimentação empregando pequenas quantidades de hidrogênio. Nesse trabalho, antes de iniciar as simulações, foi necessário calibrar-se o modelo desenvolvido no programa AVL Boost, ou seja, correlacionar as curvas de pressão no interior do cilindro, a curva de potência, o torque, o consumo de ar e combustível, etc., obtidos no programa AVL Boost, com as curvas obtidas nos testes utilizando-se o óleo diesel. Depois de calibrar o modelo, observaram-se diferenças em relação aos experimentos de -0,47% e 6,45% nas emissões de NO_x e CO, respectivamente, utilizando-se o óleo diesel. No caso do óleo diesel, mais 13,2 L/min de H₂, observaram-se diferenças, em relação aos experimentos de -5,05% e -8,06%, nas emissões de NO_x e CO, respectivamente. Ao utilizar-se o óleo diesel com mais 19.8

L/min de H₂ observaram-se diferenças em contraponto aos experimentos de -4,68% e -18,96% em relação aos experimentos nas emissões de NO_x e CO, respectivamente. O modelo foi calibrado com o objetivo de se realizar simulações com injeções divididas. Os resultados da simulação mostraram diminuição nas emissões de CO e NO_x para alguns casos de injeção dividida. Dos resultados, os autores concluíram que a adição de hidrogênio geralmente diminui o nível de emissão de CO e de NO_x, de 30% e 18%, respectivamente, para qualquer tipo de injeção.

ICLODEAN E BURNETE (2012) apresentaram estudos sobre o desenvolvimento e utilização de modelos analíticos dos processos que ocorrem durante a operação de um motor monocilíndrico de ignição por compressão, com injeção direta e alimentado com biocombustíveis. Parâmetros de combustão, tais como a pressão no interior do cilindro, a taxa de aumento de pressão e a taxa de calor liberado, foram obtidos experimentalmente e foram estudados na simulação utilizando-se a opção iRate do modelo de combustão MCC (combustão controlada da mistura) do programa AVL Boost. O modelo de combustão MCC foi estendido para prever a taxa de injeção baseado no cálculo do fluxo no bico injetor utilizando-se o iRate. Este modelo determina a taxa de injeção do fluxo do combustível fornecido pelos injetores. Os autores realizaram várias simulações de biodiesel (B10, B20, B50 e B100), nas quais observou-se a diminuição da taxa de liberação de calor ao aumentar-se a percentagem de biodiesel. Foi observado também que os níveis de NO_x aumentaram e os níveis de CO diminuíram com o aumento da concentração de biodiesel.

LEŠNIK *et al.* (2013) estudaram a influência da utilização do biodiesel nas características de injeção e combustão de um motor diesel MAN D2566 MUM de quatro tempos e naturalmente aspirado. Os combustíveis utilizados foram o óleo diesel e o biodiesel de colza. A pressão de injeção, a elevação da agulha e o combustível injetado por ciclo foram determinados experimentalmente e numericamente. As simulações da pulverização do combustível foram realizadas utilizando-se o programa de simulação AVL FIRE CFD. A influência da adição do biodiesel no torque, na potência, na temperatura nos gases de escape e nas emissões de monóxido de carbono (CO e NO_x) do motor diesel foram estudados numericamente, utilizando-se o programa de simulação AVL Boost, e, experimentalmente, na bancada de testes do motor a plena carga e em várias rotações do motor. O modelo de combustão MCC foi utilizado, o qual permite determinarem-se as emissões de NO_x e CO. Este trabalho focou na possibilidade de se substituir o óleo diesel pelo biodiesel puro de colza no motor diesel

testado. Neste trabalho, observou-se que a diferença entre os resultados da simulação e os resultados experimentais do torque, potência, temperatura nos gases de escape e das emissões de CO foram menores que 5% utilizando-se o óleo diesel e o biodiesel em diferentes rotações do motor. A diferença entre a estimativa e os valores medidos de NOx foram menores que 10%, utilizando-se o óleo diesel e o biodiesel em diferentes rotações do motor.

KOZARAC *et al.* (2014) realizaram um estudo numérico para analisar a influência da concentração dos produtos da combustão nas características de combustão (tempo de combustão e duração de combustão) de um motor HCCI alimentado com biogás e gasolina. Foi estudada também a possibilidade de se reduzir a temperatura na admissão, utilizando-se a recirculação interna dos gases de escape. A modelagem do motor foi realizada empregando-se o programa de simulação AVL Boost e validada com dados experimentais do motor. Nos resultados desse trabalho observou-se uma pequena diferença entre as curvas de pressão simuladas e experimentais no processo da combustão. Ao aumentarem-se as concentrações dos produtos da combustão, a temperatura da admissão teve que ser aumentada para manter o mesmo tempo de combustão.

LEŠNIK *et al.* (2014) estudaram a possibilidade de se substituir o óleo diesel por biodiesel puro ou por misturas de óleo diesel-biodiesel. Esse trabalho foi realizado experimentalmente e numericamente em um motor diesel MAN D2566 MUM de 6 cilindros, naturalmente aspirado e com injeção direta, alimentado com óleo diesel, B25 (75% de óleo diesel e 25% de biodiesel), B50 (50% de óleo diesel e 50% de biodiesel), B75 (25% de óleo diesel e 75% de biodiesel) e B100 (100% de biodiesel a partir de óleo de colza). A influência do biodiesel e das misturas óleo diesel-biodiesel na combustão do motor, nas características do desempenho e nas emissões foram estudadas na bancada de testes e numericamente utilizando-se o programa de simulação AVL Boost. O modelo de combustão MCC foi utilizado no cálculo do desempenho do motor. Os parâmetros de calibração desse modelo foram obtidos ajustando-se a curva simulada de pressão no interior do cilindro à curva experimental, utilizando-se o método de otimização Levenberg-Marquardt. Nesse trabalho foram propostas equações empíricas para calcular os parâmetros de calibração do modelo de combustão MCC em função da rotação do motor, do número de cetano e da percentagem do oxigênio contido no combustível. As equações empíricas foram determinadas utilizando-se os valores dos parâmetros de combustão obtidos durante o processo de calibração. Nos resultados

desse trabalho, observou-se que as curvas simuladas da pressão no interior do cilindro mostraram diferenças em relação às curvas experimentais para os óleos diesel, B25, B50, B75 e B100 na rotação de 1360 RPM do motor. As curvas simuladas da pressão no interior do cilindro mostraram pequenas diferenças em relação às curvas experimentais para os óleos diesel, B25, B50, B75 e B100 na rotação de 1700 RPM do motor. As curvas simuladas da pressão no interior do cilindro mostraram pequenas diferenças em relação às curvas experimentais para os combustíveis B25, B50 e B75 na rotação de 2000 RPM do motor. A diferença entre a estimativa e os valores medidos de NOx foram menores que 10% na maioria dos casos simulados.

NIKZADFAR e SHAMEKHI (2014) pesquisaram a contribuição relativa dos parâmetros operacionais no desempenho e nas emissões de um motor diesel 1.5L com injeção eletrônica (*common rail*). Foram considerados na pesquisa dez parâmetros operacionais, incluindo: a pressão, a temperatura na admissão, a rotação do motor, a pressão no *common rail*, a massa do combustível injetado, a massa da injeção piloto, o ângulo da injeção principal, o ângulo da injeção piloto, a taxa de recirculação dos gases de escape, a pressão no escape e sua influência no torque, as emissões de NOx e o consumo específico de combustível. O modelo termodinâmico do motor foi desenvolvido utilizando-se o programa de simulação AVL Boost, o qual foi ajustado e validado utilizando-se dados experimentais. Na simulação, foi utilizado o modelo de combustão MCC. Com o fim de melhorar e incrementar a rapidez do estudo dos parâmetros operacionais no desempenho do motor, foi utilizada uma rede neural. Os dados necessários para treinar a rede neural foram fornecidos pelo AVL Boost Design Explorer. Mais de 4000 pontos de operação foram gerados e simulados pelo AVL Boost. Nos resultados observou-se que as curvas de pressão no interior do cilindro simuladas foram semelhantes às curvas experimentais. A diferença entre os dados experimentais e os resultados simulados de NOx foi menor que 10% para 83% dos casos.

ILIEV (2015) desenvolveu um modelo 1-D de um motor a gasolina para prever o efeito da mistura etanol-gasolina e metanol-gasolina no desempenho e nas emissões do motor. Os combustíveis utilizados neste trabalho foram o E0 (100% gasolina), E5 (95% de gasolina e 5% de etanol), E10 (90% de gasolina e 10% de etanol), E20 (80% de gasolina e 20% de etanol), E30 (70% de gasolina e 30% de etanol), E50 (50% de gasolina e 50% de etanol), M5 (95% de gasolina e 5% de metanol), M10 (90% de gasolina e 10% de metanol), M20 (80% de gasolina e 20% de metanol), M30 (70% de

gasolina e 30% de metanol) e M50 (50% de gasolina e 50% de metanol). A simulação foi realizada utilizando-se um motor de ignição por centelha de quatro tempos e quatro cilindros na condição de carga máxima e nas rotações do motor desde 1000 RPM até 6500 RPM com intervalos de 500 RPM. A modelagem do motor foi calibrada e descrita por ILIEV (2014), realizada utilizando-se o programa de simulação AVL Boost. O modelo de combustão Wiebe Duas Zonas foi empregado na simulação, cujos resultados apontaram um aumento da percentagem de etanol na mistura e uma diminuição da potência do motor para todas as rotações do motor. O consumo específico de combustível aumentou com o aumento das percentagens de etanol e de metanol na mistura. As emissões de CO e HC diminuíram quando se utilizou o etanol e o metanol nas misturas. As emissões mais baixas foram obtidas ao se utilizar o combustível M50. As emissões de NOx aumentaram com o aumento das percentagens de etanol e metanol.

A contribuição dos trabalhos de MELO (2012) e de ILIEV (2015) utilizada nessa tese foi a explanação do uso do modelo de combustão Wiebe duas zonas na modelagem unidimensional de motores. Da mesma forma, a contribuição dos trabalhos de VOICU E CHIRIAC (2012), de ICLODEAN E BURNETE (2012), de LEŠNIK *et al.* (2013), de KOZARAC *et al.* (2014), de LEŠNIK *et al.* (2014) e de NIKZADFAR e SHAMEKHI (2014) também utilizada nesta tese foi a explanação do uso do modelo de combustão MCC na modelagem unidimensional de motores.

As Tabelas 2.1 e 2.2 apresentam um resumo com os principais artigos relacionados à modelagem unidimensional dos motores diesel e motores de ignição por centelha, incluindo informações dos combustíveis e dos modelos de combustão.

Tabela 2.1 – Resumo dos trabalhos da modelagem unidimensional de 2012 até 2013.

Autor, Ano	Resumo	Resultados e conclusões
MELO, 2012	Utilizou o programa AVL Boost na realização de simulações de um motor tipo FLEX para o estudo da influência da adição de diferentes teores de etanol hidratado à gasolina no desempenho e nas emissões do motor. O modelo de combustão Wiebe Duas Zonas foi utilizado.	As curvas de pressão no interior do cilindro obtidas na simulação foram semelhantes às obtidas nos experimentos. Depois de realizada a calibração e replicadas nas outras condições de operação, os resultados das emissões obtidas apresentaram desvios acima de 10% em relação aos resultados experimentais.
VOICU E CHIRIAC, 2012	Pesquisaram a influência da modificação do tempo de injeção no desempenho e nas emissões de um motor diesel, utilizando-se o programa de simulação AVL Boost. O modelo de combustão MCC foi utilizado.	Depois de calibrar o modelo, observaram-se diferenças de -0.47%, 6.45% e -5.05% para o NOx e 6.45%, -8.06% e -18.96% para o CO. Ao utilizar injeções divididas mostraram diminuições de NOx e CO em alguns casos.
ICLODEAN E BURNETE, 2012	Apresentaram estudos sobre o desenvolvimento e utilização de modelos analíticos dos processos que ocorrem durante a operação de um motor diesel alimentado com B10, B20, B50 e B100. Foi utilizado o programa de simulação AVL Boost e o modelo de combustão MCC.	Foi observada a diminuição da taxa de liberação de calor com o aumento da percentagem de biodiesel. Os níveis de NOx aumentaram e os níveis de CO diminuíram com o aumento da concentração de biodiesel.
LEŠNIK et al., 2013	Estudaram a influência da utilização do biodiesel nas características de injeção e combustão de um motor diesel. O estudo do torque, da potência, da temperatura nos gases escape e das emissões foi realizado, utilizando-se o programa de simulação AVL Boost e o modelo de combustão MCC.	A diferença entre os resultados da simulação e os resultados experimentais do torque, da potência, da temperatura nos gases de escape e das emissões de CO foram menores que 5%. A diferença entre a estimativa e os valores medidos de NOx foram menores que 10% utilizando.

Tabela 2.2 – Resumo dos trabalhos da modelagem unidimensional de 2013 até 2015.

Autor, Ano	Resumo	Resultados e conclusões
ÖZKAN et al., 2013	Pesquisaram a influência do tempo dos eventos das injeções múltiplas na eficiência térmica de um motor diesel utilizando-se o programa de simulação AVL Boost e o modelo de combustão MCC.	Os resultados desse trabalho demonstraram que as estratégias de pré-injeção, cujo objetivo principal era diminuir as emissões de NOx, provocam perdas insignificantes na eficiência térmica
LEŠNIK et al., 2014	Realizaram a estimativa das emissões de NOx de um diesel alimentado com B25, B50, B75 e B100, utilizando-se o programa de simulação AVL Boost e o modelo de combustão MCC.	As curvas simuladas da pressão no interior do cilindro foram próximas às curvas experimentais para o B25, B50 e B75. A diferença entre a estimativa e os valores medidos de NOx foram menores que 10% na maioria dos casos.
NIKZADFAR e SHAMEKHI, 2014	Realizaram a modelagem uni-dimensional do motor diesel, utilizando-se o programa de simulação AVL Boost e o modelo de combustão MCC. Realizaram também estimativas das emissões de NOx utilizando-se o AVL Boost e um modelo de rede neural alimentada com dados obtidos pelo AVL Boost.	As curvas de pressão simuladas no interior do cilindro foram semelhantes às experimentais. A diferença entre os dados experimentais e os resultados simulados de NOx foi menor que 10% para 83% dos casos.
ILIEV, 2015	Desenvolveu um modelo 1-D de um motor a gasolina para prever o efeito das misturas etanol-gasolina e metanol-gasolina no desempenho e nas emissões do motor utilizando-se o programa AVL Boost e o modelo de combustão Wiebe Duas Zonas.	O consumo específico de combustível e as emissões de NOx aumentaram com o aumento das percentagens de etanol e de metanol na mistura. As emissões de CO e HC diminuíram ao utilizarem-se as misturas.

2.1.3. Estimativa das emissões de NO_x

As primeiras tentativas de estimativa das emissões de escape do motor tiveram início há várias décadas (GÄRTNER *et al.*, 2004). Os modelos para se estimar as emissões de NO_x podem ser classificadas nas seguintes categorias: Modelos Semi-Empíricos, Modelos Empíricos, Modelos Zero-Dimensionais de Multi-Zona, Modelos Quasi-Dimensionais ou Fenomenológicos e Modelos Multidimensionais baseados em técnicas CFD (GÄRTNER *et al.*, 2004, D'AMBROSIO *et al.*, 2014). Os Modelos Fenomenológicos calculam os níveis de NO_x no interior do cilindro utilizando como base uma análise detalhada da evolução das propriedades termodinâmicas e químicas do conteúdo no interior do cilindro durante o processo de combustão. As propriedades termodinâmicas e químicas deste conteúdo são utilizadas como dados de entrada na implementação dos submodelos termoquímicos de NO_x, os quais são geralmente derivados a partir do mecanismo de Zeldovich (D'AMBROSIO *et al.*, 2014). Os modelos empíricos só dependem de dados medidos para identificar correlações relevantes para a estimativa das emissões de NO_x e têm a vantagem de exigir um baixo esforço de processamento computacional, sem o conhecimento detalhado dos processos físicos ou químicos na câmara de combustão. No entanto, estes modelos empíricos geralmente mostram um bom desempenho preditivo na faixa de calibração utilizada no treinamento e sua aplicação é limitada uma vez que não são fisicamente consistentes. Os modelos Semi-Empíricos costumam combinar parâmetros físicos e químicos relacionados com o processo de formação de NO_x, tais como a combustão, a temperatura adiabática da chama ou a taxa de liberação de calor, com parâmetros relevantes do motor em operação que podem ser diretamente medidos ou avaliados, tais como os Modelos Empíricos. Os Modelos Semi-Empíricos têm a vantagem de exigir menor tempo de processamento do computador que os Modelos Fenomenológicos e são fisicamente mais consistentes e precisos que os modelos empíricos. Além disso, os Modelos Semi-Empíricos têm-se mostrado confiáveis em uma ampla gama de condições de funcionamento do motor. No entanto, estes modelos estatísticos requerem uma extensa base de dados experimentais para determinação confiável dos seus coeficientes de calibração. Os Modelos Semi-Empíricos foram considerados bons candidatos para aplicações em tempo real (GÄRTNER, *et al.*, 2002, KRISHNAN *et al.*, 2006, ARREGLE *et al.*, 2008, GUARDIOLA *et al.*, 2011, D'AMBROSIO *et al.*, 2014,

SAVVA e HOUNTALAS, 2014). A seguir serão apresentados resumos de alguns trabalhos publicados referentes à estimativa das emissões de NOx.

CANAKCI *et al.* (2009) realizaram estimativas do desempenho e das emissões do motor utilizando redes neurais. Neste estudo, duas fases foram levadas em conta: o estudo experimental (o biodiesel obtido a partir de óleo de resíduos de fritura foi utilizado no motor diesel de injeção indireta) e o estudo de modelação artificial (que utiliza dados experimentais através de um método de redes neurais artificiais que emprega uma estimativa de valores característicos do motor). Para definir como os dados de entrada (propriedades do combustível, rotação do motor, pressão de injeção, etc.) influenciam nos parâmetros de saída (emissões de NOx, CO, CO₂, etc.), cinco redes neurais diferentes foram estudadas. A rede neural artificial foi treinada e testada utilizando-se o software MATLAB em um computador normal. Na parte experimental foi utilizado o motor 1.8 VD diesel BMC de quatro tempos, quatro cilindros e injeção indireta. Nesse trabalho, na estimativa das emissões de NOx foram obtidas diferenças menores que 9% em relação aos resultados experimentais.

GUARDIOLA *et al.* (2011) desenvolveram um modelo para estimar rapidamente as emissões de NOx, orientado para o controle do motor. A pressão no interior do cilindro é o único sinal de entrada instantânea requerido, juntamente com diversas variáveis (valores médios) que estão disponíveis na ECU (unidade de controle do motor) durante a operação do mesmo. A estimativa das emissões de NOx foi calculada em função da taxa de liberação de calor, rotação do motor, temperatura adiabática da chama, e as constantes K1, K2 e K3. O modelo foi validado utilizando os resultados experimentais de um motor diesel para diferentes condições de operação: 1000 RPM/70% e 100%; 1500 RPM/10% e 75%, 2000 RPM/25%, 65% e 100%, 2500 RPM/15% e 75%, 2850 RPM/55% e 100%, 3000 RPM/40%, 70% e 100%, 3500 RPM/10%, 20%, 40%, 70% e 100%; 4000 RPM/15%, 40%, 70% e 100%. Nos resultados, observou-se que a diferença máxima entre a estimativa das emissões de NOx e o valor medido foi aproximadamente de 14% e a diferença mínima entre a estimativa dessas emissões e o valor medido foi aproximadamente de 1%.

LEE e HUH (2013) estudaram as características do jato, da combustão e das emissões de um motor diesel alimentado com as misturas óleo diesel-biodiesel. Os combustíveis utilizados foram D100 (óleo diesel), BD20 (80% de óleo diesel e 20% de biodiesel), BD40 (60% de óleo diesel e 40% de biodiesel), BD60 (40% de óleo diesel e 60% de biodiesel), BD80 (20% de óleo diesel e 80% de biodiesel) e BD100 (biodiesel

de soja). Os testes foram realizados para uma rotação do motor igual a 1400 RPM, pressão de injeção de 1600 bar e início de injeção a 15° APMS (antes do ponto morto superior) para o D100, 14° APMS para o BD20 e 13° APMS para os BD40, BD60, BD80 e BD100. Para realizar a modelagem do motor foi utilizado o modelo CMC-ISR implementado no KIVA3R2 juntamente com o CHEMKIN-II. Nos resultados, observaram-se que as curvas simuladas de pressão no interior do cilindro foram semelhantes às curvas obtidas experimentalmente. A estimativa das emissões de CO foram maiores do que os valores medidos. A diferença entre as estimativas das emissões de NOx e os valores medidos foram aproximadamente de 26%, 4%, 33%, 31% para o D100, BD20, BD60 e BD100, respectivamente.

AN *et al.* (2014) realizaram uma modelagem numérica para pesquisar a influência da utilização de percentagens de biodiesel na formação de emissões de um motor diesel. As simulações foram realizadas utilizando-se o programa de simulação KIVA4 juntamente com o CHEMKIN-II. Os mecanismos de formação de monóxido de nitrogênio (NO) e monóxido de carbono (CO) foram incluídos na modelagem. Para uma melhor representação das propriedades do biodiesel, as propriedades detalhadas termo-físicas e químicas do biodiesel foram calculadas e integradas na biblioteca do combustível do KIVA4. As simulações foram validadas com base nos resultados experimentais, comparando-se as curvas de pressão no interior do cilindro e as curvas de liberação de calor para os combustíveis B100 (biodiesel), B50 (50% de óleo diesel e 50% de biodiesel) e óleo diesel na carga de operação a 10%, 50% e 100% e rotação do motor igual a 2400 RPM. Nos resultados observou-se que as curvas simuladas de pressão no interior do cilindro foram semelhantes às curvas experimentais. As curvas simuladas da taxa de liberação de calor foram diferentes das curvas experimentais. As diferenças entre a estimativa das emissões de CO e os valores experimentais foram aproximadamente 3%, 20% e 1% para o óleo diesel, B50 e B100, respectivamente, para uma carga de operação igual a 10%. As diferenças entre a estimativa das emissões de NO e os valores experimentais foram aproximadamente 1%, 4% e 1% para o óleo diesel, B50 e B100, respectivamente, para carga de operação igual 50% e 100%.

D'AMBROSIO *et al.* (2014) desenvolveram uma correlação semi-empírica para calcular as emissões de NOx. Esta correlação baseia-se em várias grandezas físicas, tais como a temperatura máxima da zona do gás queimado, a relação estequiométrica do gás do ambiente, a rotação e carga de operação do motor e a pressão de injeção. A temperatura máxima da zona do gás queimado foi avaliada por meio de um modelo

termodinâmico de diagnóstico em tempo real de três zonas, e a relação estequiométrica do gás do ambiente-combustível foi proposta como um parâmetro da correlação. O processo de combustão nesse modelo foi dividido em três parcelas: desde o fechamento da válvula de admissão até o início da injeção, desde o início da injeção até o início da combustão e desde o início da combustão até a abertura da válvula de exaustão. Nesse trabalho foi utilizado o motor GM 2.0 dm³ 16V Euro 5, equipado com injetores piezoelétricos. Além disso, o motor diesel de tamanho médio 1.6 dm³ Euro 6, equipado com um injetor solenóide, também foi utilizado nos testes e validação do modelo. Os ensaios experimentais foram realizados no banco de testes AVL instalado no ICEAL-PT (Laboratório avançado de motores de combustão interna no Instituto Politecnico di Torino). Nos resultados da estimativa das emissões de NO_x, utilizando-se um motor de 2.0 dm³, observaram-se diferenças máximas em torno de 20% entre os valores simulados e medidos para 2500 RPM, e diferenças menores que 12% para a faixa de 1500 RPM a 2000 RPM. No motor de 1.6 dm³ observaram-se diferenças menores que 5% na maioria das condições de operação.

LEŠNIK *et al.* (2014) realizaram uma estimativa das emissões de NO_x utilizando o programa de simulação AVL Boost. O modelo de combustão MCC foi utilizado para calcular o desempenho do motor. A estimativa das emissões de NO_x foi realizada para as misturas de óleo diesel, B25 (75% de óleo diesel e 25% de biodiesel), B50 (50% de óleo diesel e 50% de biodiesel), B75 (25% de óleo diesel e 75% de biodiesel) e B100 (biodiesel de colza). Neste trabalho não foi encontrada uma metodologia para ajustar as constantes de calibração do processo de pós-oxidação e formação de NO_x utilizadas no programa AVL Boost. Nos resultados observaram-se diferenças entre a estimativa das emissões de NO_x e os valores obtidos experimentalmente de aproximadamente 0.1%, 0.2%, 10%, 13% e 9% para o óleo diesel, B25, B50, B75 e B100, respectivamente, para uma rotação do motor igual a 1360 RPM. As diferenças entre as estimativas das emissões de NO_x e os valores obtidos experimentalmente foram aproximadamente 9%, 7%, 3%, 7% e 7% para as misturas de óleo diesel, B25, B50, B75 e B100, respectivamente, para uma rotação do motor igual a 1700 RPM. As diferenças entre as estimativas das emissões de NO_x e os valores obtidos experimentalmente foram aproximadamente 1%, 4%, 16%, 5% e 1% para as misturas de óleo diesel B25, B50, B75 e B100, respectivamente, para uma rotação do motor igual a 2000 RPM.

NIKZADFAR e SHAMEKHI (2014) realizaram estimativas das emissões de NOx de um motor diesel utilizando o programa de simulação AVL Boost. O modelo foi ajustado e validado com auxílio de dados experimentais. Na simulação foi empregado o modelo de combustão MCC (combustão controlada da mistura). Nos resultados deste trabalho observaram-se que as diferenças entre a estimativa das emissões de NOx e os valores obtidos nos testes foram menores a 4% para rotações do motor entre 1500 RPM e 3000 RPM. Para rotações inferiores a 1500 RPM e superiores a 3000 RPM as diferenças entre a estimativa das emissões de NOx e os valores obtidos nos testes foram acima de 10%.

MOHAMMADHASSANI *et al.* (2015) realizaram estimativas das emissões de NOx utilizando um modelo de rede neural. O modelo utilizado foi ajustado e validado, empregando os dados experimentais de um motor diesel MB-OM335 de seis cilindros, quatro tempos e injeção direta. Os parâmetros de entrada no modelo foram a rotação do motor, a temperatura do ar na admissão, a razão da massa de combustível injetado e a potência do motor. O coeficiente de determinação (R^2) na estimativa das emissões de NOx foi 0,98.

Na literatura foram encontrados poucos trabalhos relacionados à estimativa das emissões de NOx através do programa de simulação AVL Boost. A contribuição do trabalho de MELO (2012) usada nesta tese foi a explanação da calibração das emissões de NOx. Os trabalhos de LEŠNIK *et al.* (2014) e de NIKZADFAR e SHAMEKHI (2014) apresentam a utilização do modelo de combustão MCC para realizar a estimativa das emissões de NOx. Nos trabalhos de LEŠNIK *et al.* (2014) e de NIKZADFAR e SHAMEKHI (2014) faltou apresentar como foi calibrada a estimativa das emissões de NOx. Nos trabalhos de GUARDIOLA *et al.*, 2011, de SARAVANAN *et al.*, 2012, de ISMAIL *et al.*, 2013, de LEE e HUH, 2013, LEE e HUH, 2013, LEE e HUH, 2013, D'AMBROSIO *et al.*, 2014, LEŠNIK *et al.*, 2014, de NIKZADFAR e SHAMEKHI, 2014 e de SAVVA e HOUNTALAS, 2014 observaram-se diferenças entre valores medidos e estimados das emissões de NOx acima de 10% para alguns casos de estudo.

As Tabelas 2.3 e 2.4 apresentam um resumo com os principais artigos relacionados à estimativa das emissões de NOx dos motores diesel, incluindo os modelos para estimar essas emissões e suas diferenças em relação aos valores medidos.

Tabela 2.3 – Resumo dos trabalhos da estimativa das emissões de NOx de 2011 até 2014.

Autor, Ano	Resumo	Resultados e conclusões
GUARDIOLA et al., 2011	A estimativa das emissões de NOx foi calculada em função da taxa de liberação de calor, rotação do motor, temperatura adiabática da chama, e as constantes K1, K2 e K3. O modelo foi validado utilizando os resultados experimentais de um motor diesel para várias condições de operação.	Nos resultados observou-se que a diferença máxima entre a estimativa das emissões de NOx e o valor medido foi de aproximadamente 14% e a diferença mínima entre a estimativa das emissões de NOx e o valor medido foi aproximadamente de 1%.
LEE e HUH, 2013	Para realizar a estimativa das emissões de NOx do motor foi utilizado o modelo CMC-ISR, implementado no KIVA3R2 juntamente com o CHEMKIN-II.	A diferença entre estimativas das emissões de NOx e os valores medidos foram de aproximadamente 26%, 4%, 33%, 31% para o D100, BD20, BD60 e BD100, respectivamente.
AN et al., 2014	A estimativa de NOx foi realizada utilizando-se o programa de simulação KIVA4 juntamente com o CHEMKIN-II.	As diferenças entre a estimativa das emissões de NOx e os valores experimentais foram de aproximadamente 1%, 4% e 1% para o óleo diesel, B50 e B100, respectivamente.

Tabela 2.4 – Resumo dos trabalhos da estimativa das emissões de NOx de 2014 e 2015.

Autor, Ano	Resumo	Resultados e conclusões
D'AMBROSIO et al., 2014	Desenvolveu-se uma correlação semi-empírica para o cálculo das emissões de NOx. Essa correlação baseia-se em várias grandezas físicas, tais como a temperatura máxima da zona do gás queimado, a relação gás do ambiente-combustível estequiométrica, a rotação, a carga de operação do motor e a pressão de injeção.	Observaram diferenças máximas em torno de 20% entre os valores simulados e medidos para 2500 RPM, e diferenças menores que 12% para 1500 RPM e 2000 RPM.
LEŠNIK et al., 2014	Realizou-se a estimativa das emissões de NOx através do programa de simulação AVL Boost com o modelo de combustão MCC.	As diferenças entre a estimativa das emissões de NOx e os valores experimentais foram menores que 10% para 13 de 15 casos.
NIKZADFAR e SHAMEKHI, 2014	Realizaram-se estimativas das emissões de NOx de um motor diesel utilizando-se o programa de simulação AVL Boost e o modelo de combustão MCC.	A diferença entre os dados experimentais e os resultados simulados de NOx foi menor que 10% para 83% dos casos.
MOHAMMADHASSANI et al., 2015	Realizaram-se estimativas das emissões de NOx de um motor diesel MB-OM335, utilizando-se um modelo de rede neural.	O coeficiente de determinação (R^2) da estimativa das emissões de NOx foi igual a 0.98.

2.2. Trabalhos Experimentais

Devido à preocupação sobre a redução de CO₂ e o aumento da segurança energética, combustíveis alternativos, tais como o biodiesel e o etanol estão recebendo mais atenção (SONG *et al.*, 2012, CHAUHAN *et al.*, 2013, EL-KASABY *et al.*, 2013, KOC *et al.*, 2013, DHAR e AGARWAL, 2014, IMTENAN *et al.*, 2014, KOC e ABDULLAH, 2014, LEŠNIK *et al.*, 2014, LOPES *et al.*, 2014, ÖZENER *et al.*, 2014, ROSA *et al.*, 2014, TÜCCAR *et al.*, VALLINAYAGAM *et al.*, 2014). O biodiesel é um combustível renovável para motores diesel que possui um menor efeito nos gases de efeito estufa devido à participação do CO₂ na fotossíntese e impactos positivos nas emissões de fumaça. Além de ser renovável, as vantagens do biodiesel são: pronta disponibilidade, menor teor de enxofre e aromáticos, maior número de cetano, maior biodegradabilidade, origem nacional, não-tóxica, alto ponto de inflamação e lubrificidade. O biodiesel pode ser misturado ao óleo diesel em diferentes proporções e utilizado diretamente em motores diesel com pouca ou nenhuma modificação (EL-KASABY *et al.*, 2013, AL_DAWODY e BHATTI, 2014, BARI, 2014, CAN, 2014, DHAR e AGARWAL, 2014, IMTENAN *et al.*, 2014a, IMTENAN, *et al.*, 2014b, ROY, *et al.*, 2014, LEŠNIK, *et al.*, 2014, LOPES *et al.*, 2014, ÖZENER *et al.*, 2014, ROSA *et al.*, 2014, TÜCCAR *et al.*, 2014, VALLINAYAGAM *et al.*, 2014, ÖZTÜRK, 2015). O biodiesel pode ser produzido a partir de óleo vegetal, de óleo usado de cozinha e de gorduras animais através do processo de transesterificação. No entanto, as fracas propriedades do ponto de névoa e de fluidez, o baixo conteúdo de energia e as elevadas emissões de NOx em relação ao óleo diesel estão entre as principais desvantagens do biodiesel. A quantidade de NOx a partir das misturas biodiesel-óleo diesel depende da concentração do biodiesel, condições de operação, combustão, sistemas de ar e do combustível dos motores diesel. No entanto, a taxa de combustão mais rápida do biodiesel é uma das principais razões da obtenção de elevadas emissões de NOx (CHIRIAC e APOSTOLESCU, 2013, BARI, 2014, KOC e ABDULLAH, 2014, ÖZTÜRK, 2015).

Como um biocombustível renovável e que contém oxigênio, o etanol é um combustível potencial para o veículo do ciclo Otto, entretanto apresenta dificuldades para uso no ciclo diesel (baixa lubrificidade, número de cetano, entre outros), o qual pode ser misturado com o óleo diesel ou ser injetado diretamente dentro do cilindro. Há muitos estudos sobre a aplicação do etanol em motores diesel que incidem sobre três

aspectos: técnicas de aplicação do etanol em motores diesel, propriedades do combustível de misturas etanol-óleo diesel, e efeitos sobre as características de combustão e emissão de misturas etanol-óleo diesel (LEI *et al.*, 2011). O etanol tem sido amplamente utilizado em motores de ignição por compressão como combustíveis alternativos. Existem desafios relacionados à utilização de vários tipos de etanol em motores diesel e de misturas de etanol com o óleo diesel. Embora seja possível avaliar-se diretamente a utilização do etanol em motores diesel, é necessário vencer desvantagens tais como baixa lubrificidade, dificuldade de vaporização, baixo número de cetano e altas temperaturas de autoignição. Utilização de aditivos e aumento da temperatura do ar de admissão são dois métodos para superar os problemas de lubrificidade e vaporização. O biodiesel é miscível com etanol e óleo diesel, logo pode ser utilizado como um emulsificante para misturar etanol e óleo diesel a ser utilizado como misturas óleo diesel-biodiesel-etanol em motores diesel (PIDOL *et al.*, 2012, YILMAZ, 2014).

2.2.1 Mistura Óleo Diesel e Biodiesel

A seguir serão mostrados resumos de alguns trabalhos experimentais publicados referentes à mistura óleo diesel-biodiesel.

SOUZA JUNIOR (2009) comparou o consumo específico, as emissões e a potência efetiva de um motor diesel AGRALE M95W utilizando misturas óleo diesel-biodiesel (B3, B10, B20, B50 e B100). Este motor é utilizado em tratores (CONAMA 10/89 e CNP 01/90) e suas características são: 12,8 kW, 3000 RPM e 12,5 litros de capacidade do tanque de combustível. Os resultados mostraram que, na utilização do biodiesel em substituição ao óleo diesel, em diversos percentuais de misturas, o motor apresenta um bom comportamento, conseguindo manter carga e rotação nos pontos de operação testados, sendo notado, devido ao poder calorífico mais baixo do biodiesel, um aumento no consumo de combustível. Os níveis de CO tiveram uma redução de cerca de 67% em relação à utilização do combustível B3 quando se utilizou o B100. Ocorreram também reduções para os gases não poluentes, oxigênio (O₂) e dióxido de carbono (CO₂), em cerca de 5 e 15%, respectivamente, utilizando-se o B100. Os níveis de emissões de hidrocarbonetos (HC) obtiveram reduções significativas, chegando a reduções de 47% na utilização do B10. Os níveis utilizando-se o B20, o B50 e o B100 reduziram em 39%, 33% e 17%, respectivamente. Entretanto, os níveis de NOx

aumentaram com o uso do B100 em cerca de 65% em relação ao B3. Menores aumentos de NO_x foram observados ao se utilizar as misturas B10, B20 e B50 no lugar do B100.

AL_DAWODY e BHATTI (2014) realizaram investigações experimentais e teóricas em um motor diesel Kirloskar TAF-1 monocilíndrico de injeção direta, utilizando diferentes misturas de óleo diesel e biodiesel (éster metílico de soja). Os combustíveis utilizados foram o óleo diesel, B20 (80% de óleo diesel e 20% de biodiesel), B40 (60% de óleo diesel e 40% de biodiesel) e B100 (100% de Biodiesel). Foi utilizado o software AVL para a obtenção de várias curvas e resultados durante a operação. Os testes foram realizados em 4 condições de carga (25%, 50%, 75% e 100%) e rotação constante igual a 1500 RPM. Nos resultados dos testes observou-se que, ao aumentar a percentagem de biodiesel, a pressão máxima diminuiu levemente para 100% de carga. O pico da combustão pré-misturada aumentou com o aumento da percentagem de biodiesel para 100% de carga. O pico da combustão difusiva diminuiu com o aumento da percentagem de biodiesel para 100% de carga. As emissões de CO diminuíram com o aumento da percentagem de biodiesel. As emissões de NO_x aumentaram com o aumento da percentagem de biodiesel.

CAN (2014) estudou a influência da mistura óleo diesel-biodiesel (a partir dos resíduos de óleo de cozinha) no desempenho e nas emissões do motor. Os combustíveis utilizados nos testes foram óleo diesel B5 (85% de óleo diesel e 5% de biodiesel) e B10 (90% de óleo diesel e 10% de biodiesel). Os combustíveis foram testados no motor diesel Antor/6LD400 monocilíndrico de injeção direta, quatro tempos e aspiração natural em quatro condições de carga (25%, 50%, 75% e 100%) e na rotação do motor igual a 2200 RPM. As concentrações de CO e CO₂ foram medidas utilizando-se o equipamento NDIR (*Non-Dispersive Infrared*) e as concentrações de NO_x foram medidas utilizando-se o equipamento CLA (*Chemiluminescent Analyzer*). Nos resultados dos testes observou-se que, ao aumentar a percentagem do biodiesel na mistura, o atraso de ignição diminuiu. Os valores da pressão média indicada e da pressão máxima da combustão na utilização dos três combustíveis (óleo diesel, B5 e B10) foram semelhantes em todas as condições de operação. As emissões de CO foram semelhantes na utilização dos três combustíveis para condições de operação abaixo de 75%. Na condição de operação igual a 100%, as emissões de CO, ao se utilizar B5 e B10, diminuíram em até 51% em relação ao óleo diesel. As emissões de NO_x aumentaram quando se utilizou o B5 e o B10 em até 8.7% em relação ao óleo diesel. As

emissões de NOx aumentaram ligeiramente ao se utilizar o B5 e o B10 em relação ao óleo diesel na condição de operação igual a 75%.

ÖZENER *et al.* (2014) estudaram as características de combustão, desempenho e emissões do motor diesel Lombardini 3LD450 monocilíndrico, injeção direta, quatro tempos e aspiração natural alimentado com óleo diesel e as misturas óleo diesel, B10 (90% de óleo diesel e 10% de biodiesel de soja), B20 (80% de óleo diesel e 20% de biodiesel de soja), B50 (50% de óleo diesel e 50% de biodiesel de soja) e B100 (100% de biodiesel de soja). Os testes de desempenho e emissões foram realizados em condições de estado estacionário e a rotação do motor foi variada de 1200 RPM até 3000 RPM. Nos resultados dos testes, observou-se que o consumo específico de combustível aumenta com o aumento da percentagem de biodiesel em todas as rotações. As emissões de CO diminuíram com o aumento da percentagem do biodiesel em todas as rotações. As emissões de NOx aumentaram ao se utilizar B20, B50 e B100 em relação ao óleo diesel em todas as rotações. As emissões de NOx foram semelhantes ao uso do óleo diesel e do B10 nas rotações de 2900 RPM e 3000 RPM. As emissões de NOx aumentaram ligeiramente ao se utilizar o B10 em relação ao óleo diesel para rotações de 2300 RPM até 2800 RPM.

ÖZTÜRK (2015) pesquisou o desempenho, emissões e a combustão de um motor diesel Antor/6LD400 monocilíndrico, com aspiração natural e injeção direta alimentada com misturas de óleo diesel e biodiesel. O biodiesel utilizado neste trabalho foi obtido a partir da mistura de 20% em volume do biodiesel de avelã (recurso barato) e 80% em volume do biodiesel de canola. A mistura foi realizada com o objetivo de diminuir o preço, melhorar a estabilidade da oxidação e melhorar a utilização em climas frios do biodiesel. Os combustíveis utilizados foram o óleo diesel B5 (95% de óleo diesel e 5% de biodiesel) e B10 (90% de óleo diesel e 10% de biodiesel). Os testes foram realizados para 4 condições de carga (25%, 50%, 75% e 100%) e para rotação máxima de 2200 RPM. Nos resultados dos testes observaram-se que, na utilização do B5, o consumo específico de combustível aumentou ligeiramente em relação ao emprego do óleo diesel. As emissões de CO, ao se utilizar o B5 e o B10 foram semelhantes ao se utilizar o óleo diesel para condições de carga inferior a 75%. As emissões de CO diminuíram ao se utilizar o B5 em relação ao óleo diesel para condição de carga igual 100%. As emissões de NOx diminuíram ao se utilizar o B5 em relação ao óleo diesel para condição de carga igual a 50%. As emissões de NOx diminuíram ao se utilizar o B10 em relação ao óleo diesel em todas as condições de carga.

Os trabalhos de BEHÇET (2011), de AN *et al.* (2012), de AN *et al.* (2013), de EL-KASABY (2013), de KOC *et al.* (2013), de BARI (2014), de DHAR e AGARWAL (2014), de IMTENAN *et al.* (2014), de KOC e ABDULLAH (2014), de LEŠNIK *et al.* (2014), de ÖZENER *et al.* (2014), de ROY *et al.* (2014) e de ÖZTÜRK (2015) mostram que, na maioria dos casos estudados, o consumo específico de combustível aumenta quando se utiliza a mistura óleo diesel-biodiesel em contraponto ao óleo diesel uma vez que o biodiesel possui menor poder calorífico. Os trabalhos de BEHÇET (2011), de ADAILEH *et al.* (2012), de AN *et al.* (2012), de ESPADAFOR *et al.* (2012), de GILL *et al.* (2012), de SONG *et al.* (2012), de AN *et al.* (2013), de CHAUHAN *et al.* (2013), de CHIRIAC e APOSTOLESCU (2013), de EL-KASABY (2013), de KOC *et al.* (2013), de AL_DAWODY e BHATTI (2014), de BARI (2014), de CAN (2014), de DHAR e AGARWAL (2014), de IMTENAN *et al.* (2014), de KOC e ABDULLAH (2014), de LEŠNIK *et al.* (2014), de ÖZENER *et al.* (2014), de ROY *et al.* (2014), de TÜCCAR *et al.* (2014) e de ÖZTÜRK (2015) também mostram que, na maioria dos casos estudados, as emissões de NO_x aumentam quando se utiliza a mistura óleo diesel-biodiesel em contraponto ao óleo diesel devido ao maior teor de oxigênio e menor viscosidade do biodiesel, entre outros.

As Tabelas 2.5 e 2.6 apresentam um resumo com os principais artigos relacionados ao uso de misturas óleo diesel-biodiesel em motores diesel, incluindo resultados do consumo específico de combustível e as emissões de CO e de NO_x.

Tabela 2.5 – Resumo dos trabalhos com utilização da mistura óleo diesel-biodiesel de 2009 até 2015 em motores diesel.

Autor, Ano	Condições de ensaios	Resultados e conclusões de desempenho, emissões de CO e NOx em relação ao óleo diesel
SOUZA JUNIOR, 2009	1500 RPM, 2000 RPM e 2500 RPM; 25%, 50% e 75% de carga de operação; B3, B10, B20, B50 e B100; biodiesel de soja.	O consumo específico de combustível diminuiu ao se utilizar o B10 e o B20 para 75% de carga e 2500 RPM; as emissões de CO diminuíram; as emissões de NOx aumentaram.
AL_DAWODY e BHATTI, 2014	1500 RPM; 25%, 50%, 75% e 100% de carga de operação; B20, B40 e B100; biodiesel de soja.	As emissões de CO diminuíram; as emissões de NOx aumentaram.
CAN, 2014	2200 RPM; 25%, 50%, 75% e 100% de carga de operação; B5 e B10; biodiesel a partir dos resíduos de óleo de cozinha.	As emissões de CO diminuíram em algumas condições; as emissões de NOx aumentaram.
ÖZENER <i>et al.</i> , 2014	1200 RPM até 3000 RPM; 100% de carga de operação; B10, B20, B50 e B100; biodiesel de soja.	O consumo específico de combustível aumentou; as emissões de CO diminuíram; as emissões de NOx aumentaram.
ÖZTÜRK, 2015	2200 RPM; 100% de carga; B5 e B10; biodiesel de avelã e canola.	O consumo específico de combustível aumentou; as emissões de CO diminuíram; as emissões de NOx aumentaram.

2.2.2 Mistura Óleo Diesel, Biodiesel e Etanol

A seguir serão mostrados resumos de alguns trabalhos experimentais publicados referentes à mistura óleo diesel-biodiesel-etanol.

HULWAN *et al.* (2010) pesquisaram o uso das altas percentagens de etanol nas misturas óleo diesel-biodiesel-etanol. As misturas testadas foram: A (80% de óleo diesel, 10% de biodiesel e 10% de etanol), B (70% de óleo diesel, 10% de biodiesel e 20% de etanol), C (60% de óleo diesel, 15% de biodiesel e 25% de etanol), D (50% de óleo diesel, 20% de biodiesel e 30% de etanol) e E (50% de óleo diesel, 10% de biodiesel e 40% de etanol). Os testes foram realizados em um motor diesel MD 2350 de injeção direta. Nos resultados dos testes observou-se que o consumo específico de combustível aumentou ao se utilizar a mistura ternária em relação ao óleo diesel. As emissões de NOx diminuíram ao se utilizar os combustíveis A, B e D em relação ao óleo diesel para altas rotações e cargas de operação. As emissões de CO diminuíram ao se utilizar a mistura ternária em relação ao óleo diesel.

BARABÁS *et al.* (2010) apresentaram resultados experimentais de desempenho e emissões de um motor diesel alimentado com as misturas óleo diesel-biodiesel-etanol comparado com o óleo diesel. As misturas utilizadas foram: D85B10E5 (85% de óleo diesel, 10% de biodiesel e 5% de etanol), D70B25E5 (70% de óleo diesel, 25% de biodiesel e 5% de etanol) e D80B10E10 (80% de óleo diesel, 10% de biodiesel e 10% de etanol). Os testes foram realizados para cargas de operação baixa (< 40%), média (40% até 80%) e alta (> 80%) e rotação do motor igual a 1400 RPM. Os resultados dos testes foram avaliados em relação ao óleo diesel. O BSFC aumentou ao se utilizar o D85B10E5, o D70B25E5 e o D80B10E10, porém os autores observaram que, para altas cargas do motor, o BSFC não mudou ao se utilizar o D80B10E10. As emissões de CO diminuíram ao se utilizar o D85B10E5, o D70B25E5 e o D80B10E10, para todas as cargas de operação do motor. As emissões de hidrocarbonetos (HC) diminuíram ao se utilizar o D85B10E5, o D70B25E5 e o D80B10E10, para todas as cargas de operação do motor, porém, observou-se que, para cargas intermédias do motor, as emissões de hidrocarbonetos (HC) aumentaram quando se utilizou o D80B10E10. As emissões de CO₂ aumentaram ao se utilizar o D85B10E5, o D70B25E5 e D80B10E10, para todas as cargas de operação do motor. As emissões de NOx diminuíram ao se utilizar D80B10E10 para as cargas baixas e altas de operação do motor.

PIDOL *et al.* (2012) estudaram as propriedades das misturas óleo diesel-biodiesel-etanol e avaliaram seu comportamento em um motor diesel DV6-PSA Peugeot Euro IV e a combustão avançada, tal como a combustão de baixa temperatura (LTC). Os testes foram realizados utilizando-se óleo diesel e D40B40E20 (40% de óleo diesel, 40% de biodiesel de colza e 20% de etanol) para duas rotações do motor (1500 RPM e 2500 RPM). Os testes foram realizados utilizando-se configurações iguais do motor (a configuração para o óleo diesel foi replicada para o D40B40E20) e configurações ótimas do motor (foi variada a percentagem da recirculação dos gases de escape e o início de injeção de combustível para o D40B40E20). Nos resultados dos testes, observou-se que, ao se utilizar o D40B40E20, o consumo específico de combustível aumentou em 35% e 54% em relação ao óleo diesel para 1500 RPM e 2500 RPM, respectivamente, para configurações iguais do motor. Ao se utilizar o D40B40E20, o consumo específico de combustível aumentou em 13% e 26% em relação ao óleo diesel para 1500 RPM e 2500 RPM, respectivamente, para configurações ótimas do motor. As emissões de CO diminuíram ao se utilizar o D40B40E20 em relação ao óleo diesel para 1500 RPM em configurações ótimas do motor. As emissões de NOx diminuíram ao se utilizar o D40B40E20 em relação ao óleo diesel para 1500 RPM e 2500 RPM e para as duas configurações do motor. Os autores deste trabalho concluíram que, depois de calibrar as configurações do motor diesel Euro IV alimentado com óleo diesel-biodiesel-etanol, este combustível alternativo permite cumprir o regulamento de emissões Euro V sem modificações no motor.

FANG *et al.* (2013) estudaram o efeito do etanol sobre a combustão e as emissões de um motor diesel com injeção eletrônica. Os testes foram realizados utilizando óleo diesel, BDE10 (80% de óleo diesel, 10% de biodiesel de resíduos de óleo de cozinha e 10% de etanol) e BDE20 (70% de óleo diesel, 10% de biodiesel de resíduos de óleo de cozinha e 20% de etanol) para rotação constante do motor igual a 1450 RPM, 30% de recirculação dos gases de escape e o início de injeção variando desde 7,5°, antes do ponto morto superior, até 5°, depois do ponto morto superior. Nos resultados dos testes observou-se que, ao adicionar etanol à mistura, o consumo específico de combustível aumentou. As emissões de CO aumentaram ao se utilizar o BDE10 e BDE20, em relação ao óleo diesel. As emissões de NOx diminuíram com o atraso do início de injeção para todos os combustíveis. As emissões de NOx diminuíram ao se utilizar o BDE10 e BDE20 em relação ao óleo diesel.

ALPTEKIN *et al.* (2015) pesquisaram as características de desempenho de combustão e das emissões de um motor diesel Ford Cargo alimentado com óleo diesel, CFBE5 (75% de óleo diesel, 20% de biodiesel de óleo de gordura de frango e 5% de etanol), CFBE10 (70% de óleo diesel, 20% de biodiesel de óleo de gordura de frango e 10% de etanol) e CFBE20 (60% de óleo diesel, 20% de biodiesel de óleo de gordura de frango e 20% de etanol). Os testes foram realizados para uma rotação constante do motor (1400 RPM) e quatro cargas diferentes do mesmo (150 Nm, 300 Nm, 450 Nm e 600 Nm). Nos resultados observou-se que o atraso de ignição diminuiu com o aumento da percentagem de etanol na mistura ternária em relação ao óleo diesel para todas as cargas de operação. As emissões de CO diminuíram ao se utilizar o etanol na mistura óleo diesel-biodiesel em relação ao óleo diesel para as cargas de 150 Nm, 450 Nm e 600 Nm. As emissões de NOx diminuíram ligeiramente ao se utilizar o CFBE5 em relação ao óleo diesel para cargas de 150 Nm e 300 Nm.

O trabalho de HULWAN *et al.* (2010) foi muito importante para esta tese, por fornecer os dados das características das misturas ternárias, como massa específica, percentagem de carbono, percentagem de hidrogênio, percentagem de oxigênio e a relação estequiométrica ar-combustível, que foram utilizados na estimativa das emissões de NOx do motor diesel monocilíndrico AGRALE M95W, operando com a mistura ternária, uma vez que esta tese não apresenta dados experimentais correspondentes.

Os trabalhos de BARABÁS *et al.* (2010), de HULWAN E JOSHI (2011), de PIDOL *et al.* (2012), de YILMAZ (2012), de FANG *et al.* (2013), de HOW *et al.* (2014), de IMTENAN *et al.* (2014a) e de LABECKAS *et al.* (2014) mostram que, na maioria dos casos estudados, o consumo específico de combustível aumenta quando se utiliza a mistura óleo diesel-biodiesel-etanol em contraponto ao óleo diesel. Os trabalhos de HULWAN E JOSHI (2011), de LABECKAS *et al.* (2011), de PIDOL *et al.* (2012), de KANNAN *et al.* (2012), de YILMAZ (2012), de FANG *et al.* (2013), de HOW *et al.* (2014), de IMTENAN *et al.* (2014a), de IMTENAN *et al.* (2014b), de LABECKAS *et al.* (2014), de YILMAZ (2014) e de ALPTEKIN *et al.* (2015) também mostram que, na maioria dos casos estudados, as emissões de NOx diminuem quando se utiliza a mistura óleo diesel-biodiesel em contraponto ao óleo diesel.

As Tabelas 2.7 e 2.8 apresentam um resumo com os principais artigos relacionados ao uso de misturas óleo diesel-biodiesel-etanol em motores diesel, incluindo resultados do consumo específico de combustível e as emissões de CO e de NOx.

Tabela 2.6 – Resumo dos trabalhos com utilização da mistura óleo diesel-biodiesel-etanol de 2010 até 2015 em motores diesel.

Autor, Ano	Condições de ensaios	Resultados e conclusões de desempenho, emissões de CO e NOx em relação ao óleo diesel
HULWAN <i>et al.</i> (2010)	D10B10E10, D70B10E20, D60B15E25, D50B20E30 e D50B10E40.	O consumo específico de combustível aumentou. As emissões de CO e NOx diminuíram em algumas condições de operação.
BARABÁS <i>et al.</i> , 2010	1400 RPM; carga de operação baixa, média e alta; D85B10E5, D70B25E5, D80B10E10.	O consumo específico de combustível não mudou para carga de operação alta utilizando o D80B10E10; As emissões de CO diminuíram ao utilizar-se a mistura ternária.
PIDOL <i>et al.</i> , 2012	1500 e 2500 RPM; D40B40E20.	O consumo específico de combustível aumentou; As emissões de CO diminuíram; As emissões de NOx diminuíram.
FANG <i>et al.</i> , 2013	1450 RPM; 30% de recirculação dos gases de escape; início de injeção de 7,5° APMS até 5° DPMS; D80B10E10 e D70B10E20.	O consumo específico de combustível aumentou; As emissões de CO e NOx aumentaram e diminuíram, respectivamente, ao utilizar-se a mistura ternária.
ALPTEKIN <i>et al.</i> , 2015	1400 RPM; carga do motor igual a 150, 300, 450 e 600 Nm; D75B20E5, D70B20E10 e D60B20E20.	As emissões de CO diminuíram para 150, 450 e 600 Nm; As emissões de NOx diminuíram ao se utilizar a mistura D75B20E5 para 150 e 300 Nm.

2.3. Influência das características da injeção de combustível e do bico injetor nas emissões de NO_x

As características do desempenho e das emissões dos motores diesel dependem de vários fatores, tais como a quantidade de combustível injetado, o tempo de injeção do combustível, a pressão de injeção do combustível, a forma da câmara de combustão, a posição e o tamanho do furo do bico injetor, o padrão de pulverização do combustível, a atomização do combustível, os processos da mistura ar-combustível no interior do cilindro, etc. (JAYASHANKARA e GANESAN, 2010, KANNAN e UDAYAKUMAR, 2010, WANG *et al.*, 2011, HOEKMAN e ROBBINS, 2012, RAMÍREZ *et al.*, 2012, AGARWAL *et al.*, 2013, HIWASE *et al.*, 2013, SAYIN *et al.*, 2013).

As altas emissões de NO_x e de materiais particulados ainda são o principal obstáculo para o desenvolvimento de motores diesel convencionais da próxima geração (AGARWAL *et al.*, 2013). Um atraso de ignição pequeno pode levar a uma maior permanência da mistura do combustível e dos produtos iniciais de combustão em altas temperaturas, aumentando, assim, a formação de NO_x (HOEKMAN e ROBBINS, 2012). A taxa de formação de NO_x tem uma forte relação exponencial com a temperatura (JAYASHANKARA e GANESAN, 2010). As emissões de NO_x podem ser reduzidas com a otimização das características da injeção de combustível (HIWASE *et al.*, 2013). A seguir, serão mostrados resumos de alguns trabalhos experimentais publicados, referentes à influência das características da injeção de combustível e do bico injetor nas emissões de NO_x.

JAYASHANKARA e GANESAN (2010) realizaram uma modelagem CFD para estudar o efeito do tempo de injeção e da pressão na admissão sobre o desempenho e as emissões de um motor diesel de injeção direta. Os efeitos do início de injeção (16°APMS, 12°APMS e 8°APMS) e da pressão de admissão (1,01 bar, 1,21 bar, 1,71 bar) sobre o desempenho do motor foram investigados para a rotação do motor igual a 1000 RPM. Após validar a modelagem do motor, utilizando os resultados experimentais, foi realizado o estudo do efeito do início de injeção e da pressão de injeção no desempenho do motor. O programa de simulação Star-CD foi utilizado para se realizar a modelagem do motor. Nos resultados da simulação observaram-se que a pressão no interior do cilindro, a taxa de liberação de calor e as emissões de NO_x aumentaram ao se adiantar o início de injeção. A pressão no interior do cilindro, a taxa

de liberação de calor e as emissões de NOx aumentaram com o acréscimo da pressão de admissão.

KANNAN e UDAYAKUMAR (2010) estudaram a influência da pressão de injeção no desempenho e nas emissões de um motor diesel Kirloskar de injeção direta, monocilíndrico e de quatro tempos. Os testes foram realizados a uma rotação constante de 1500 RPM, cinco condições de carga e três pressões de injeção (150 bar, 200 bar e 250 bar). O analisador de gases QRO 402 foi utilizado para medir as emissões de CO, HC, CO₂, O₂ e NOx. Nos resultados dos testes, observou-se que o consumo específico de combustível aumentou com o acréscimo da pressão de injeção. As emissões de CO₂ e de NOx diminuíram e aumentaram, respectivamente, com o acréscimo da pressão de injeção de 150 bar para 250 bar. O menor consumo específico foi encontrado ao se estabelecer a pressão de injeção igual a 150 bar. A diferença entre os consumos específicos mínimo e máximo foi de 1%. Assim, depreende-se que o aumento da pressão de injeção influencia insignificamente no desempenho do motor.

GUMUS *et al.* (2012) investigaram experimentalmente os efeitos da pressão de injeção no consumo específico de combustível e nas emissões de um motor diesel Lombardini 6 LD 400 de injeção direta, naturalmente aspirado e alimentado com B0 (óleo diesel), B5 (95% de óleo diesel e 5% de biodiesel), B20 (80% de óleo diesel e 20% de biodiesel), B50 (50% de óleo diesel e 50% de biodiesel) e B100 (100% de biodiesel). Os testes foram realizados utilizando-se quatro pressões de injeção diferentes (18 MPa, 20 MPa, 22 MPa e 24 MPa) e quatro cargas de operação em termos da pressão média efetiva (12.5 kPa, 25 kPa, 37.5 kPa e 50 kPa). Nos resultados, observou-se que o consumo específico de combustível e as emissões de CO diminuíram, para alguns casos de estudo, com o acréscimo da pressão de injeção. As emissões de NOx aumentaram, na maioria dos casos estudados, com o acréscimo da pressão de injeção.

RAMÍREZ *et al.* (2012) estudaram experimental e numericamente a influência do perfil da taxa de injeção de combustível no desempenho e nas emissões de um motor diesel Caterpillar 3401E. O estudo numérico foi realizado utilizando-se o programa de simulação CONVERGE. A endoscopia foi utilizada para imagens da combustão no cilindro do motor. Essas imagens foram utilizadas para validar a simulação tridimensional do motor. Neste estudo, foram utilizados três tipos de perfis de injeção de combustível (ERS 0%, ERS 50% e ERS 100%). A área abaixo do perfil ERS 100% foi maior do que do ERS 50%, e a área abaixo do perfil ERS 50% foi maior do que o do ERS 0%. Nos resultados observou-se que a pressão no interior do cilindro e a taxa de

liberação de calor aumentaram com o aumento da porcentagem do perfil de injeção de combustível. As emissões de CO diminuíram com o aumento da porcentagem do perfil de injeção de combustível e as emissões de NOx aumentaram com o aumento da porcentagem do perfil de injeção de combustível.

AGARWAL *et al.* (2013) estudaram a influência da pressão de injeção do combustível e o início da injeção nas características combustão, desempenho e emissões de um motor diesel AVL 5402 monocilíndrico e injeção direta. Os experimentos foram realizados a uma rotação constante de 2500 RPM, duas pressões de injeção (500 bar e 1000 bar) e diferentes valores de início de injeção (15°, 12,75° e 9,375° antes do ponto morto superior para pressão de injeção igual a 500 bar e 9,375°, 7,125° e 4,875° antes do ponto morto superior para pressão de injeção igual a 1000 bar). Nos resultados dos testes observou-se uma combustão melhor para a pressão de injeção de 500 bar, enquanto que para a pressão de injeção de 1000 bar observou-se a ocorrência de detonações. A duração da combustão diminuiu com o aumento da pressão de injeção do combustível. O consumo específico de combustível aumentou com o aumento da pressão de injeção. O consumo de combustível diminuiu quando se adiantou o início de injeção para a pressão de injeção para 500 bar. As emissões de CO diminuíram ao se adiantar o início de injeção de combustível e com o acréscimo da pressão de injeção. As emissões de NOx diminuíram ao se atrasar o início de injeção do combustível, mas elas aumentaram com o acréscimo da pressão de injeção.

FERREIRA e SODRÉ (2013) utilizaram o programa AVL Boost para simular um motor de ignição por compressão alimentado com óleo diesel e hidrogênio e verificar a influência da variação do início de injeção de óleo diesel nas emissões de escape. O modelo foi validado utilizando-se os resultados dos experimentos realizados em um motor diesel MWM de aspiração natural, quatro tempos, quatro cilindros e 50 KW de potência máxima. Nos testes experimentais, foram utilizados os combustíveis H0 (100% óleo diesel), H5 (95% de óleo diesel e 5% de hidrogênio), H10 (90% de óleo diesel e 10% de hidrogênio), H15 (85% de óleo diesel e 15% de hidrogênio) e H20 (80% de óleo diesel e 20% de hidrogênio). O óleo diesel foi injetado diretamente na câmara de combustão, enquanto que o hidrogênio foi injetado no coletor de admissão. No estudo da influência do início da injeção nas emissões dos gases de escape, o início de injeção do óleo diesel foi variado entre 0° e 10° antes do ponto morto superior. Nos resultados da simulação observou-se que as emissões de CO e NOx aumentaram ao se adiantar o início da injeção utilizando-se os combustíveis H0, H5, H10, H15 e H20.

HIWASE *et al.* (2013) estudaram a influência da injeção múltipla de combustível no desempenho e nas emissões de um motor diesel. Para a realização deste estudo, foi utilizada uma simulação tridimensional CFD do programa de simulação Star-CD. As simulações foram realizadas, tanto para injeção contínua de combustível, como para a divisão da injeção em dois estados (25% e 75%). Antes de realizar o estudo da influência da injeção múltipla, a modelagem foi validada utilizando-se resultados experimentais. Nos resultados da simulação observou-se que a pressão de injeção no interior do cilindro e a taxa de liberação de calor diminuíram ao se dividir a injeção do combustível. O consumo específico de combustível não mudou com essa divisão, mas as emissões de NOx diminuíram.

JEON *et al.* (2013) realizaram uma investigação experimental dos efeitos do início de injeção e da pressão de injeção na temperatura da chama, no desempenho e nas emissões de um motor diesel alimentado com óleo diesel e biodiesel de soja. Os testes foram realizados para rotação constante do motor igual a 2000 RPM, início de injeção de 30° APMS até 5° APMS a cada 5°, e duas pressões de injeção (50 MPa e 90 MPa). Nos resultados experimentais, observou-se que a pressão no interior do cilindro e a taxa de liberação de calor aumentaram ao se adiantar de 10° APMS para 30° APMS para o óleo diesel e biodiesel na rotação do motor igual a 2000 RPM e pressão de injeção igual a 50 MPa. A temperatura da chama aumentou ao se adiantar o início de injeção de 10° APMS para 30° APMS para o óleo diesel na pressão de injeção igual a 50 MPa. A temperatura da chama aumentou ao se adiantar o início de injeção de 10° APMS para 30° APMS para o biodiesel na pressão de injeção igual a 50 MPa. As emissões de NOx diminuíram ao se atrasar o início de injeção para o óleo diesel e o biodiesel na rotação do motor igual a 2000 RPM e pressão de injeção igual a 50 MPa. As emissões de NOx aumentaram com o acréscimo da pressão de injeção para todos os casos de ângulo de início de injeção ao se utilizar o biodiesel. As emissões de NOx aumentaram com o acréscimo da pressão de injeção em quase todos os casos de início de injeção (30, 25, 20, 15 e 10° APMS) ao se utilizar o óleo diesel. As emissões de NOx diminuíram com o acréscimo da pressão de injeção ao se utilizar o óleo diesel para o início de injeção a 5° APMS.

SAYIN *et al.* (2013) investigaram experimentalmente os efeitos do número de furos do bico injetor no desempenho e nas emissões de um motor diesel Lombardini 6 LD 400 de injeção direta, naturalmente aspirado e alimentado com B0 (óleo diesel), B5 (95% de óleo diesel e 5% de biodiesel), B20 (80% de óleo diesel e 20% de biodiesel),

B50 (50% de óleo diesel e 50% de biodiesel) e B100 (100% de biodiesel). Os testes foram realizados utilizando-se bicos injetores com furos de 340 mm de diâmetro, 2 furos de 240 mm de diâmetro, 4 furos de 200 mm de diâmetro e 6 furos de 170 mm de diâmetro e 8 furos. Nos resultados, observou-se que o consumo específico diminuiu com o aumento do número de furos do bico injetor para os combustíveis B50 e B100. O consumo específico de combustível diminuiu com o aumento de 2 para 4 do número de furos do bico injetor para os combustíveis B0, B5 e B20. As emissões de CO diminuíram com o aumento do número de furos do bico injetor para os combustíveis B20, B50 e B100. As emissões de CO diminuíram com o aumento de 2 para 4 do número de furos do bico injetor para os combustíveis B0 e B5. As emissões de NOx aumentaram com o aumento do número de furos do bico injetor para os combustíveis B20, B50 e B100. As emissões de NOx aumentaram com o número de 2 para 4 do número de furos do bico injetor para os combustíveis B0 e B5. As emissões de NOx diminuíram com o aumento de 4 para 6 do número de furos do bico injetor para o combustível B0. As emissões de NOx não mudaram com o aumento de 6 para 8 do número de furos do bico injetor para o combustível B0. As emissões de NOx não mudaram com o aumento de 4 para 8 do número de furos do bico injetor para o combustível B5.

HWANG *et al.* (2014) estudaram os efeitos da pressão de injeção e o tempo de injeção sobre as características da combustão e das emissões em um motor diesel monocilíndrico de injeção direta, *common rail* alimentado com óleo diesel e biodiesel (a partir de resíduos de óleo de cozinha). Os testes foram realizados em duas pressões de injeção (80 MPa e 160 MPa) e diferentes intervalos de injeção de combustível (25° APMS, 20° APMS, 15° APMS, 10° APMS, 5° APMS e 0° APMS) para duas cargas diferentes do motor. Nos resultados experimentais observou-se que, ao se aumentar a pressão de injeção de 80 MPa para 160 MPa, a pressão no interior do cilindro e a taxa de liberação de calor aumentou para o ângulo de injeção igual a 15° APMS. As curvas de pressão no interior do cilindro foram diferentes ao se modificar o ângulo de injeção. O pico máximo da taxa de liberação de calor não mudou muito ao se modificar o ângulo de injeção, mas a posição do pico máximo mudou em função do ângulo de injeção. O consumo específico de combustível diminuiu com a diminuição da pressão de injeção. O consumo específico de combustível diminuiu ao se atrasar o início da injeção. As emissões de NOx diminuíram com a diminuição da pressão de injeção para o biodiesel. As emissões de NOx não mudaram a diminuição da pressão de injeção para inícios a

15° APMS, 10° APMS e 5° APMS, para o óleo diesel. As emissões de NOx diminuíram com o atraso do início de injeção para o óleo diesel e o biodiesel.

AGARWAL *et al.* (2015) investigaram experimentalmente a influência da pressão de injeção e do início da injeção nas características do desempenho e das emissões de um motor diesel AVL 5402 monocilindrico, com *common rail* e alimentado com óleo diesel, KOME10 (90% de óleo diesel e 10% de biodiesel de karanja), KOME20 (80% de óleo diesel e 20% de biodiesel de karanja) e KOME50 (50% de óleo diesel e 50% de biodiesel de karanja). Os testes foram realizados nas pressões de injeção e início de injeção de 300 bar / 24° APMS, 21° APMS, 18° APMS, 15° APMS, 12° APMS e 9° APMS; 500 bar / 15° APMS, 12° APMS, 9° APMS, 6° APMS e 3° APMS; 750 bar / 4.875° APMS, 1.875° APMS, 1.125° DPMS e 4.125° DPMS; 1000 bar / 0.375° APMS, 1.125° DPMS, 2.625° DPMS e 4.125° DPMS. Nos resultados, observou-se que o consumo específico de combustível diminuiu com o aumento da pressão de injeção de 300 bar para 500 bar para os óleos diesel, KOME10, KOME20 e KOME50 no início de injeção a 12° APMS e 9° APMS. O consumo específico de combustível diminuiu ao se atrasar o início de injeção de 24° APMS para 18° APMS para os óleos diesel KOME10, KOME20 e KOME50 na pressão de injeção de 300 bar. As emissões de CO diminuíram com o atraso do início de injeção de 24° APMS até 18° APMS para todos os combustíveis na pressão de injeção de 300 bar. As emissões de CO aumentaram com o atraso do início de injeção de 15° APMS até 3° APMS para todos os combustíveis na pressão de injeção de 500 bar. As emissões de CO diminuíram com o aumento da pressão de injeção de 300 bar para 500 bar para todos os combustíveis no início de injeção de 12° APMS e 9° APMS. As emissões de NOx diminuíram com o atraso do início de injeção para todos os combustíveis e para as pressões de injeção de 300 bar e 500 bar. As emissões de NOx aumentaram com o aumento da pressão de injeção de 300 bar para 500 bar para todos os combustíveis no início de injeção a 12° APMS e 9° APMS.

MAGHBOULI *et al.* (2015) estudaram numericamente a influência das injeções múltiplas de combustível sobre o desempenho e as emissões de um motor diesel TOYOTA2KD-FTV com injeção eletrônica e alimentado com biodiesel (palmitato de metila e oleato de metila). A modelagem foi realizada utilizando-se o programa de simulação KIVA4. O modelo foi validado utilizando-se as curvas experimentais de pressão no interior do cilindro e uma taxa de liberação de calor para rotações do motor de 1200 RPM e 1400 RPM. O estudo da influência das injeções múltiplas foi realizado

para três tipos de perfis de injeção de combustível: injeção única, injeção dupla (40% e 60% da massa) e injeção tripla (40%, 50% e 10% da massa). Nos resultados, observou-se que as curvas de pressão no interior do cilindro foram semelhantes ao se utilizar injeções dupla e tripla para rotação do motor igual a 1200 RPM. A pressão de injeção no interior do cilindro aumentou com o aumento do número de injeções para a rotação do motor igual a 2400 RPM. As emissões de NOx foram maiores quando se utilizou injeção tripla em comparação à injeção única para rotação do motor igual a 1200 RPM. As emissões de NOx foram maiores ao se utilizar injeção única em relação à injeção dupla para a rotação do motor igual a 1200 RPM. As emissões de NOx foram maiores ao se utilizar injeção dupla em relação à injeção tripla para a rotação do motor igual a 2400 RPM. As emissões de NOx foram maiores ao se utilizar injeção tripla em relação à injeção única para a rotação do motor igual a 2400 RPM.

Os trabalhos de KANNAN e UDAYAKUMAR (2010), de GUMUS *et al.* (2012), de AGARWAL *et al.* (2013), de JEON *et al.* (2013), de HWANG *et al.* (2014) e de AGARWAL *et al.* (2015) foram muito importantes para essa tese, pois apresentam resultados da influência da pressão de injeção de combustível nas emissões de NOx que foram comparados com os resultados dessa tese.

Os trabalhos de JAYASHANKARA e GANESAN (2010), de AGARWAL *et al.* (2013), de FERREIRA e SODRÉ (2013), de JEON *et al.* (2013), de HWANG *et al.* (2014) e de AGARWAL *et al.* (2015) foram muito importantes, pois apresentam resultados da influência do início de injeção de combustível nas emissões de NOx utilizados para efeito de comparação com os resultados desta tese.

Da mesma forma, o trabalho de SAYIN *et al.* (2013) apresenta resultados da influência do número de furos do bico injetor nas emissões de NOx, também utilizados para efeito de comparação com os resultados desta tese.

Os trabalhos de HIWASE *et al.* (2013) e de MAGHBOULI *et al.*, (2015), analogamente apresentam resultados da influência do número de injeções de combustível nas emissões de NOx, também foram comparados com os resultados desta tese.

As Tabelas 2.9, 2.10 e 2.11 apresentam um resumo com os principais artigos relacionados ao estudo da influência das características de injeção do combustível e do bico injetor nas emissões de NOx em motores diesel.

Tabela 2.9 – Resumo dos trabalhos em relação à influência das características de injeção de combustível e do bico injetor nas emissões de NOx de 2010 até 2013 em motores diesel.

Autor, Ano	Resumo	Resultados e conclusões
JAYASHANKARA e GANESAN, 2010	Modelagem CFD; estudaram a influência do início de injeção e a pressão na admissão no desempenho e nas emissões de um motor diesel.	As emissões de NOx aumentaram ao se adiantar o início de injeção.
KANNAN e UDAYAKUMAR, 2010	Trabalho experimental; estudaram a influência da pressão de injeção no desempenho e nas emissões do motor diesel Kirloskar.	As emissões de NOx aumentaram com o aumento da pressão de injeção de 150 bar para 250 bar.
GUMUS <i>et al.</i> , 2012	Trabalho experimental; estudaram a influência da pressão de injeção no desempenho e nas emissões do motor diesel Lombardini 6 LD 400.	As emissões de NOx diminuíram com o aumento da pressão de injeção para vários casos de estudo.
AGARWAL <i>et al.</i> , 2013	Trabalho experimental; estudaram a influência da pressão de injeção e do início de injeção de combustível no desempenho e nas emissões do motor diesel AVL 5402.	As emissões de NOx diminuíram com o atraso do início de injeção. As emissões de NOx aumentaram com o aumento da pressão de injeção.
FERREIRA e SODRÉ, 2013	Trabalho numérico; estudaram a influência do início de injeção de combustível nas emissões do motor diesel MWM.	As emissões de NOx aumentaram ao se adiantar o início de injeção de combustível.

Tabela 2.10 – Resumo dos trabalhos em relação à influência das características de injeção de combustível e do bico injetor nas emissões de NOx de 2013 até 2014 em motores diesel.

Autor, Ano	Resumo	Resultados e conclusões
HIWASE <i>et al.</i> , 2013	Trabalho numérico; estudaram a influência da injeção múltipla de combustível no desempenho e nas emissões do motor diesel.	O consumo de combustível não mudou ao se dividir a injeção do combustível; As emissões de NOx diminuiram ao se dividir a injeção de combustível.
JEON <i>et al.</i> , 2013	Trabalho experimental; estudaram a influência da pressão de injeção e do início de injeção de combustível no desempenho e nas emissões do motor diesel.	As emissões de NOx aumentaram ao se atrasar o início de injeção de combustível; As emissões de NOx aumentaram ao se aumentar a pressão de injeção.
SAYIN <i>et al.</i> , 2013	Trabalho experimental; estudaram a influência do número de furos do bico injetor no desempenho e nas emissões do motor diesel Lombardini 6LD 400.	O consumo específico de combustível diminuiu ao se aumentar o número de furos do bico injetor. As emissões de NOx aumentaram ao se aumentar o número de furos do bico injetor.
HWANG <i>et al.</i> , 2014	Trabalho experimental; estudaram a influência da pressão de injeção e do início de injeção de combustível nas emissões do motor diesel.	As emissões de NOx diminuiram ao se diminuir a pressão de injeção e ao se atrasar o início de injeção de combustível.

Tabela 2.11 – Resumo dos trabalhos em relação à influência das características de injeção de combustível e do bico injetor nas emissões de NOx de 2015 em motores diesel.

Autor, Ano	Resumo	Resultados e conclusões
AGARWAL <i>et al.</i> , 2015	Trabalho experimental; estudaram a influência da pressão de injeção e do início de injeção de combustível no desempenho e nas emissões do motor diesel AVL 5402.	O consumo específico de combustível diminuiu ao se aumentar a pressão de injeção; As emissões de NOx diminuíram ao se atrasar o início de injeção; As de NOx aumentaram ao se aumentar a pressão de injeção.
MAGHBOULI <i>et al.</i> , 2015	Trabalho numérico; estudaram a influência das injeções múltiplas de combustível no desempenho e nas emissões do motor diesel TOYOTA2KD-FTV.	As emissões de NOx foram maiores ao se utilizar injeção única em relação à injeção dupla; As emissões de NOx foram maiores ao se utilizar injeção dupla em relação à injeção tripla.

3. MODELAGEM

A modelagem do motor diesel alimentado com as misturas óleo diesel-biodiesel e óleo diesel-biodiesel-etanol foi realizada utilizando-se o programa de simulação AVL Boost. Neste programa podem-se realizar simulações quasi-dimensionais para o estudo das características de combustão, desempenho e emissões de motores de ignição por compressão (PANDEY *et al.*, 2011, ALMEIDA, 2012, VOICU E CHIRIAC, 2012, ICLODEAN e BURNETE, 2012, LEŠNIK *et al.*, 2013, ÖZKAN *et al.*, 2013, NIKZADFAR e SHAMEKHI, 2014, LEŠNIK *et al.*, 2014, KOZARAC *et al.*, 2014) e de motores de ignição por centelha (CARESANA *et al.*, 2011, MELO, 2012, BLARIGAN *et al.*, 2014, ILIEV, 2015).

A modelagem no programa AVL Boost é basicamente realizada resolvendo-se o sistema de equações diferenciais da primeira lei da termodinâmica e da equação dos gases ideais. Modelos adicionais, correlações ou medições são necessárias, também, na simulação. No caso das tubulações do motor, as equações de conservação da massa, momento e energia são resolvidas no tempo e em uma dimensão ao longo do sentido do fluxo principal.

No programa AVL Boost estão implementados: modelos de combustão (função do Wiebe, função dupla do Wiebe, Wiebe Duas Zonas, MCC, Fractal, etc); modelos de formação de hidrocarbonetos (HC), monóxido de carbono (CO), NOx e fuligem; modelos de transferência de calor (Woschni 1978 e 1990, Hohenberg, Lorenz 1978 e 1990 e AVL 2000). No Apêndice V podem ser encontradas algumas telas da simulação do motor monocilíndrico no software AVL Boost.

3.1. Fundamentos Teóricos

A seguir serão mostradas as equações utilizadas na simulação quasi-dimensional dos motores diesel.

3.1.1. Equações Básicas de Conservação

A Figura 3.1 apresenta o esquema simplificado do balanço de energia no cilindro do motor.

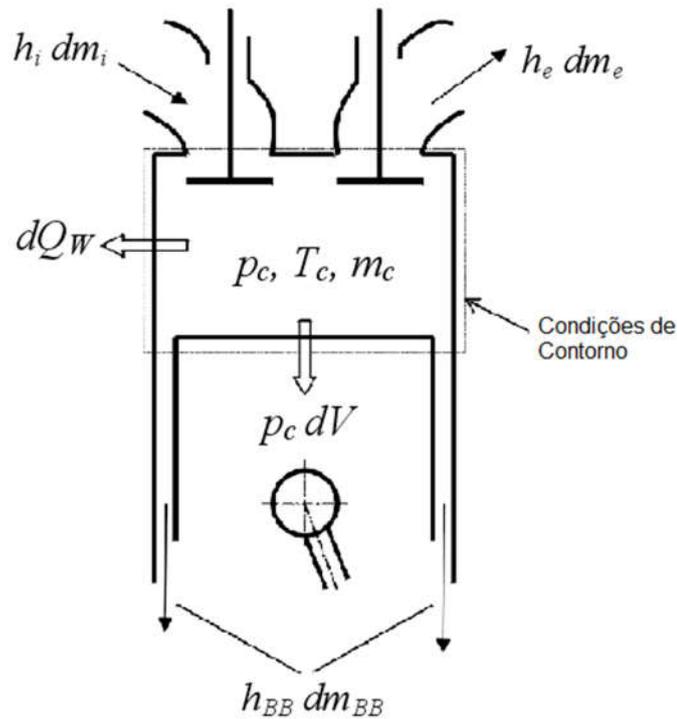


Figura 3.1 - Balanço de Energia no Cilindro

De acordo com a Figura 3.1, a 1ª Lei da Termodinâmica, na forma diferencial, em função do ângulo do eixo de manivelas, pode ser escrita como (HEYWOOD, 1988, STIESCH, 2003):

$$\frac{d(m_c \cdot u)}{d\theta} = -p_c \frac{dV}{d\theta} + \frac{dQ_F}{d\theta} - \sum \frac{dQ_W}{d\theta} - h_{BB} \frac{dm_{BB}}{d\theta} + \sum \frac{dm_i}{d\theta} \cdot h_i - \sum \frac{dm_e}{d\theta} \cdot h - q_{ev} \cdot f \cdot \frac{dm_{ev}}{dt} \quad (3.1)$$

A Equação 3.2 mostra que a variação da massa no interior do cilindro pode ser calculada a partir dos fluxos de massa de entrada e saída.

$$\frac{dm_c}{d\theta} = \sum \frac{dm_i}{d\theta} - \sum \frac{dm_e}{d\theta} - \frac{dm_{BB}}{d\theta} + \frac{dm_{ev}}{dt} \quad (3.2)$$

onde:

$\frac{d(m_c \cdot u)}{d\theta}$ é a taxa da variação de energia interna no interior do cilindro;

$-p_c \frac{dV}{d\theta}$ é o trabalho realizado pelo pistão;

$\frac{dQ_F}{d\theta}$ é a taxa de calor liberado pelo combustível;

$\sum \frac{dQ_W}{d\theta}$ é taxa de calor perdido pela parede;

$h_{BB} \frac{dm_{BB}}{d\theta}$ é o fluxo de entalpia devido ao blow-by (passagem forçada do combustível, ar e umidade entre os anéis para o cárter devido à explosão no interior da câmara de combustão);

$\frac{dm_{BB}}{d\theta}$ é a taxa de variação de massa do blow-by;

m_c, p_c, T_c são respectivamente, a massa, a pressão e a temperatura no interior do cilindro;

V é o volume do cilindro;

u é a energia interna específica;

Q_F é o calor liberado pelo combustível;

Q_W é o calor perdido pela parede;

θ é o ângulo do eixo de manivelas;

h_{BB} é a entalpia dos gases do blow-by;

m_i é a massa de gás na entrada do cilindro;

m_e é a massa de gás na saída do cilindro;

h_i e h_e são respectivamente a entalpia da massa de gás na entrada e na saída do cilindro;

q_{ev} é o calor de vaporização do combustível;

f é o fator de vaporização do combustível;

m_{ev} é a massa de combustível evaporado.

A Eq. 3.3 mostra a equação dos gases ideais.

$$p_c = \frac{1}{V} \cdot m_c \cdot R_0 \cdot T_c \quad (3.3)$$

onde p_c, V, m_c e T_c são respectivamente, a pressão, o volume, a massa e a temperatura do gás no interior do cilindro e R_0 é a constante de gás ideal da mistura.

Utilizando o método de Runge-Kutta, pode-se resolver o sistema de equações (Eq. 3.1, Eq. 3.2 e Eq. 3.3), já que estas equações permitem estabelecer uma relação entre pressão, temperatura e massa.

3.1.2. Movimento do Pistão

O movimento do pistão em função do ângulo do eixo de manivelas (θ) pode ser obtido a partir da Figura 3.2.

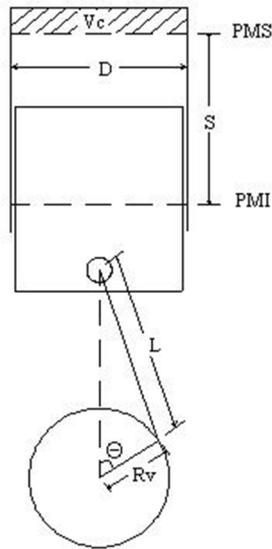


Figura 3.2 - Movimento do Pistão

Neste caso, o movimento do pistão pode ser calculado a partir da Equação 3.4.

$$S(\theta) = (Rv + L) - Rv \cos(\theta) - \sqrt{L^2 - Rv^2 * \text{sen}^2(\theta)} \quad (3.4)$$

onde:

Rv é o raio do eixo virabrequim;

L é o comprimento da biela;

θ é o ângulo do eixo virabrequim.

3.1.3. Transferência de Calor

A transferência de calor nas paredes da câmara de combustão do cilindro (o cabeçote, o pistão e o revestimento do cilindro) é calculada a partir da Equação 3.5 (HEYWOOD, 1988).

$$Q_w = A_i \cdot h \cdot (T_c - T_{wi}) \quad (3.5)$$

onde A_i é a área da câmara de combustão em contato com o gás, h é o coeficiente de transferência de calor, T_c é a temperatura do gás no interior do cilindro e T_{wi} é a temperatura da parede.

Neste trabalho foi utilizado o modelo do Woschni para o cálculo do coeficiente de transferência de calor. A seguir são mostrados os modelos para o cálculo do coeficiente de transferência de calor.

A correlação de Hohenberg para o coeficiente de transferência de calor (h) instantâneo considera verdadeiramente as condições atuais em um motor de injeção direta. Essa correlação é baseada em extensas experiências feitas nos motores diesel de injeção direta e é estimada utilizando-se a seguinte equação (LAKSHMINARAYANAN *et al.*, 2009):

$$h = 130 * p^{0.8} * (S_p + 1.4)^{0.8} * V^{-0.06} * T^{-0.4} \quad (3.6)$$

onde p é a pressão (kPa), V é o volume (m^3), T é a temperatura (K) e S_p é a velocidade média do pistão (m/s).

Correlação de Woschni (HEYWOOD, 1988):

$$h = 3,26.D^{-0.2} p^{0.8} T^{-0.55} v_g^{0.8} \quad (3.7)$$

onde D é o diâmetro do cilindro (m), p é pressão (kPa), T é temperatura e v_g é a velocidade do gás admitido na câmara (m/s), dada pela seguinte equação:

$$v_g = 2.28S_p + 0.00324(p - p_0)V_d \frac{T_1}{p_1V_1} \quad (3.8)$$

onde p_0 é a pressão no interior da câmara na compressão sem ocorrência de combustão, V_d é o volume deslocado (cilindrada) e T_1 , p_1 e V_1 são a temperatura, pressão e volume no ângulo de fechamento da válvula de admissão, respectivamente.

A Correlação de Eichelberg (SHUDO *et al.*, 2002) é dada por:

$$h = 2.43 * S_p^{0.33} * (p * T)^{0.5} \quad (3.9)$$

onde S_p é a velocidade média do pistão (m/s), p é pressão (bar) e T é a temperatura (K).

A Equação 3.10, a seguir, mostra o coeficiente de transferência de calor proposto pela AVL. A Equação 3.10 foi obtida modificando-se o coeficiente de transferência de calor de Woschni e utilizando a experiência e as medições da AVL.

$$h = 0.013d^{-0.2} p^{0.8} T^{-0.53} \left[c_4 \left(\frac{d_{in}}{d} \right)^2 |V_{in}| \right]^{0.8} \quad (3.10)$$

onde d é o diâmetro do cilindro, p é pressão no interior do cilindro, T é a temperatura no interior do cilindro, c_4 é uma constante igual a 14.0, d_{in} é o diâmetro interno da

tubulação conectada á válvula de admissão e V_{in} é a velocidade do gás na entrada da válvula.

3.1.4. Modelos de Combustão Wiebe Duas Zonas

O modelo Wiebe Duas Zonas (W2Z) utiliza o mesmo cálculo da taxa de liberação de calor e da fração de massa queimada do modelo Wiebe Uma Zona. Nesse modelo, a primeira lei da termodinâmica é aplicada separadamente para os gases queimados e não queimados conforme as Equações 3.11 e 3.12 (STIESCH, 2003), a seguir:

$$\frac{dm_b u_b}{d\theta} = -p_c \frac{dV_b}{d\theta} + \frac{dQ_F}{d\theta} - \sum \frac{dQ_{Wb}}{d\theta} + h_u \frac{dm_b}{d\theta} - h_{BB,b} \frac{dm_{BB,b}}{d\theta} \quad (3.11)$$

$$\frac{dm_u u_u}{d\theta} = -p_c \frac{dV_u}{d\theta} - \sum \frac{dQ_{Wu}}{d\theta} - h_u \frac{dm_B}{d\theta} - h_{BB,u} \frac{dm_{BB,u}}{d\theta} \quad (3.12)$$

onde a letra “b” significa zona queimada e “u” significa zona não queimada.

O termo $h_u \frac{dm_B}{d\theta}$ considera o fluxo de entalpia da zona não queimada para a zona queimada devido à conversão de uma carga fresca para produtos de combustão. O fluxo de calor entre as duas zonas são desprezadas neste modelo. Além disso, a Eq. 3.13, a seguir, mostra a consideração de que a soma das taxas de variação do volume de cada uma das zonas seja igual à taxa de variação do volume do cilindro e a Eq. 3.14 mostra a consideração de que a soma dos volumes da zona não queima e queimada seja igual ao volume do cilindro.

$$\frac{dV_b}{d\theta} + \frac{dV_u}{d\theta} = \frac{dV}{d\theta} \quad (3.13)$$

$$V_b + V_u = V \quad (3.14)$$

3.1.5. Sistema de injeção

A injeção de combustível na câmara de combustão se dá por meio de um grande diferencial de pressão no bico injetor. Segundo HEYWOOD (1988), valores típicos de pressão no cilindro no momento da injeção são de 50 a 100 bar, enquanto que a pressão de injeção varia de 200 até 1700 bar. Essa diferença de pressão deve ser grande o suficiente para garantir que o combustível atomize e vaporize em pouco tempo e que atravesse a câmara de combustão para conseguir uma melhor distribuição e aproveitamento da carga de ar presente no cilindro. O jato de combustível penetra a câmara de combustão, atomizando-se em pequenas gotas. Devido às altas temperaturas, o combustível injetado evapora rapidamente, misturando-se com o ar. O ar está em um

estado de temperatura e pressão acima do ponto de autoignição do combustível, de forma que, depois de decorrido um pequeno tempo (atraso de ignição) inicia-se a autoignição da mistura ar-combustível.

Os bicos injetores são componentes de extrema precisão, responsáveis por pulverizar finamente o combustível na câmara de combustão do motor. Quanto melhor for a pulverização, maior será a eficiência da combustão. Em consequência, se obtém mais economia de combustível com menor emissão de gases poluentes. Os bicos injetores são caracterizados pelo número de furos e pelo diâmetro dos furos. Os fabricantes de bico injetor são as empresas Bosch, FIT, Cummins, entre outros. Por exemplo, na empresa Bosch podem ser encontrados modelo de bicos injetores como o DLL 150S 508 e DLL 140S 522 cujas características são $4 \times 0.31 \times 150^\circ$ e $4 \times 0.37 \times 140^\circ$, respectivamente. A Figura 3.3 mostra o bico injetor com quatro furos.

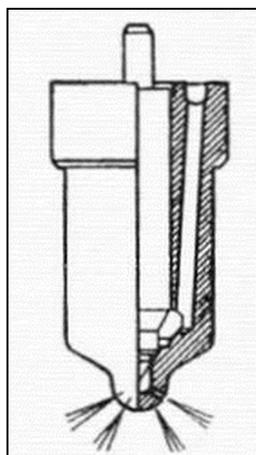


Figura 3.3 – Bico injetor.

O controle eletrônico do sistema de injeção representa um grande passo no desenvolvimento dos motores diesel. Nesse sistema, a geração de pressão e a injeção de combustível são separadas, o que significa que a bomba gera a alta pressão que está disponível para todos os injetores através de um tubo distribuidor comum. Esta pressão pode ser controlada independente da rotação do motor. A pressão do combustível, o início e fim da injeção são precisamente calculados pela unidade de comando a partir de informações obtidas dos diversos sensores instalados no motor, o que proporciona excelente desempenho, baixo ruído e a mínima emissão de gases poluentes.

A formação de depósitos no bico injetor é ocasionada pela queima do combustível em altas pressões e temperaturas geradas pelo sistema de injeção. Os depósitos em bicos injetores representam um sério problema para motores de ignição por compressão, piorando seu desempenho. Os depósitos obstruem os orifícios,

reduzindo seu diâmetro hidráulico. Com isto, a qualidade do spray é fortemente alterada e, para obter a mesma penetração, se faz necessário injetar mais combustível, aumentando o consumo e com isso as emissões e reduzindo, por conseguinte, a eficiência térmica. A Figura 3.4 mostra a comparação entre um bico injetor com depósitos e um bico injetor limpo.

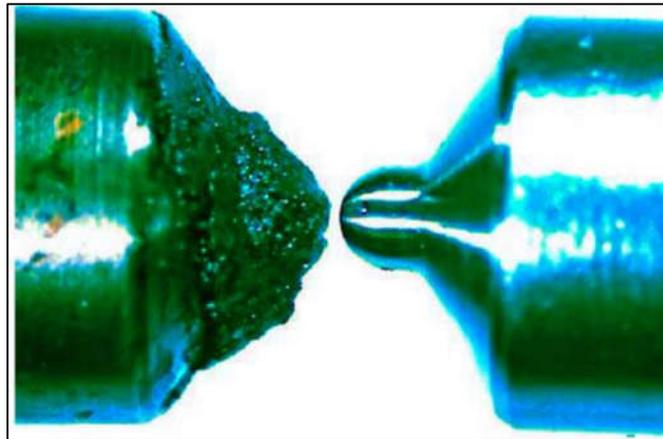


Figura 3.4 – Bico injetor com depósitos (esquerda) e bico injetor limpo (direita)
(BIRGEL *et al.*, 2008).

3.1.6. Modelos de Combustão MCC (Combustão Controlada da Mistura)

O modelo de combustão MCC (Combustão Controlada da Mistura) proposto por CHMELA e ORTHABER (1999) é utilizado para prever as características da combustão nos motores de ignição por compressão de injeção direta. Esse modelo considera os efeitos dos processos de combustão pré-misturado (PMC) e difusivo (MCC) de acordo com a Equação 3.15 (BIRTAS e CHIRIAC, 2011, LEŠNIK *et al.*, 2013, LEŠNIK, *et al.*, 2014). A vantagem da utilização do modelo de combustão MCC é que podem ser realizados estudos da influência das características de injeção de combustível e do bico injetor nas emissões de NOx de motores diesel. Este modelo de combustão prediz a taxa de liberação de calor e as emissões de NOx com base na quantidade de combustível no interior do cilindro e a energia cinética turbulenta introduzida pela injeção de combustível. O modelo requer do número de orifícios do bico injetor, do diâmetro dos orifícios do bico injetor, do coeficiente de descarga dos orifícios e da pressão de injeção de combustível.

$$\frac{dQ_{total}}{d\theta} = \frac{dQ_{MCC}}{d\theta} + \frac{dQ_{PMC}}{d\theta} \quad (3.15)$$

onde :

$\frac{dQ_{MCC}}{d\theta}$ é a taxa de calor liberado no processo difusivo;

$\frac{dQ_{PMC}}{d\theta}$ é a taxa de calor liberado no processo pré-misturado.

A taxa de calor liberado no processo de combustão difusivo pode ser calculada a partir da Equação 3.16:

$$\frac{dQ_{MCC}}{d\theta} = C_{comb} \cdot f_1(m_F, Q_{MCC}) \cdot f_2(k, V) \quad (3.16)$$

onde:

Q_{MCC} é o calor liberado acumulado no processo de combustão difusivo;

C_{comb} é a constante de combustão;

f_1 é a função da quantidade de combustível disponível;

m_F é massa de combustível vaporizado;

f_2 é a função da densidade da energia cinética turbulenta;

k é a densidade local da energia cinética turbulenta;

V é o volume do cilindro.

A função de Wiebe é utilizada para descrever a taxa de calor liberado no processo de combustão pré-misturada, de acordo com a Equação 3.17:

$$\frac{\left(\frac{dQ_{PMC}}{Q_{PMC}}\right)}{d\theta} = \frac{a}{\Delta\theta_c} (m + 1) y^m e^{-a \cdot y^{(m+1)}} \quad (3.17)$$

$$y = \frac{\theta - \theta_{id}}{\Delta\theta_c} \quad (3.18)$$

onde:

Q_{PMC} é o calor total do combustível na combustão pré-misturada;

$\Delta\theta_c$ é a duração da combustão pré-misturada;

a é o parâmetro de Wiebe igual a 6,9;

m é o parâmetro de forma igual a 2,0;

θ_{id} é o atraso de ignição.

3.1.7. Atraso de Ignição

O atraso de ignição é calculado utilizando-se o modelo de ANDREE e PACHERNEGG (1969), resolvendo a Equação 3.19 (STIESCH, 2003, LEŠNIK *et al.*, 2013). O atraso de ignição é importante na formação das emissões de NOx, pois este parâmetro influi diretamente na temperatura máxima de combustão, dependendo do

número de cetano do combustível, ou seja, quanto maior for este número, menor será o atraso de ignição.

$$\frac{dI_{id}}{d\theta} = \frac{T_{UB} - T_{ref}}{Q_{ref}} \quad (3.19)$$

Assim que a integral do atraso de ignição (I_{id}) atinge o valor 1 (em θ_{id}), o atraso de ignição é calculado a partir da equação

$$\tau_{id} = \theta_{id} - \theta_{SOI} \quad (3.20)$$

onde:

I_{id} é a integral do atraso de ignição;

T_{UB} é a temperatura da zona não queimada;

T_{ref} é a temperatura de referência igual a 505,5 K;

Q_{ref} é a energia de ativação de referência;

τ_{id} é o atraso de ignição;

θ_{SOI} é o ângulo no início da injeção;

θ_{id} é o ângulo do atraso de ignição.

3.1.8. Modelo de Formação de NOx

Os óxidos de nitrogênio, representados pelo símbolo NOx, estão compostos pelo óxido nítrico (NO) e pelo dióxido de nitrogênio (NO₂). Considerando que a razão NO₂/NO é normalmente desprezível em motores de ignição por centelha, esta pode variar entre 10% e 30% em motores de ignição por compressão, na qual os maiores valores estão associados com baixas condições de carga (HEYWOOD, 1988, STIESCH, 2003, FINESSO e SPESSA, 2013).

Em motores diesel, a razão de formação de NOx aumenta com o aumento da temperatura da combustão, diminui com a diminuição da razão de equivalência e pode ser aproximadamente proporcional à massa do combustível injetado (HEYWOOD, 1988). Na maioria dos trabalhos revisados foi observado que as emissões de NOx aumentam quando se utiliza a mistura óleo diesel-biodiesel ao invés do óleo diesel devido às propriedades do biodiesel (teor de oxigênio, número de cetano, entre outros).

As Equações 3.21, 3.22 e 3.23 a seguir são as reações utilizadas no mecanismo estendido de Zeldovich na formação de NO (HEYWOOD, 1988, STIESCH, 2003).





Devido aos altos níveis de NO estimados pelo mecanismo de Zeldovich (Equações 3.21 e 3.22), LAVOIE *et al.*(1970) acrescentaram uma terceira reação envolvendo os radicais OH, recebendo o nome de mecanismo estendido de Zeldovich (STIESCH, 2003).

Utilizando-se as reações do mecanismo estendido de Zeldovich, as razões de formação de NO e N ao longo do tempo são apresentadas nas Equações 3.24 e 3.25 respectivamente (HEYWOOD, 1988) abaixo:

$$\begin{aligned} \frac{d[NO]}{dt} = & k_1^+[O][N_2] + k_2^+[N][O_2] + k_3^+[N][OH] \\ & - k_1^-[NO][N] - k_2^-[NO][O] - k_3^-[NO][H] \end{aligned} \quad (3.24)$$

$$\begin{aligned} \frac{d[N]}{dt} = & k_1^+[O][N_2] - k_2^+[N][O_2] - k_3^+[N][OH] \\ & - k_1^-[NO][N] + k_2^-[NO][O] + k_3^-[NO][H] \end{aligned} \quad (3.25)$$

onde: os colchetes ([]) se referem a concentração e $k_{1,2,3}^+$ e $k_{1,2,3}^-$ são as constantes das taxas de avanço e retorno das reações químicas, respectivamente.

Devido à [N] ser bem menor do que as outras concentrações de interesse, uma aproximação apropriada para o estado-estacionário seria tornar nula a razão de formação ao longo do tempo ($d[N]/dt$). Utilizando-se a Equação 3.24 e a aproximação na Equação 3.25, a taxa de formação de NO ao longo do tempo pode ser escrita conforme pode ser mostrado na Equação 3.26 (HEYWOOD, 1988).

$$\frac{d[NO]}{dt} = 2k_1^+[O][N_2] \frac{1 - [NO]^2/(K[O_2][N_2])}{1 + k_1^-[NO]/(k_2^+[O] + k_3^+[OH])} \quad (3.26)$$

onde: $K=(k_1^+/k_1^-)(k_2^+/k_2^-)$

Assumindo-se o equilíbrio das concentrações de O, O₂, OH, H e N₂ no equilíbrio local da pressão e da temperatura, a Equação 3.26 pode escrita como (HEYWOOD, 1988):

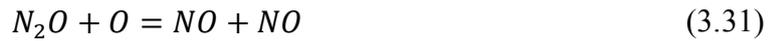
$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{2R_1\{1 - (\frac{[NO]}{[NO]_e})^2\}}{1 + \frac{[NO]}{[NO]_e} * \frac{R_1}{(R_2+R_3)}} \quad (3.27)$$

Onde o colchete []_e se refere ao equilíbrio da concentração, $R_1 = k_1^+[O]_e [N_2]_e = k_1^- [NO]_e[N]_e$, $R_2 = k_2^+[N]_e[O_2]_e = k_2^-[NO]_e[O]_e$ e $R_3 = k_3^+[N]_e[OH]_e = k_3^-[NO]_e[H]_e$. Os valores típicos de R_1 , R_1/R_2 e $R_1/(R_2+R_3)$ em função da razão de equivalência (ϕ) são apresentados na Tabela 3.1 (HEYWOOD, 1988).

Tabela 3.1 - Valores típicos de R_1 , R_1/R_2 e $R_1/(R_2+R_3)$

ϕ	R_1	R_1/R_2	$R_1/(R_2+R_3)$
0.8	$5,8 \times 10^{-5}$	1.2	0,33
1.0	$2,8 \times 10^{-5}$	2.5	0,26
1.2	$7,6 \times 10^{-6}$	9.1	0,14

O programa AVL Boost utiliza o modelo de formação de NO desenvolvido por PATTAS e HAFNER (1973) na estimativa das emissões de NOx. Esse modelo emprega seis reações: as três reações do modelo estendido de Zeldovich e três reações adicionais que consideram a formação e a degeneração do componente N₂O. O conjunto de seis reações utilizadas por PATTAS e HAFNER (1973) é mostrado nas Equações de 3.28 a 3.33 abaixo.



A taxa final de produção/destruição de NO é calculada a partir da Equação 3.34, apresentada abaixo. As variáveis ε , AK_2 e AK_4 são calculadas a partir das Equações 3.35, 3.36 e 3.37, respectivamente, apresentadas na sequência (LEŠNIK *et al.*, 2013, ILIEV, 2015).

$$\frac{d[NO]}{dt} = NOx_{PM} * NOx_M * 2 * (1 - \varepsilon^2) \frac{r_1}{1 + \varepsilon * AK_2} * \frac{r_4}{1 + \varepsilon * AK_4} \quad (3.34)$$

$$\varepsilon = \frac{[NO]}{[NO]_{eq}} * \frac{1}{NOx_{PM}} \quad (3.35)$$

$$AK_2 = \frac{r_1}{r_2 + r_3} \quad (3.36)$$

$$AK_4 = \frac{r_4}{r_5 + r_6} \quad (3.37)$$

onde:

NOx_{PM} é a constante utilizada pelo programa AVL Boost para ajustar o processo de pós-oxidação;

NOx_M é a constante utilizada pelo programa AVL Boost para ajustar o processo de formação;

As taxas de reação $r_1, r_2, r_3, r_4, r_5, r_6$ são obtidas da Tabela 3.2.

Tabela 3.2 - Taxas de Reação na formação de NO

Taxa de Reação $K_i = K_{0,i} \cdot T^a \cdot e^{\left(\frac{-T_A}{T}\right)}$	k_0 [cm ³ /mol s]	a[-]	T_A [K]
$r_1 = K_1 \cdot [N_2][O]$	4,93E13	0,0472	38048,01
$r_2 = K_2 \cdot [O_2][N]$	1,48E08	1,5	2859,01
$r_3 = K_3 \cdot [OH][N]$	4,22E13	0	0
$r_4 = K_4 \cdot [N_2O][O]$	4,58E13	0	12130,6
$r_5 = K_5 \cdot [O_2][N_2]$	2,25E10	0,825	50569,7
$r_1 = K_1 \cdot [OH][N_2]$	9,14E07	1,148	36190,66

3.2. Dados de Entrada da Simulação

Na modelagem do motor foram utilizados os modelos de combustão Wiebe Duas Zonas e MCC, com o intuito de se comparar os resultados de desempenho e emissões. Como o programa AVL Boost não permite a utilização de uma mistura de óleo diesel-biodiesel, utilizou-se como combustível equivalente um combustível com percentagens de carbono, de hidrogênio e de oxigênio. A limitação de utilizar-se o combustível equivalente é a ausência do número de cetano e da massa específica como dados de entrada. Definidas as composições das fórmulas químicas para o óleo diesel e o biodiesel, o combustível equivalente foi feito para diferentes misturas percentuais de óleo diesel e biodiesel. A Tabela 3.3 mostra as percentagens de carbono, de hidrogênio e de oxigênio dos combustíveis utilizados nesta Tese.

Tabela 3.3 - percentagens de carbono, de hidrogênio e de oxigênio dos diferentes combustíveis.

Combustíveis	%C	%H	%O
B3	84,43	15,06	0,51
B10	83,66	14,71	1,63
B20	82,68	14,26	3,06
B50	80,32	13,18	6,49
B100	77,67	11,97	10,36

A Tabela 3.4 mostra os dados de entrada utilizados no programa de simulação AVL Boost.

Tabela 3.4–Dados de Entrada da Simulação.

Parâmetros	Dados de Entrada
Informações sobre o Motor	-Rotação do motor -Tipo de ciclo (4 tempos)
Informações sobre o Cilindro	-Diâmetro do cilindro -Curso do pistão -Razão de compressão -Comprimento da biela
Informações sobre o Modelo Wiebe Duas Zonas	-Início da combustão (em graus) -Duração da combustão (em graus) -Parâmetro de forma “m” (adimensional) -Parâmetro “a” (adimensional).
Informações sobre o Modelo MCC	-Número de orifícios do injetor (adimensional) -Diâmetro do orifício (mm) -Curva normalizada da razão de injeção -Coeficiente de descarga (adimensional) -Pressão de injeção (bar) -Fator de calibração do atraso de ignição (adim.) -Parâmetro de combustão (adimensional) -Parâmetro de turbulência (adimensional) -Parâmetro da combustão pré-misturada (adim.).
Informações sobre o Combustível	-Consumo de combustível por ciclo -Combustível equivalente -Poder calorífico inferior (kJ/kg) -Relação ar-combustível estequiométrica (adim.).

Na Tabela 3.5 é apresentado um exemplo dos dados entrada necessários para a simulação do combustível B3.

Tabela 3.5– Exemplo dos dados de entrada para o combustível B3

Dados de entrada	Valor
Rotação (RPM)	1500
Diâmetro do cilindro (mm)	95
Curso do pistão (mm)	105
Razão de compressão	21:1
Comprimento da biela (mm)	170
Início da combustão (em graus)	12° APMS
Duração da combustão (em graus)	60°
Parâmetro de forma “m” (adimensional)	0.8
Parâmetro “a” (adimensional).	4.65
Número de orifícios do injetor (adimensional)	5
Diâmetro do orifício (mm)	0.12
Coefficiente de descarga (adimensional)	1
Pressão de injeção (bar)	210
Fator de calibração do atraso de ignição (adim.)	0.5
Parâmetro de combustão (adimensional)	1.6
Parâmetro de turbulência (adimensional)	1
Parâmetro da combustão pré-misturada (adim.).	1
Consumo de combustível por ciclo (g/kWh)	319
Poder calorífico inferior (kJ/kg)	42300
Relação ar-combustível estequiométrica (adim.).	14,80

A curva normalizada da razão de injeção foi obtida utilizando-se o fluxograma da Figura 3.5. As curvas normalizadas da razão de injeção utilizadas nesta figura foram obtidas do manual do programa AVL Boost e dos trabalhos de NIKZADFAR e SHAMEKHI (2014) e de ÖZKAN *et al.* (2013). Neste trabalho assumiram-se as mesmas curvas normalizadas da razão de injeção para os cinco combustíveis estudados. Portanto, utilizou-se apenas o combustível B3 na obtenção da curva normalizada da razão de injeção.

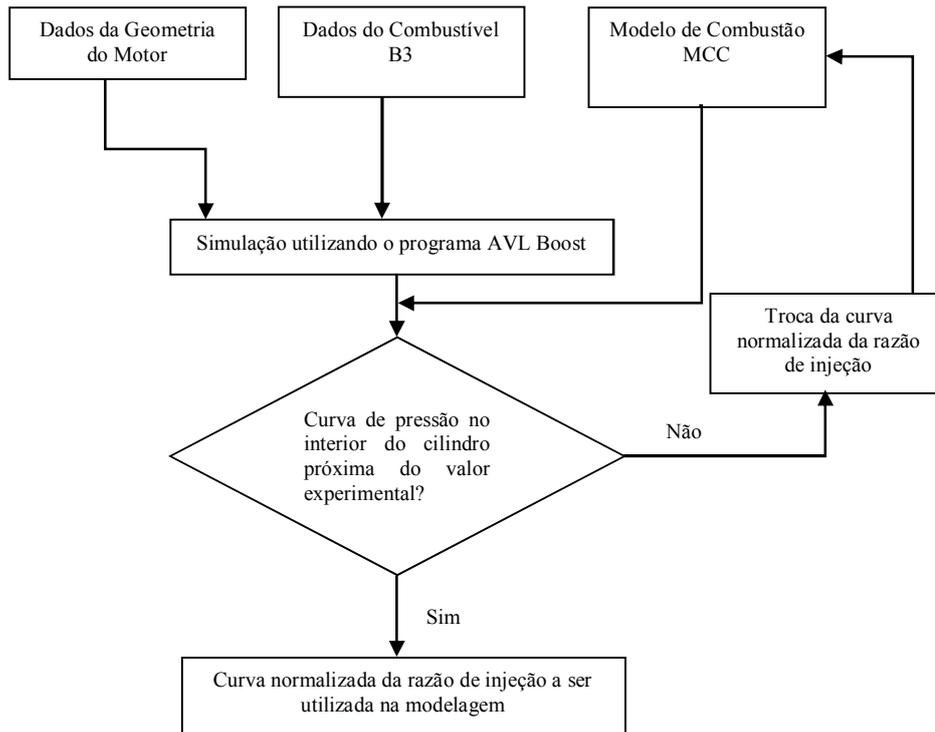


Figura 3.5–Fluxograma para se obter a curva normalizada da razão de injeção.

3.3. Fluxograma do Programa de Simulação

A Figura 3.6 mostra o fluxograma do programa de simulação. Os modelos de combustão Wiebe Duas Zonas e MCC são utilizados para se obter as curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro. A temperatura no interior do cilindro obtida é utilizada no mecanismo estendido de Zeldovich para o cálculo das emissões de NO_x. As emissões de NO_x calculadas são calibradas utilizando-se a constante do AVL Boost NO_x_PM.

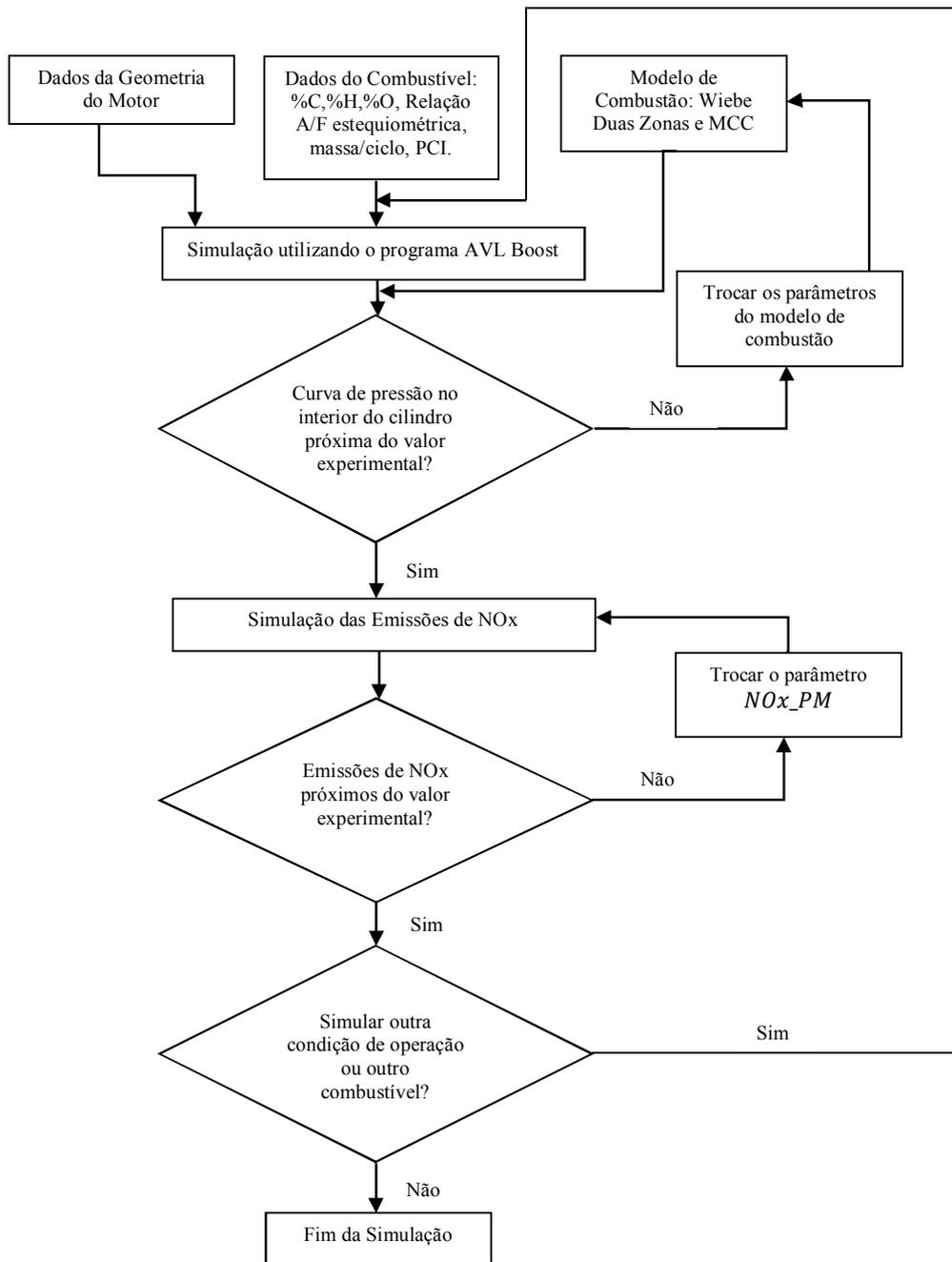


Figura 3.6–Fluxograma do programa de simulação.

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Nesta seção serão mostrados os resultados da simulação, e as comparações com os resultados experimentais. As curvas experimentais da pressão no interior do cilindro e os resultados experimentais das emissões de NOx podem ser encontrados no Apêndice I e II, respectivamente. Os resultados experimentais utilizados nesta tese foram obtidos da Dissertação de SOUZA JUNIOR (2009), em cujo trabalho encontram-se estudos do desempenho e das emissões do motor diesel AGRALE M95W, operando com os combustíveis B3 (97% de óleo diesel e 3% de biodiesel de soja), B10 (90% de óleo diesel e 10% de biodiesel de soja), B20 (80% de óleo diesel e 20% de biodiesel de soja), B50 (50% de óleo diesel e 50% de biodiesel de soja) e B100 (biodiesel de soja). No Apêndice III encontram-se as informações mais relevantes do motor AGRALE M95W e da instrumentação da sua bancada de testes.

Nesta tese, a estimativa das emissões de NOx empregando a mistura óleo diesel-biodiesel foi realizada utilizando-se os dados do trabalho de SOUZA JUNIOR (2009). No caso da estimativa das emissões de NOx empregando a mistura óleo diesel-biodiesel-etanol foi realizada utilizando-se o motor de SOUZA JUNIOR (2009) e os combustíveis de HULWAN *et al.* (2010). A limitação dessa abordagem foi que o consumo de combustível do motor de HULWAN *et al.* (2010) é diferente do motor de SOUZA JUNIOR (2009).

4.1. Resultados da Modelagem

Nesta seção são mostrados: os resultados da modelagem das curvas de pressão em função do eixo de manivelas e a estimativas das emissões de NOx para os combustíveis B3, B10, B20, B50 e B100, utilizando-se o modelo de combustão Wiebe Duas Zonas (W2Z) e o modelo de combustão MCC; a influência da pressão de injeção, o número e o diâmetro dos furos do bico injetor, o início da injeção do combustível e o número de injeções nas emissões de NOx; a estimativa das emissões de NOx utilizando-se a mistura ternária (óleo diesel, biodiesel e etanol).

4.1.1. Resultados Encontrados na Simulação para a Pressão no Cilindro

Os resultados de modelagem das curvas de pressão em função do ângulo do eixo de manivelas mostradas nas Figuras 4.6 a 4.10 foram obtidos utilizando-se o programa AVL Boost. Ao utilizar o modelo Wiebe Duas Zonas, as constantes m (fator de forma),

a (fator de eficiência da combustão), o atraso de ignição e a duração da combustão foram calibrados para cada combustível e para condição de operação utilizando as curvas de pressão no interior do cilindro. Ao utilizar o modelo MCC, o fator de calibração do atraso de ignição e o fator de calibração da combustão foram calibrados para cada combustível e para condição de operação utilizando-se as curvas de pressão no interior do cilindro.

Para todas as condições simuladas, utilizando-se o modelo Wiebe Duas Zonas, foram adotados os valores $m = 0,8$ e $a = 4,65$ para todos os combustíveis. A exceção foi para a condição de 25% de carga a 2000 RPM, em que o valor adotado para o fator m foi feito igual a 1. A Tabela 4.2 mostra os valores adotados para o fator de combustão e o fator de atraso de ignição do modelo de combustão MCC.

Tabela 4.2–Fator de combustão e fator de atraso de ignição para os combustíveis B3, B10, B20, B50 e B100.

Condição de Operação	Fator de combustão	Fator de atraso de ignição
1500 RPM e 25% de carga	1,6	0,5
1500 RPM e 50% de carga	2,3	0,5
2000 RPM e 25% de carga	1,1	0,5
2000 RPM e 50% de carga	2,0	1,0
2500 RPM e 25% de carga	0,7	1,1
2500 RPM e 50% de carga	1,4	0,7

As Figuras 4.6 a 4.10 mostram as comparações dos resultados experimentais e simulados das curvas de pressão no interior do cilindro com os combustíveis B3 a B100, respectivamente, na condição de operação de 25% de carga e 1500 RPM. BIRTAS e CHIRIAC (2011), PANDEY *et al.* (2011), NIKZADFAR e SHAMEKHI (2014) e LEŠNIK *et al.* (2014) realizaram comparações entre os resultados experimentais e os resultados da simulação utilizando o modelo de combustão MCC. A diferença entre os resultados experimentais e simulados para a pressão máxima observada no trabalho de BIRTAS e CHIRIAC (2011), PANDEY *et al.* (2011), NIKZADFAR e SHAMEKHI (2014) e LEŠNIK *et al.* (2014) foram aproximadamente de 2.9%, 9.3%, 7.2%, 5%, respectivamente. MELO (2012) comparou os resultados experimentais com os resultados da simulação utilizando o modelo Wiebe Duas Zonas para um motor Flex. A diferença entre os resultados experimentais e simulados para a pressão máxima

observada no trabalho do MELO (2012) foi de aproximadamente 2%. Na literatura consultada não foram encontradas comparações dos resultados de pressão no interior do cilindro e das emissões obtidas utilizando-se o modelo de combustão Wiebe Duas Zonas e o modelo de combustão MCC. As diferenças entre as formas das curvas de pressão no interior do cilindro experimental e as simuladas mostradas neste trabalho também foram observadas no trabalho do LEŠNIK *et al.* (2014). Observando-se as Figuras 4.6 a 4.10, é recomendada a utilização do modelo de combustão MCC, devido às diferenças entre a pressão máxima e a pressão média indicada as quais não mudaram significativamente ao estabelecer como constante o fator de combustão. O modelo de combustão MCC foi importante para esta tese, devido a esse modelo permitir realizar estudos de influência de parâmetros nas emissões de NOx que serão mostrados na seção 4.3. No Apêndice IV são apresentadas as comparações entre os valores experimentais e simulados das pressões máxima no interior do cilindro e da pressão média indicada.

A Figura 4.6 mostra a comparação das curvas de pressão em função do ângulo do eixo de manivelas para o combustível B3 na condição de operação de 25% de carga e 1500 RPM. As curvas de pressão no interior do cilindro empregando-se o modelo W2Z e o modelo MCC mostraram-se semelhantes. Observou-se que a maior diferença entre as curvas simulada e experimental ocorreu no início da combustão.

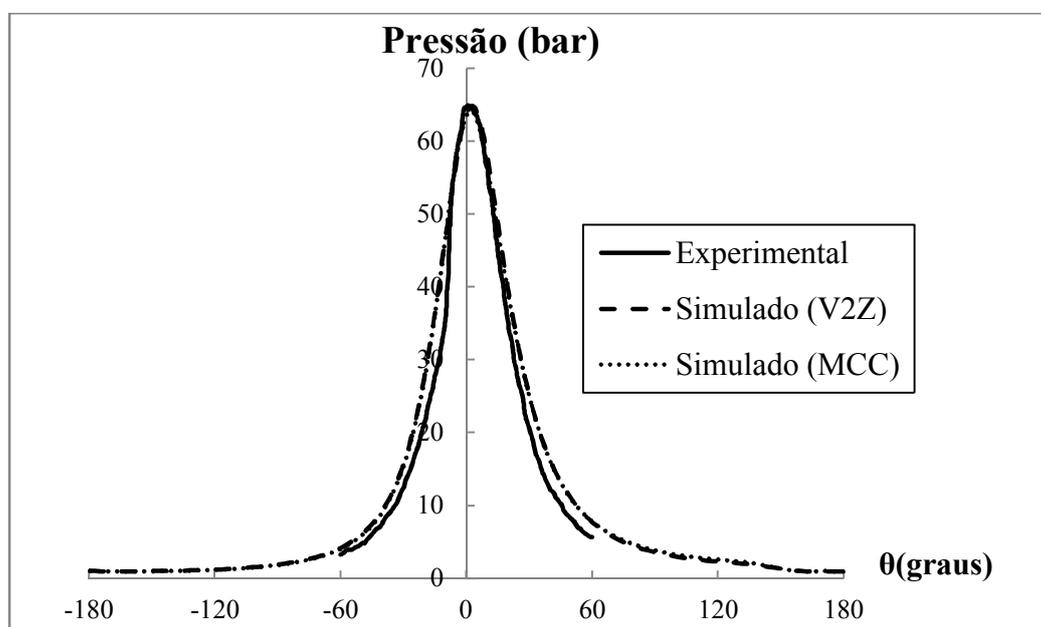


Figura 4.6 – Comparação das curvas de pressão utilizando o combustível B3 na condição de operação de 25% carga e 1500 RPM.

A Figura 4.7 mostra a comparação das curvas de pressão em função do ângulo do eixo de manivelas para o combustível B10 na condição de operação de 25% de carga e 1500 RPM. A curva de pressão no interior do cilindro empregando-se o modelo W2Z foi a que mais se aproximou da curva experimental em contraponto à utilização do modelo MCC. O valor máximo da curva de pressão no interior do cilindro, utilizando-se o modelo MCC, foi menor que o valor experimental, devido à consideração do fator de combustão constante para os cinco combustíveis.

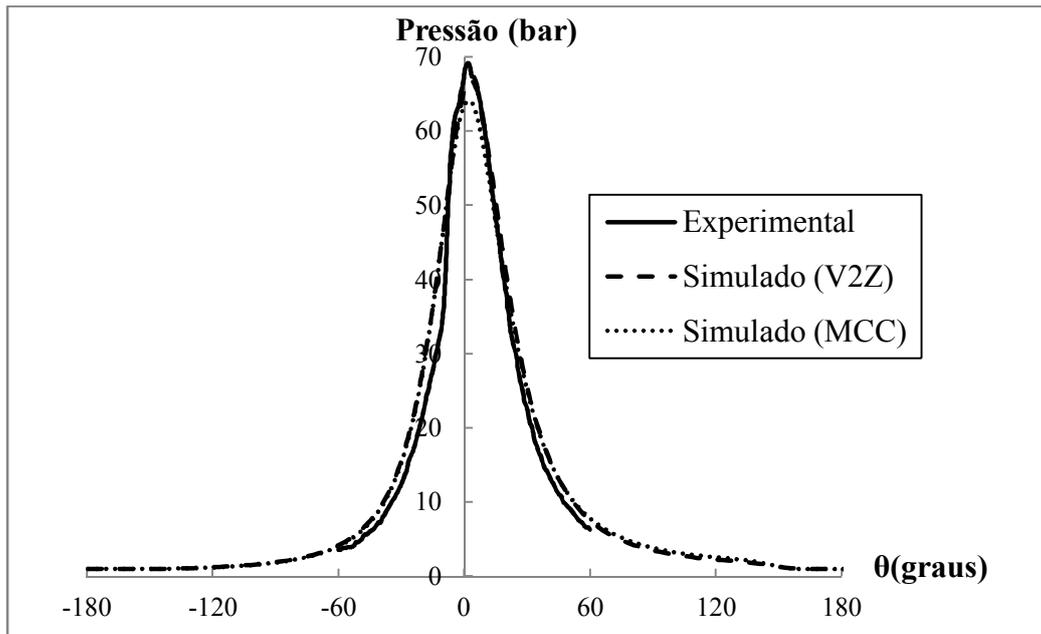


Figura 4.7 – Comparação das curvas de pressão utilizando o combustível B10 na condição de operação de 25% carga e 1500 RPM.

A Figura 4.8 mostra a comparação das curvas de pressão em função do ângulo do eixo de manivelas para o combustível B20 na condição de operação de 25% de carga e 1500 RPM. O valor máximo da curva de pressão no interior do cilindro, empregando-se o modelo de combustão MCC, foi menor que os valores máximos da curva experimental e do modelo W2Z. A maior diferença encontrada entre as curvas simuladas e a curva experimental foi observada no início da combustão.

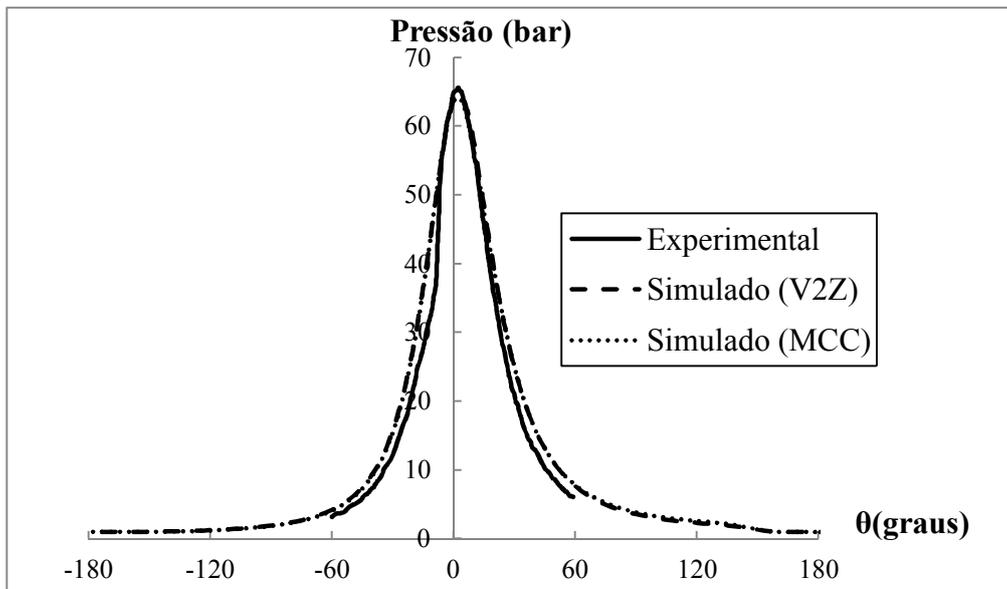


Figura 4.8 – Comparação das curvas de pressão utilizando o combustível B20 na condição de operação de 25% carga e 1500 RPM.

A Figura 4.9 mostra a comparação das curvas de pressão em função do ângulo do eixo de manivelas para o combustível B50 na condição de operação de 25% de carga e 1500 RPM. O valor máximo da curva de pressão no interior do cilindro empregando-se o modelo de combustão MCC mostrou-se menor que os valores máximos da curva experimental e do modelo W2Z. Isto acontece devido ao fato de o valor do fator de combustão utilizado no modelo MCC não ser suficiente para se atingir o valor máximo da curva experimental e o poder calorífico inferior do combustível B50 ser menor que o do óleo diesel.

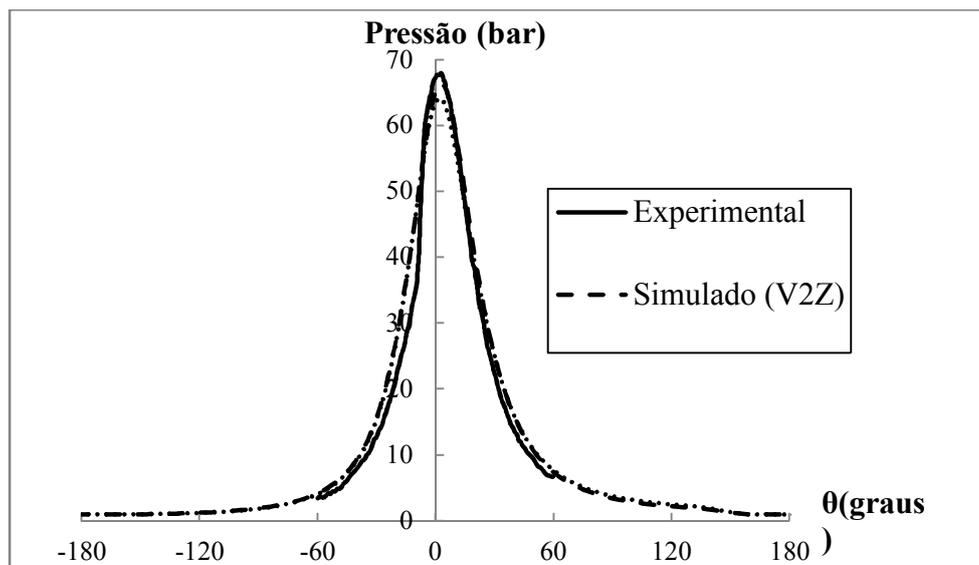


Figura 4.9 – Comparação das curvas de pressão utilizando o combustível B50 na condição de operação de 25% carga e 1500 RPM.

A Figura 4.10 mostra a comparação das curvas de pressão em função do ângulo do eixo de manivelas para o combustível B100 na condição de operação de 25% de carga e 1500 RPM. As curvas de pressão no interior do cilindro utilizando-se os modelos W2Z e MCC foram semelhantes. A maior diferença encontrada entre as curvas simuladas e a curva experimental foi observada no início da combustão.

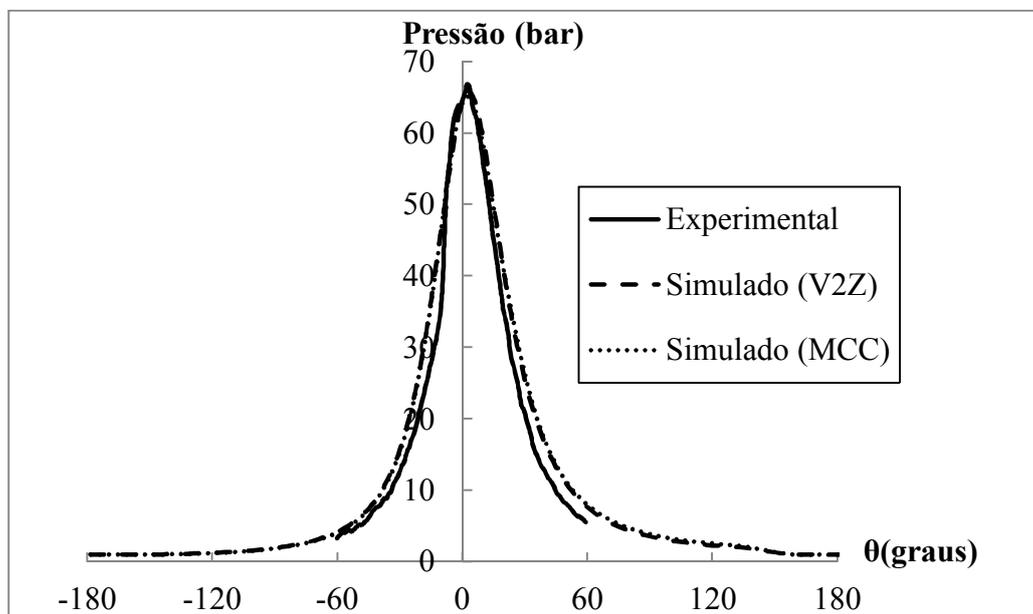


Figura 4.10 – Comparação das curvas de pressão utilizando o combustível B100 na condição de operação de 25% carga e 1500 RPM.

4.1.2. Estimativa de Emissões

Nesse trabalho foi realizada a estimativa das emissões do poluente NO_x e não das emissões de CO e de HC, pois no trabalho experimental de SOUZA JUNIOR (2009) apenas os valores experimentais de NO_x foram disponibilizados para todas as condições de operação. No caso das emissões de CO e HC, foram encontrados resultados experimentais para a condição de operação correspondente a 75% de carga e 2500 RPM. Com poucos resultados experimentais de CO e HC foi difícil a obtenção de uma curva dos parâmetros de calibração. O estudo das emissões de NO_x de um motor diesel é necessário para o entendimento de quais parâmetros contribuem na redução dessas emissões, pois, na queima da mistura óleo diesel-biodiesel, na maioria dos casos, as emissões de NO_x aumentam.

4.1.3. Estimativa das Emissões de NO_x

Nesta seção são apresentadas as estimativas das emissões de NO_x utilizando-se um modelo unidimensional do programa AVL Boost. Depois de validar a modelagem, utilizando-se as curvas experimentais de pressão no interior do cilindro, foram realizadas as estimativas das emissões de NO_x. Essas estimativas foram obtidas utilizando-se o mecanismo estendido de Zeldovich, mostrado na seção 3.1.7. Para ajustar as emissões de NO_x foi necessário fornecer os valores das constantes NO_{x_M} e NO_{x_PM} (seção 3.1.7). Nesse trabalho, a constante NO_{x_M} foi considerada igual a 1, pois a constante NO_{x_M} não influencia tanto no resultado da estimativa das emissões de NO_x como a constante NO_{x_PM}. Os valores da constante NO_{x_PM} foram obtidos calibrando-se os valores de emissões de NO_x experimentais e simulados para cada combustível e para cada condição de operação. A calibração das emissões de NO_x foi realizada modificando-se o valor do parâmetro NO_{x_PM} até que as emissões calculadas se tornassem próximas dos valores experimentais, seguindo o mesmo procedimento do trabalho de MELO (2012) e de VOICU E CHIRIAC (2012). Nos trabalhos de LEŠNIK *et al.* (2013), de LEŠNIK *et al.* (2014) e de NIKZADFAR e SHAMEKHI (2014) observou-se que o modelo de combustão MCC foi utilizado na estimativa das emissões de NO_x, mas não foram apresentados os valores das constantes NO_{x_PM}. A Tabela 4.3 apresenta os valores da constante NO_{x_PM} dos combustíveis B3, B10, B20, B50 e B100, utilizando-se o modelo de combustão Wiebe Duas Zonas.

Tabela 4.3 – Valores da constante NO_{x_PM} dos combustíveis B3, B10, B20, B50 e B100 com o modelo de combustão Wiebe Duas Zonas.

Combustível	NO _{x_PM}					
	25% 1500RPM	50% 1500RPM	25% 2000RPM	50% 2000RPM	25% 2500RPM	50% 2500RPM
B3	11,1	2,3	7,3	2,1	9,8	3,6
B10	11,1	2,3	7,3	2,1	9,8	3,6
B20	11,1	2,3	7,3	2,1	9,8	3,6
B50	11,1	2,3	7,3	2,1	9,8	3,6
B100	11,1	2,3	7,3	2,1	9,8	3,6

A Figura 4.11 mostra a estimativa das emissões de NO_x para os combustíveis B3, B10, B20, B50 e B100 na condição de 25%/1500RPM, 50%/1500RPM,

25%/2000RPM, 50%/2000RPM, 25%/2500RPM e 50%/2500RPM para o modelo de combustão Wiebe Duas Zonas. As estimativas das emissões de NO_x para o modelo de combustão Wiebe Duas Zonas foram realizadas utilizando-se os valores de NO_x_PM da Tabela 4.3. Nos resultados das emissões, foram observadas diferenças (entre as emissões medidas e estimadas) acima de 10% para o combustível B10 (condição de operação: 25% e 50% /2000 RPM), B20 (condição de operação: 25% e 50%/2500 RPM) e B100 (condição de operação: 50%/2500 RPM, 75%/1500 RPM e 2000 RPM).

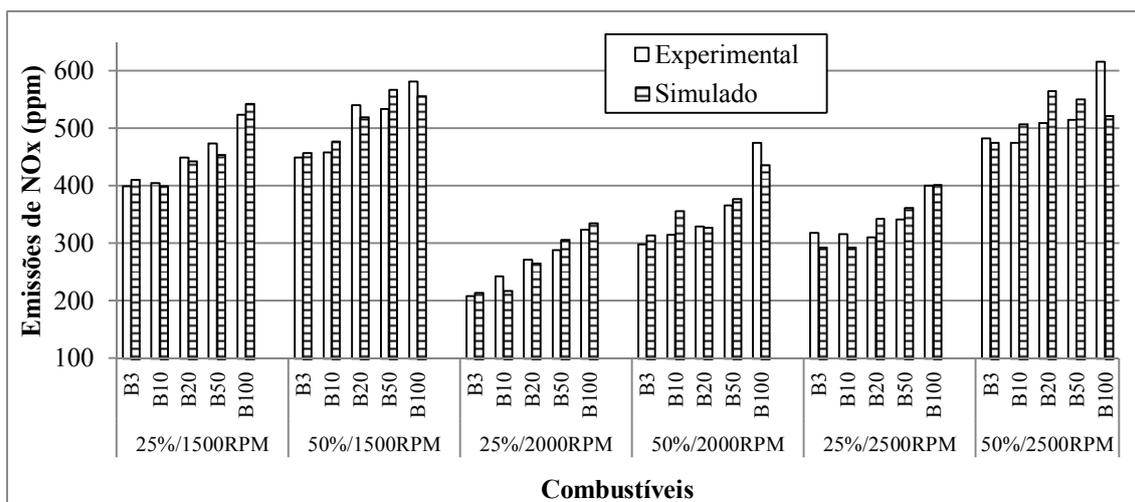


Figura 4.11 – Comparação das emissões de NO_x na condição de operação de 25%, 50%/1500RPM, de 25%, 50%/2000RPM e de 25%, 50%/2500RPM.

A Tabela 4.4 mostra as comparações entre os valores experimentais e simulados das emissões de NO_x do motor diesel, utilizando-se os combustíveis B3, B10, B20, B50 e B100 para as diferentes condições de operação. As estimativas das emissões de NO_x foram obtidas utilizando-se o modelo de combustão Wiebe Duas Zonas.

Tabela 4.4 – Comparações entre os valores experimentais e simulados das emissões de NOx com o modelo de combustão Wiebe Duas Zonas.

Condições de Operação	Combustíveis	Emissões de NOx (ppm)		
		Experimental	Simulado	Diferença (%)
25%/1500RPM	B3	400	410,7	2,7
	B10	405	399,6	-1,3
	B20	450	444	-1,3
	B50	474	455,1	-4,0
	B100	524	543,9	3,8
50%/1500RPM	B3	450	457,7	1,7
	B10	459	478,4	4,2
	B20	541	519,8	-3,9
	B50	534	568,1	6,4
	B100	582	556,6	-4,4
25%/2000RPM	B3	208	214,62	3,2
	B10	243	217,54	-10,5
	B20	272	265,72	-2,3
	B50	288	306,6	6,5
	B100	324	335,8	3,6
50%/2000RPM	B3	299	315	5,4
	B10	315	357	13,3
	B20	330	327,6	-0,7
	B50	366	378	3,3
	B100	475	436,8	-8,0
25%/2500RPM	B3	319	294	-7,8
	B10	316	294	-7,0
	B20	311	343	10,3
	B50	342	362,6	6,0
	B100	401	401,8	0,2
50%/2500RPM	B3	483	475,2	-1,6
	B10	475	507,6	6,9
	B20	509	565,2	11,0
	B50	515	550,8	7,0
	B100	616	522	-15,3

A Tabela 4.5 mostra os valores da constante NOx_PM dos combustíveis B3, B10, B20, B50 e B100, utilizando-se o modelo de combustão MCC.

Tabela 4.5 – Valores da constante NO_x_PM dos combustíveis B3, B10, B20, B50 e B100, com o modelo de combustão MCC.

Combustível	NO _x _PM					
	25% 1500RPM	50% 1500RPM	25% 2000RPM	50% 2000RPM	25% 2500RPM	50% 2500RPM
B3	0,75	0,29	0,66	0,23	1,23	0,44
B10	0,75	0,29	0,66	0,23	1,23	0,44
B20	0,75	0,29	0,66	0,23	1,23	0,44
B50	0,75	0,29	0,66	0,23	1,23	0,44
B100	0,75	0,29	0,66	0,23	1,23	0,44

A Figura 4.12 apresenta as estimativas das emissões de NO_x para os combustíveis B3, B10, B20, B50 e B100 nas condições de 25%/1500RPM, 50%/1500RPM, 25%/2000RPM, 50%/2000RPM, 25%/2500RPM e 50%/2500RPM, para o modelo de combustão MCC. As estimativas das emissões de NO_x para o modelo de combustão MCC foram realizadas utilizando-se os valores de NO_x_PM da Tabela 4.5. Nos resultados das emissões, foram observadas diferenças (entre as emissões medidas e estimadas) acima de 10% para o combustível B3 (condição de operação: 25% e 50%/2500 RPM), B50 (condição de operação: 25%/2000 RPM e 2500 RPM, 50%/2500 RPM) e B100 (condição de operação: 25%/1500-2500 RPM, 50% e 75%/2000 RPM). Na literatura consultada, observou-se que LEŠNIK *et al.* (2014) mostraram diferenças de 16% para o B50 em 2000 RPM. NIKZADFAR e SHAMEKHI (2014) mostraram diferenças em torno a 10% para rotações inferiores a 1500 RPM e superiores a 3000 RPM. Nos trabalhos de LEŠNIK *et al.* (2014) e de NIKZADFAR e SHAMEKHI (2014) não foi encontrada a metodologia utilizada na calibração das emissões de NO_x, nem os valores da constante NO_x_PM.

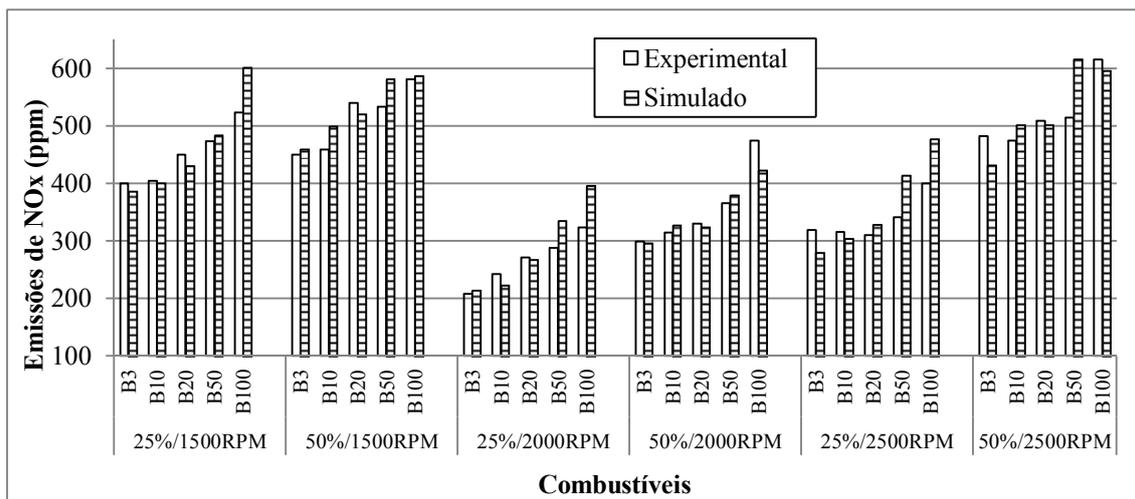


Figura 4.12 – Comparação das emissões de NOx na condição de operação de 25%, 50%/1500RPM, de 25%, 50%/2000RPM e de 25%, 50%/2500RPM.

A Tabela 4.6 mostra as comparações entre os valores experimentais e simulados das emissões de NOx do motor diesel utilizando-se os combustíveis B3, B10, B20, B50 e B100 para as diferentes condições de operação. As estimativas das emissões de NOx foram obtidas utilizando-se o modelo de combustão MCC.

Tabela 4.6 – Comparações entre os valores experimentais e simulados das emissões de NOx com o modelo de combustão MCC.

Condições de Operação	Combustíveis	Emissões de NOx (ppm)		
		Experimental	Simulado	Diferença (%)
25%/1500RPM	B3	400	386,3	-3,4
	B10	405	401,3	-0,9
	B20	450	431,3	-4,2
	B50	474	484,5	2,2
	B100	524	602,3	14,9
50%/1500RPM	B3	450	459,9	2,2
	B10	459	499,4	8,8
	B20	541	521,1	-3,7
	B50	534	582,3	9,0
	B100	582	587,5	1,0
25%/2000RPM	B3	208	213,8	2,8
	B10	243	223,7	-7,9
	B20	272	267,3	-1,7
	B50	288	335,9	16,6
	B100	324	396,7	22,4
50%/2000RPM	B3	299	296,9	-0,7
	B10	315	327,3	3,9
	B20	330	324,8	-1,6
	B50	366	380,4	3,9
	B100	475	423,0	-11,0
25%/2500RPM	B3	319	279,4	-12,4
	B10	316	304,7	-3,6
	B20	311	328,9	5,8
	B50	342	414,7	21,3
	B100	401	477,4	19,1
50%/2500RPM	B3	483	432,1	-10,5
	B10	475	501,6	5,6
	B20	509	502,5	-1,3
	B50	515	616,9	19,8
	B100	616	597,1	-3,1

4.1.4. Curvas para se obter a constante NOx_PM utilizando-se o modelo de combustão Wiebe Duas Zonas

A Figura 4.13 mostra a curva de NOx_PM (constante de calibração das emissões de NOx utilizadas no programa de simulação AVL Boost) em função da carga de operação para rotações do motor iguais a 1500 RPM, 2000 RPM e 2500 RPM,

utilizando-se o modelo de combustão Wiebe Duas Zonas. A Figura 4.13 apresenta curvas plotadas utilizando-se os valores da Tabela 4.3. A partir desta figura podem-se obter valores da constante NO_x_PM para os combustíveis B3, B10, B20, B50 e B100 nas diferentes condições de operação.

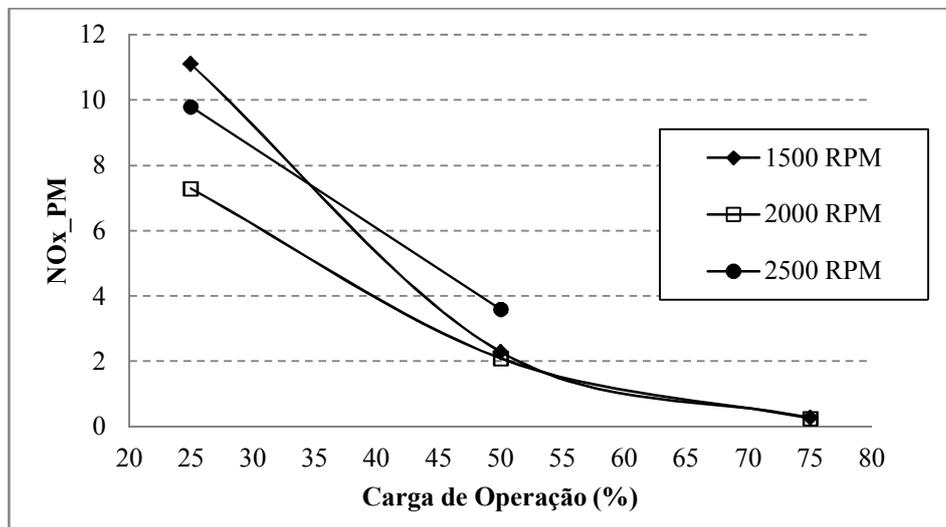


Figura 4.13 – Curva da constante NO_x_PM em função da carga de operação.

4.1.5. Curvas para se obter a constante NO_x_PM utilizando-se o modelo de combustão MCC

A Figura 4.14 mostra a curva de NO_x_PM (constante de calibração das emissões de NO_x utilizadas no programa de simulação AVL Boost) em função da carga de operação para rotações do motor iguais a 1500 RPM, 2000 RPM e 2500 RPM, utilizando-se o modelo de combustão MCC. As curvas da Figura 4.14 foram plotadas utilizando-se os valores da Tabela 4.5. A partir desta figura podem-se obter valores da constante NO_x_PM para os combustíveis B3, B10, B20, B50 e B100 nas diferentes condições de operação.

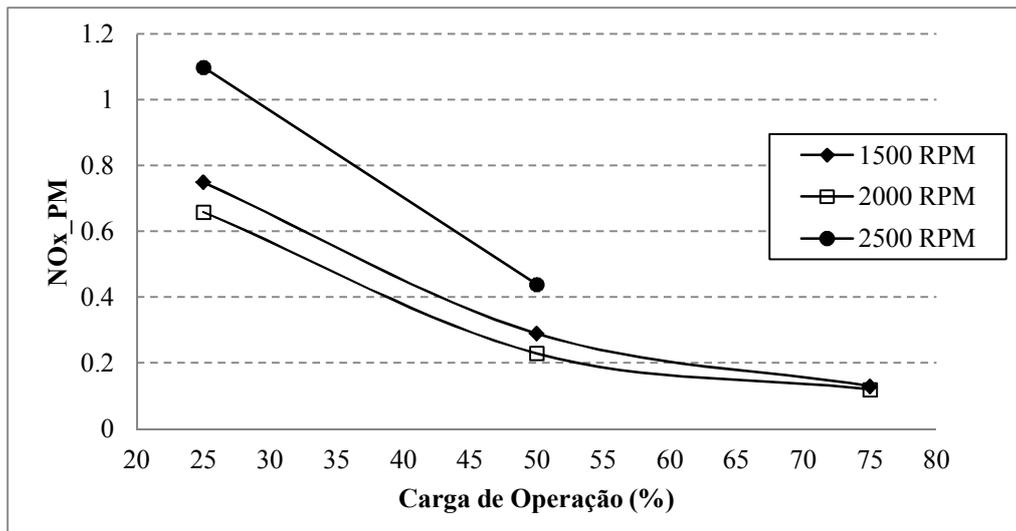


Figura 4.14 – Curva da constante NOx_PM em função da carga de operação.

4.2. Estudo numérico da influência das características de injeção de combustível e do bico injetor nas emissões de NOx

Nesta seção foram estudadas as influências do número de furos do bico injetor, do diâmetro do furo do bico injetor, da pressão de injeção, do início da injeção de combustível e do número de injeções do combustível nas emissões de NOx, na temperatura e no consumo específico de combustível. O estudo numérico foi realizado utilizando-se a modelagem validada na seção 4.2. O modelo de combustão MCC foi utilizado, neste estudo, por permitir a modificação de parâmetros tais como o número de furos do bico injetor, o diâmetro do furo do bico injetor, pressão de injeção, o início da injeção de combustível, a forma da razão de injeção e o número de injeções do combustível. A realização deste estudo numérico ajuda a diminuir o número de testes experimentais.

4.2.1. Influência da pressão de injeção

A Tabela V.1 (ver Apêndice V) mostra a influência da pressão de injeção de combustível nas emissões de NOx, na temperatura e no consumo específico indicado de combustível (ISFC) na condição de 50% de carga e 2000 RPM. Neste estudo, foram estabelecidos os seguintes valores: o número de furos do bico injetor igual a 5, o diâmetro dos furos do bico injetor igual a 0,12 mm, injeção única e início de injeção de combustível igual a 17°. Nos resultados desta simulação, observou-se que, ao aumentar a pressão de injeção, o consumo específico indicado de combustível diminuiu ligeiramente. No trabalho experimental de KANNAN e UDAYAKUMAR (2010) e

AGARWAL *et al.* (2013) observou-se que, ao aumentar a pressão de injeção, o consumo específico de combustível aumenta. No trabalho experimental de GUMUS *et al.* (2012) e HWANG *et al.* (2014) observou-se que, ao se aumentar a pressão de injeção, o consumo específico de combustível aumenta em alguns casos e em outros casos diminui. No trabalho experimental de AGARWAL *et al.* (2015) observou-se que, ao aumentar a pressão de injeção, o consumo específico de combustível diminui.

A Figura 4.15 mostra a influência da pressão de injeção nas emissões de NOx para os combustíveis B3, B10, B20, B50 e B100 na condição 50% de carga e 2000 RPM. Na Figura 4.15 observou-se que as emissões de NOx aumentaram com o acréscimo da pressão de injeção. Isto acontece porque a temperatura máxima no interior do cilindro aumenta com o acréscimo da pressão de injeção conforme mostrado na Figura 4.16. A temperatura máxima no interior do cilindro aumenta, pois a eficiência de combustão aumenta com o acréscimo da pressão de injeção. Os resultados de aumento das emissões de NOx com o acréscimo da pressão de injeção, conforme apresentado na Figura 4.15, foram observados também nos trabalhos experimentais de KANNAN e UDAYAKUMAR (2010), de GUMUS *et al.* (2012), de AGARWAL *et al.* (2013), de HWANG *et al.* (2014) e de AGARWAL *et al.* (2015).

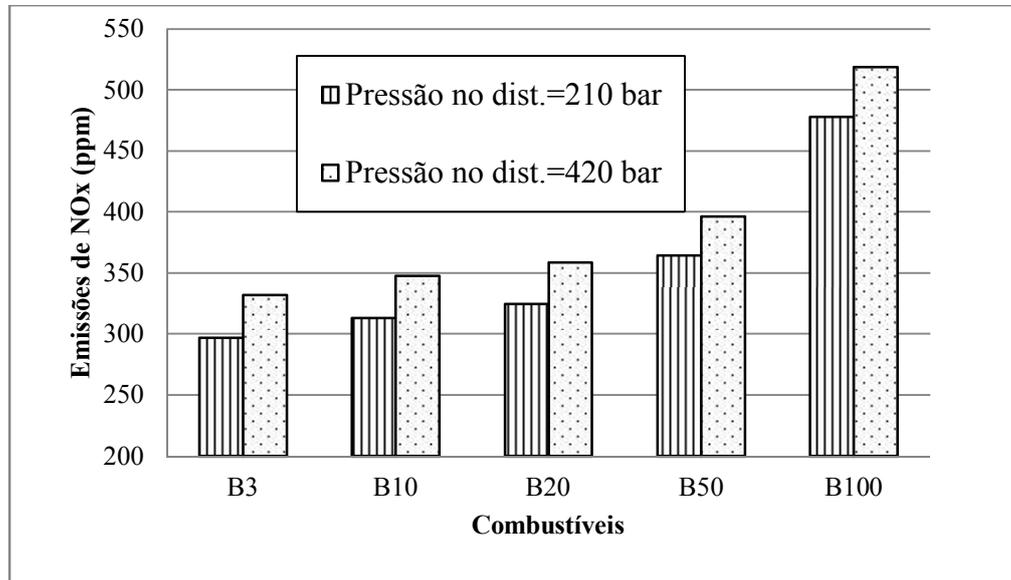


Figura 4.15 – Influência da pressão de injeção nas emissões de NOx para 50% de carga e 2000 RPM.

A Figura 4.16 mostra que a temperatura máxima no interior do cilindro aumenta com o acréscimo da pressão de injeção para os combustíveis B3, B10, B20, B50 e B100 na condição 50% de carga e 2000 RPM.

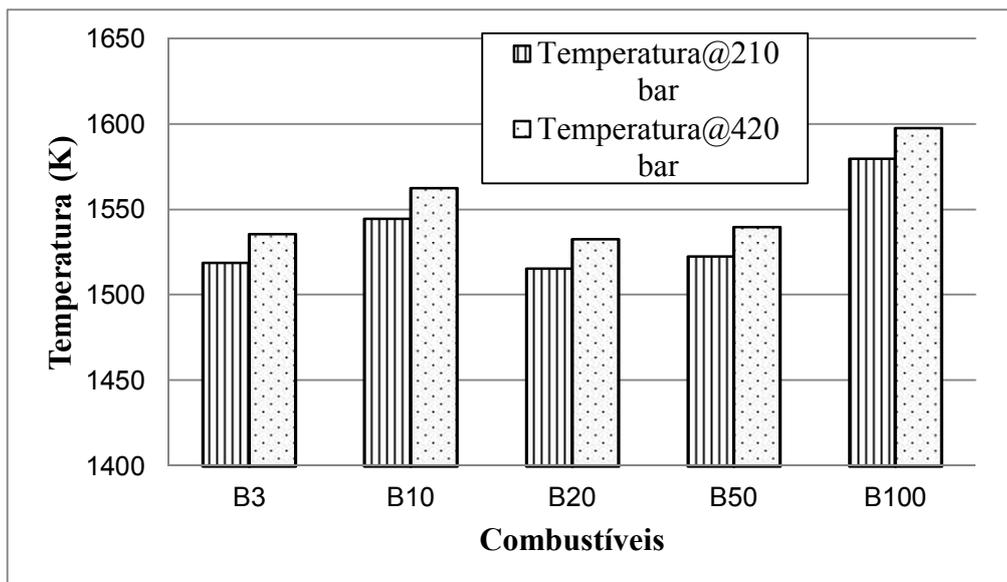


Figura 4.16 – Influência da pressão de injeção na temperatura máxima no interior do cilindro.

4.2.2. Influência do número de furos e do diâmetro do bico injetor

A Tabela V.2 (ver Apêndice V) mostra a influência do número de furos do bico injetor e do diâmetro dos furos do bico injetor nas emissões de NO_x, na temperatura e no consumo específico indicado de combustível (ISFC) na condição de 50% de carga e 2000 RPM. Os dados dos bicos injetores, mostrados na Tabela V.2, foram obtidos do bico DLLA 140 P1335 (5 furos) e do bico BDL130S 6003 (3 furos). Neste estudo, foram estabelecidos os seguintes valores: pressão de injeção igual a 210 bar, injeção única e início da injeção do combustível igual a 17° antes do ponto morto superior. Nos resultados desta simulação, observou-se que o consumo específico indicado de combustível aumentou com a diminuição do número de furos. As emissões de NO_x aumentaram com o aumento do número de furos do bico injetor. Isto acontece porque a temperatura máxima no interior do cilindro aumenta com o aumento do número de furos, conforme mostrado na Figura 4.18. A temperatura máxima no interior do cilindro aumenta, pois a eficiência de combustão aumenta com a diminuição do diâmetro dos furos do bico injetor, uma vez que as gotículas injetadas no interior do cilindro diminuem. No trabalho experimental de SAYIN *et al.* (2013) observou-se que o consumo específico de combustível diminuiu com o aumento do número de furos do bico injetor.

A Figura 4.17 mostra a influência do número de furos do bico injetor (Nro) e do diâmetro dos furos do bico injetor (Diam.) nas emissões de NO_x para os combustíveis

B3, B10, B20, B50 e B100 na condição 50% de carga e 2000 RPM. Os resultados do aumento das emissões de NOx ao se aumentar o número de furos do bico injetor, mostrados na Figura 4.17, foram observados também no trabalho experimental do SAYIN *et al.* (2013).

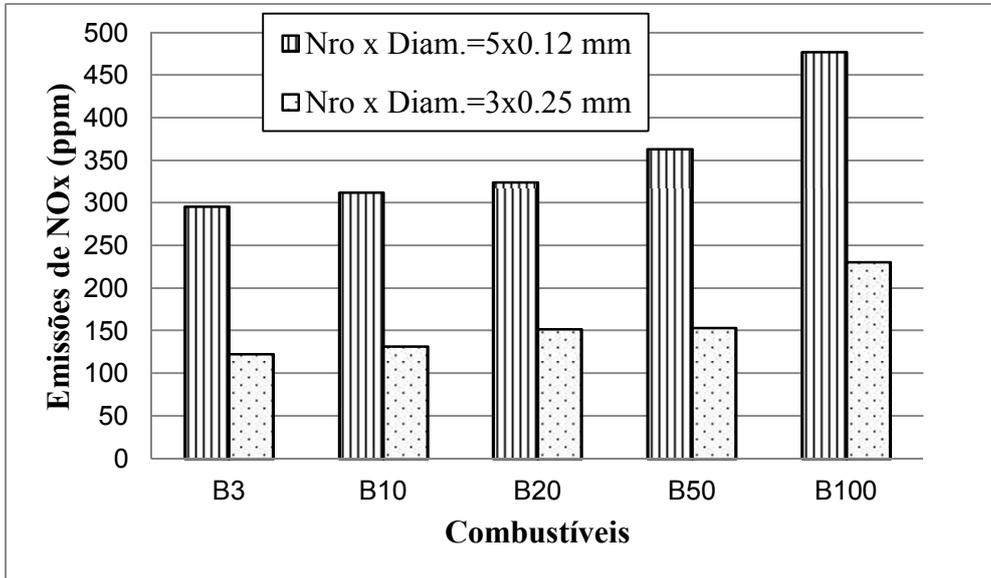


Figura 4.17 – Influência do número de furos e do diâmetro dos furos do bico injetor nas emissões de NOx para 50% de carga e 2000 RPM.

A Figura 4.18 mostra o aumento de temperatura máxima no interior do cilindro ao se aumentar o número de furos do bico injetor para os combustíveis B3, B10, B20, B50 e B100 na condição 50% de carga e 2000 RPM.

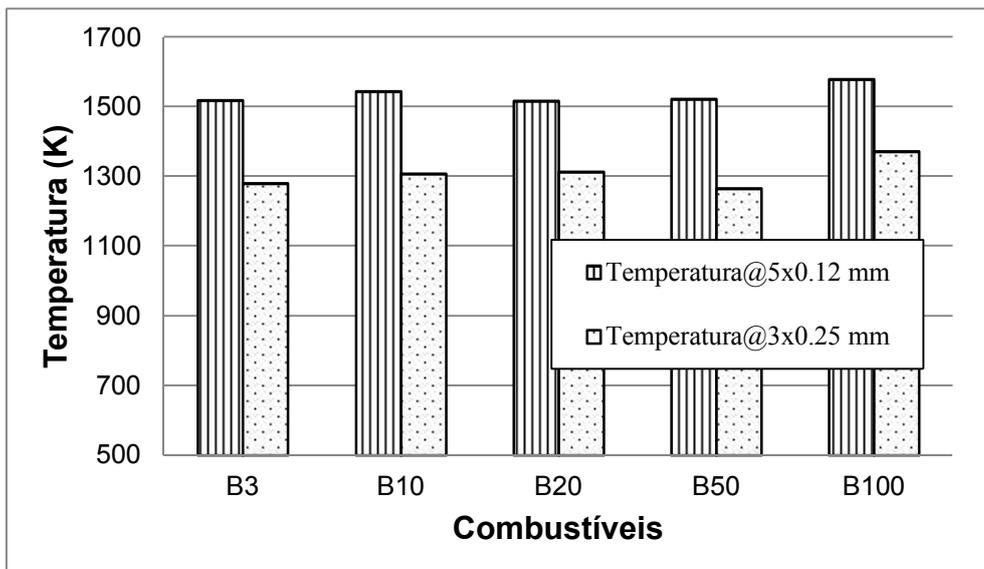


Figura 4.18 – Influência do número de furos e do diâmetro dos furos do bico injetor na temperatura máxima no interior do cilindro.

4.2.3. Influência do início de injeção de combustível

A Tabela V.3 (ver Apêndice V) mostra a influência do início de injeção de combustível nas emissões de NO_x, na temperatura e no consumo específico indicado de combustível (ISFC) na condição de 50% de carga e 2000 RPM. Neste estudo, foram estabelecidos os seguintes valores: número de furos do bico injetor igual a 5, diâmetro dos furos igual a 0.12 mm, pressão de injeção igual a 210 bar e injeção única. Nos resultados desta simulação observou-se que o consumo específico indicado de combustível aumenta ao se atrasar o início de injeção de combustível. As emissões de NO_x diminuem ao se atrasar o início de injeção de combustível. Isto acontece porque a temperatura máxima no interior do cilindro aumenta com o atraso do início de injeção de combustível, conforme mostrado na Figura 4.20. A temperatura máxima no interior do cilindro aumenta, pois a eficiência de combustão aumenta com o atraso do início de ignição, uma vez que o combustível injetado tem mais tempo para aquecer e se misturar com o ar. Nos trabalhos (experimentais ou numéricos) de AGARWAL *et al.* (2013) e de HARCH *et al.* (2014) observou-se que o consumo específico de combustível aumentou com ao se atrasar o início de injeção do combustível. No trabalho de HWANG *et al.* (2014) observou-se que o consumo específico de combustível diminuiu com o atraso do início de injeção de combustível. No trabalho experimental de AGARWAL *et al.* (2015) observou-se que o consumo específico de combustível diminuiu ao se passar de 24° APMS para 18° APMS e aumentou ao se passar de 18° APMS para 9° APMS.

A Figura 4.19 mostra a influência do início de injeção de combustível nas emissões de NO_x para os combustíveis B3, B10, B20, B50 e B100 na condição 50% de carga e 2000 RPM. Os resultados de diminuição das emissões de NO_x ao se atrasar o início de injeção de combustível para os ângulos 17° e 19° antes do ponto morto superior, mostrados na Figura 4.19, foram observados também nos trabalhos (experimentais ou numéricos) do JAYASHANKARA e GANESAN (2010), FERREIRA e SODRÉ (2013), AGARWAL *et al.* (2013), JEON *et al.* (2013), HWANG *et al.* (2014) e AGARWAL *et al.* (2015).

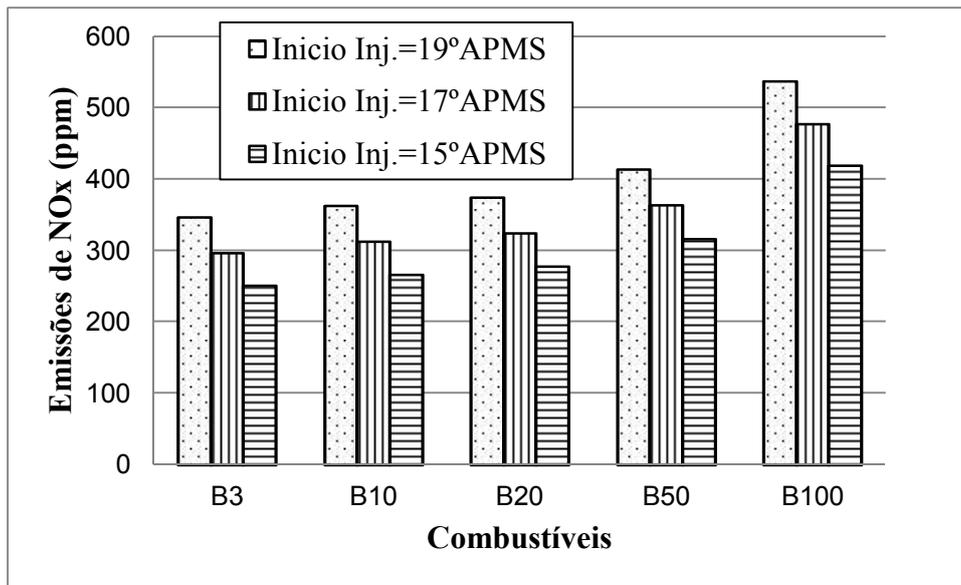


Figura 4.19 – Influência do início de injeção de combustível nas emissões de NOx para 50% de carga e 2000 RPM.

A Figura 4.20 mostra a diminuição da temperatura máxima no interior do cilindro ao se atrasar o início de injeção de combustível para os combustíveis B3, B10, B20, B50 e B100 na condição 50% de carga e 2000 RPM.

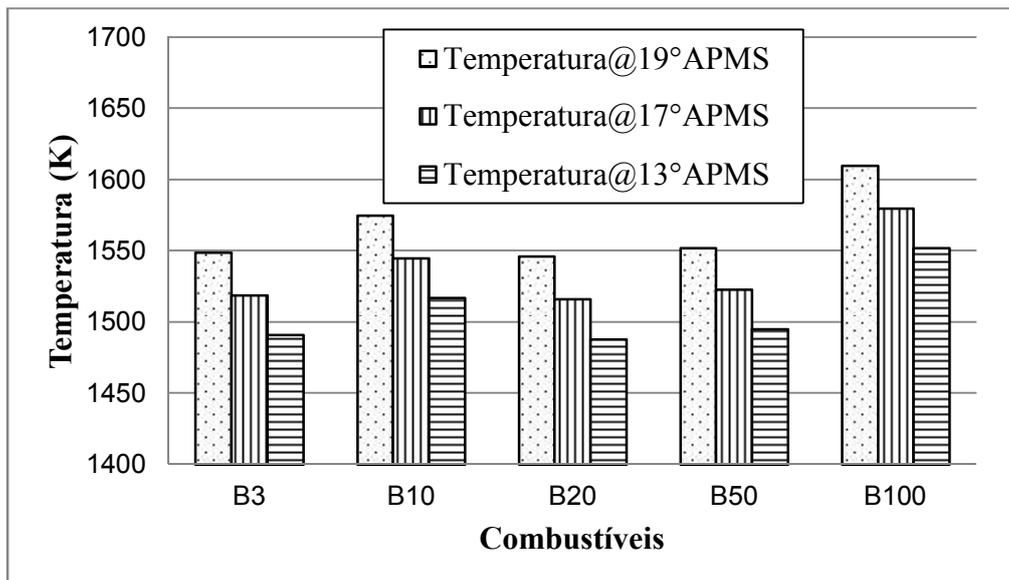


Figura 4.20 – Influência do início de injeção de combustível na temperatura máxima no interior do cilindro.

4.2.4. Influência do número de injeções de combustível

A Tabela V.4 (ver Apêndice V) mostra a influência do número de injeções de combustível nas emissões de NOx, na temperatura e no consumo específico indicado de combustível (ISFC) na condição de 50% de carga e 2000 RPM. Neste estudo, foram

estabelecidos os seguintes valores: número de furos do bico injetor igual a 5, diâmetro dos furos igual a 0.12 mm, pressão de injeção igual a 210 bar, início de injeção de combustível igual a 17° antes do ponto morto superior, no caso da injeção única, e, no caso da injeção dupla, início de injeção de combustível igual a 18° e 14° antes do ponto morto superior para a primeira injeção e segunda injeção, respectivamente. A Figura VI.8 (ver Apêndice VI) mostra a curva normalizada da razão de injeção utilizando-se duas injeções. Nos resultados desta simulação observou-se que o consumo específico indicado de combustível não muda com o aumento do número de injeções de combustível. As emissões de NOx diminuem com o aumento do número de injeções de combustível. Isto acontece porque a temperatura máxima no interior do cilindro diminui com o incremento do número de injeções de combustível, conforme mostrado na Figura 4.22. A temperatura máxima no interior do cilindro diminui, pois a queima da injeção piloto torna a injeção principal de combustível mais uniforme e homogênea quando se realiza injeção única. A redução da temperatura utilizando-se duas injeções nem sempre ocorre, pois essa depende dos ângulos da injeção piloto e da injeção principal. Nas simulações realizadas nesta tese observou-se que, para outros ângulos de injeção piloto e injeção principal, o consumo específico indicado de combustível diminui e as emissões de NOx aumentam. No trabalho numérico de HIWASE *et al.* (2013) observou-se que o consumo específico de combustível não mudou com o aumento do número de injeções.

A Figura 4.21 mostra a influência do número de injeções de combustível nas emissões de NOx para os combustíveis B3, B10, B20, B50 e B100 na condição 50% de carga e 2000 RPM. Os resultados de diminuição das emissões de NOx, ao se aumentar o número de injeções de combustível, na Figura 4.21, foram observados também nos trabalhos numéricos de HIWASE *et al.* (2013) e de MAGHBOULI *et al.* (2015). Nas simulações realizadas para este estudo, foi observado que houve casos onde as emissões de NOx diminuíram e outros onde as emissões de NOx aumentaram, dependendo da posição das injeções e da forma da razão de injeção.

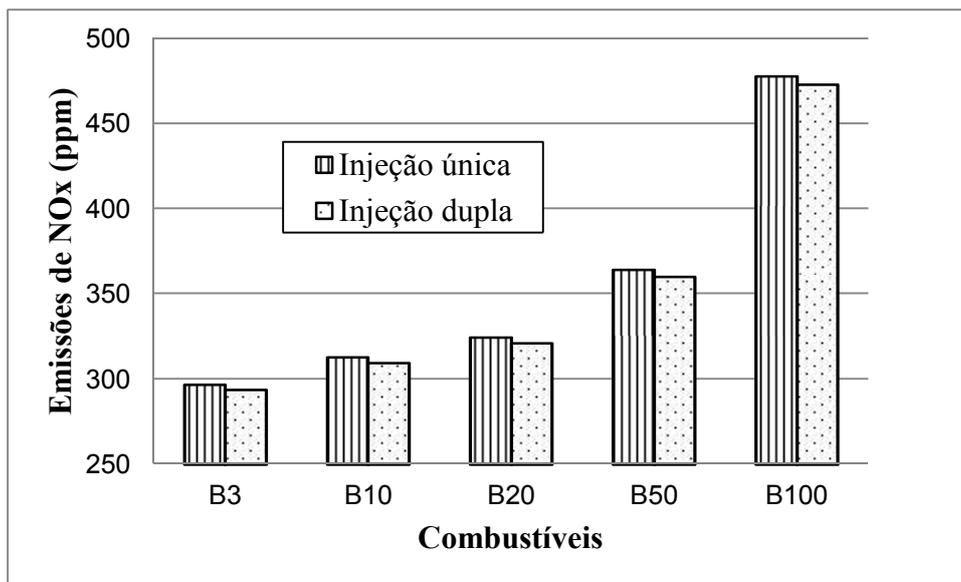


Figura 4.21 – Influência do número de injeções de combustível nas emissões de NOx para 50% de carga e 2000 RPM.

A Figura 4.22 mostra a diminuição da temperatura máxima no interior do cilindro em 1° ao se aumentar o número de injeções para os combustíveis B3, B10, B20, B50 e B100 na condição 50% de carga e 2000 RPM.

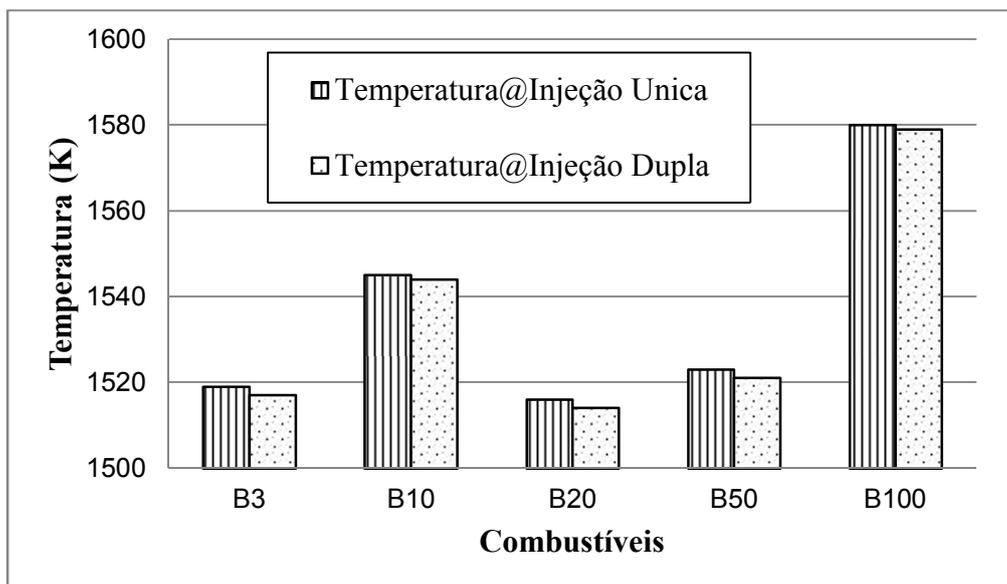


Figura 4.22 – Influência do número de injeções de combustível na temperatura máxima no interior do cilindro.

4.3. Estudo numérico das emissões de NOx do motor diesel operando com a mistura ternária óleo diesel-biodiesel-etanol

Nesta seção foram realizadas estimativas das emissões de NOx do motor diesel alimentado com D80B10E10 (80% de óleo diesel, 10% de biodiesel de Jatropha),

D70B10E20 (70% de óleo diesel, 10% de biodiesel de *Jatropha* e 20% de etanol), D50B20E30 (50% de óleo diesel, 20% de biodiesel de *Jatropha* e 30% de etanol) e D50B10E40 (50% de óleo diesel, 10% de biodiesel de *Jatropha* e 40% de etanol). A estimativa das emissões de NO_x utilizando a mistura ternária foi comparada com a estimativa das emissões de NO_x, utilizando-se B3 (97% de óleo diesel e 3% de biodiesel de soja), B10 (90% de óleo diesel e 10% de biodiesel de soja) e B20 (80% de óleo diesel e 20% de biodiesel de soja), obtidas na seção 4.2.2. A estimativa das emissões de NO_x foi realizada utilizando-se o modelo validado no programa de simulação AVL Boost (ver os itens 4.2.1 e 4.2.2). O modelo de combustão MCC foi utilizado neste estudo. Os valores da constante NO_x_PM para as misturas ternárias operando a 1500 RPM foram 0,76 para 25% de carga, 0,28 para 50% de carga e 0,12 para 75% de carga máxima.

As características das misturas ternárias, como massa específica, poder calorífico inferior, número de cetano, percentagem de oxigênio, percentagem de carbono, percentagem de hidrogênio e a relação estequiométrica ar-combustível foram obtidas no trabalho de HULWAN *et al.* (2010). Essas características estão apresentadas na Tabela 4.7.

Tabela 4.7 – Propriedades das misturas óleo diesel-biodiesel-etanol
(HULWAN *et al.*, 2010).

Combustível	Massa específica (kg/m ³)	PCI (kJ/kg)	Número de Cetano	%C	%H	%O	A/F esteq.
D80B10E10	837,8	42558	55	80,91	14,63	4,45	14,23
D70B10E20	832,87	39930	50	77,77	14,44	7,79	13,65
D50B20E30	834,55	38965	50	73,83	13,94	12,23	12,83
D50B10E40	820,4	36338	41	71,40	14,01	14,55	12,49

A Figura 4.23 mostra a estimativa das emissões de NO_x dos combustíveis B3, B10 e B20 para 1500 RPM e diferentes condições de operação (25%, 50% e 75%). Nesta figura pode-se observar que as emissões de NO_x aumentam com o aumento da percentagem de biodiesel. Isto ocorre porque o número de cetano e o consumo específico de combustível aumentam com o aumento da percentagem de biodiesel.

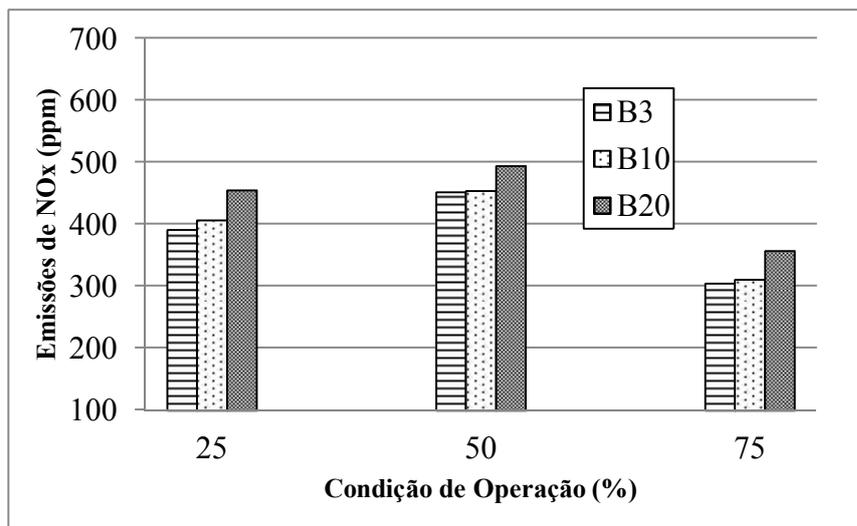


Figura 4.23 – Estimativa das emissões de NOx para B3, B10 e B20 nas condições de operação 25%, 50% e 75%/1500 RPM.

A Figura 4.24 mostra a estimativa das emissões de NOx dos combustíveis B10, D80B10E10, D70B10E20 e D50B10E40 para 1500 RPM em diferentes condições de operação (25%, 50% e 75%). Os resultados da estimativa das emissões de NOx utilizando-se a mistura ternária não foram satisfatórios, pois as emissões de NOx não devem diminuir com o aumento da percentagem de etanol na mistura. A maioria dos trabalhos experimentais encontrados na literatura mostra que, ao se aumentar a percentagem de etanol na mistura ternária, as emissões de NOx aumentam, embora, para pequenas percentagens de etanol e altas cargas de operação, as emissões de NOx diminuam. A limitação da estimativa das emissões de NOx foi a falta do consumo específico de combustível do motor AGRALÉ M95W operando com a mistura ternária. Nesta tese extrapolaram-se valores de consumo específico do combustível apresentados no trabalho de HULWAN *et al.* (2010), o que, infelizmente não se mostrou suficiente para obtenção de valores coerentes com a literatura. Por exemplo, no trabalho experimental de FANG *et al.* (2013), observou-se que as emissões de NOx, utilizando-se o combustível D80B10E10, diminuíram em relação ao do B10. No trabalho experimental de HULWAN *et al.* (2010), observaram-se que as emissões de NOx com o combustível D80B10E10 aumentaram quando o óleo diesel foi utilizado. No trabalho experimental de BARABÁS *et al.* (2010), observaram-se emissões de NOx com o D80B10E10 crescentes quando foi utilizado o óleo diesel para carga de operação média.

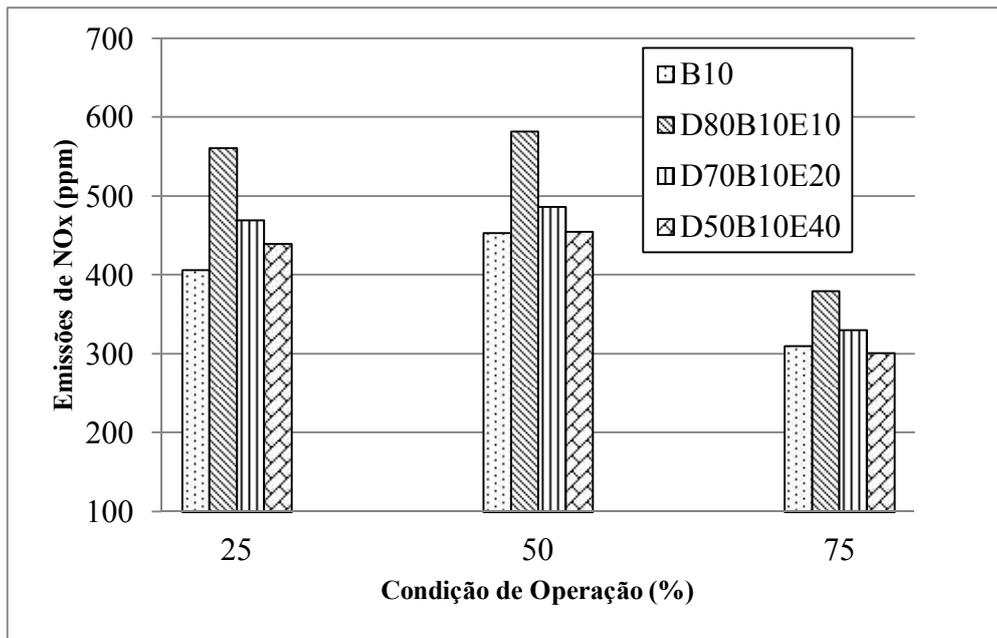


Figura 4.24 – Estimativa das emissões de NOx para B10, D80B10E10, D70B10E20 e D50B10E40 nas condições de operação 25%, 50% e 75%/1500 RPM.

5. CONCLUSÕES

Neste capítulo serão apresentadas as conclusões obtidas através da modelagem do motor, da estimativa das emissões de NO_x, do estudo numérico da influência de parâmetros no desempenho e emissões e do estudo numérico da mistura ternária óleo diesel-biodiesel-etanol.

5.1. Curvas de pressão no interior do cilindro

- As diferenças entre os valores experimentais de pressão máxima e os valores simulados (para os modelos de combustão Wiebe Duas Zonas e MCC) foram menores que 10%, conforme observado nos resultados dos trabalhos de BIRTAS e CHIRIAC (2011), de PANDEY *et al.* (2011), de NIKZADFAR e SHAMEKHI (2014) e de LEŠNIK *et al.* (2014). Os parâmetros a e m do modelo de combustão Wiebe Duas Zonas e os fatores de atraso de ignição e de combustão do modelo de combustão MCC foram considerados constantes para todos os combustíveis (B3, B10, B20, B50 e B100).

- As maiores diferenças encontradas entre as curvas simuladas e as curvas experimentais (para os modelos de combustão Wiebe Duas Zonas e MCC) foram observadas no início da combustão.

- O modelo de combustão recomendado para realizar a modelagem do motor diesel foi o modelo de combustão MCC, pois, após validação da modelagem do motor diesel, podem ser realizados estudos de influência de parâmetros (início de ignição, pressão de injeção, dimensões do bico injetor e número de injeções de combustível) no desempenho e nas emissões do motor diesel. Estes estudos não podem ser realizados utilizando-se o modelo de combustão Wiebe Duas Zonas.

5.2. Estimativa das emissões de NO_x utilizando o programa AVL Boost

- As emissões de NO_x foram calibradas utilizando-se as constantes NO_{x_M} e o NO_{x_PM}. Neste trabalho a constante NO_{x_M} foi considerada igual a 1 para todos os combustíveis em todas as condições de operação. Os valores de NO_{x_PM} foram considerados iguais para todos os combustíveis, assim como foi mostrado no item 4.2.2. O método de calibração foi satisfatório, pois os resultados das diferenças entre as emissões medidas e calculadas foram menores que 10% na maioria dos casos de estudo, assim como foram observados nos trabalhos de BORKOWSKI (2007), de SARAVANAN *et al.* (2012), de GUARDIOLA *et al.* (2011), de SARAVANAN *et al.*

(2012), de ISMAIL *et al.* (2013), de LEE e HUH (2013), de LEŠNIK *et al.* (2014), de NESHAT e SARAY (2014), NIKZADFAR e SHAMEKHI (2014) e de SAVVA e HOUNTALAS (2014).

- Ao se utilizar o valor médio das constantes NO_x_PM dos combustíveis B3, B10, B20, B50 e B100 para cada condição de operação na estimativa das emissões de NO_x, observaram-se resultados satisfatórios. No caso do modelo de combustão Wiebe Duas Zonas, observaram-se diferenças abaixo de 10% entre os valores medidos e estimados de NO_x para 82,5% dos casos comparados. No caso do modelo de combustão MCC, observaram-se diferenças abaixo de 10% entre os valores medidos e estimados de NO_x para 75% dos casos comparados. As maiores diferenças entre os valores de emissões de NO_x medidas e simuladas foram obtidas utilizando-se o combustível B100.

- Na estimativa das emissões de NO_x utilizando-se o modelo de combustão MCC, observou-se que o fator de combustão é um parâmetro que influi bastante nos resultados, pois este fator está diretamente relacionado com a temperatura da combustão.

- Utilizando-se o programa de simulação AVL Boost, foram obtidas curvas para o cálculo do parâmetro NO_x_PM em função da carga de operação e da rotação do motor para os combustíveis B3, B10, B20, B50 e B100 (ver seção 4.2.3 e 4.2.4).

5.3. Estudo numérico da influência das características da injeção de combustível e do bico injetor nas emissões de NO_x

O estudo numérico da influência das características da injeção de combustível e do bico injetor no consumo específico de combustível e nas emissões de NO_x foi realizado utilizando-se o programa de simulação AVL Boost.

- Os resultados do estudo numérico da influência da pressão de injeção no consumo específico e nas emissões de NO_x mostraram que o consumo específico de combustível diminuiu com o aumento da pressão de injeção, em concordância com os resultados apresentados nos trabalhos experimentais de GUMUS *et al.* (2012), de HWANG *et al.* (2014) e de AGARWAL *et al.* (2015). As emissões de NO_x aumentaram com o aumento da pressão de injeção, assim como nos trabalhos experimentais do de KANNAN e UDAYAKUMAR (2010), de GUMUS *et al.* (2012), de AGARWAL *et al.* (2013), de HWANG *et al.* (2014) e de AGARWAL *et al.* (2015). Isto acontece porque a temperatura máxima no interior do cilindro aumenta com o acréscimo da pressão de injeção conforme mostrado na Figura 4.16. A temperatura

máxima no interior do cilindro aumenta, pois a eficiência de combustão aumenta com o acréscimo da pressão de injeção.

- Os resultados do estudo numérico da influência do número de furos do bico injetor no consumo específico e nas emissões de NOx mostraram que o consumo específico de combustível diminuiu com o aumento do número de furos, assim como no trabalho experimental de SAYIN *et al.* (2013). As emissões de NOx aumentaram com o aumento do número de furos, assim como no trabalho experimental de SAYIN *et al.* (2013). Isto acontece porque a temperatura máxima no interior do cilindro aumenta com o aumento do número de furos conforme mostrado na Figura 4.18. A temperatura máxima no interior do cilindro aumenta, pois a eficiência de combustão aumenta com a diminuição do diâmetro dos furos do bico injetor, uma vez que as gotículas injetadas no interior do cilindro diminuem.

- Os resultados do estudo numérico da influência do início de injeção no consumo específico e nas emissões de NOx mostraram que o consumo específico de combustível aumentou com o atraso do início de injeção em concordância com os resultados dos trabalhos experimentais de AGARWAL *et al.* (2013), de HARCH *et al.* (2014) e de AGARWAL *et al.* (2015). As emissões de NOx diminuíram com o atraso do início de injeção, assim como nos trabalhos (experimentais ou numéricos) de JAYASHANKARA e GANESAN (2010), de FERREIRA e SODRÉ (2013), de AGARWAL *et al.* (2013), de JEON *et al.* (2013), de HWANG *et al.* (2014) e de AGARWAL *et al.* (2015). Isto acontece porque a temperatura máxima no interior do cilindro aumenta com o atraso do início de injeção de combustível, conforme mostrado na Figura 4.20. A temperatura máxima no interior do cilindro aumenta, pois a eficiência de combustão aumenta com o atraso do início de ignição, uma vez que o combustível injetado tem mais tempo para aquecer e se misturar com o ar.

- Os resultados do estudo numérico da influência do número de injeções no consumo específico e nas emissões de NOx mostraram que o consumo específico de combustível não mudou com o aumento do número de injeções, semelhante aos resultados encontrados no trabalho numérico de HIWASE *et al.* (2013). As emissões de NOx diminuíram ligeiramente com o aumento do número de injeções, no trabalho numérico do de HIWASE *et al.* (2013) e de MAGHBOULI *et al.* (2015, observando-se uma diminuição maior que a encontrada na simulação. Isto acontece porque a temperatura máxima no interior do cilindro diminui com o incremento do número de injeções de combustível, conforme mostrado na Figura 4.22. A temperatura máxima no

interior do cilindro diminui, pois a queima da injeção piloto torna a injeção principal de combustível mais uniforme e homogênea quando se realiza injeção única. A redução da temperatura utilizando-se duas injeções nem sempre ocorre, pois essa depende dos ângulos da injeção piloto e da injeção principal. Nas simulações realizadas nesta tese observou-se que, para outros ângulos de injeção piloto e injeção principal, o consumo específico indicado de combustível diminui e as emissões de NOx aumentam.

5.4. Estudo numérico das emissões de NOx do motor diesel operando com a mistura ternária óleo diesel-biodiesel-etanol

- Os resultados da estimativa das emissões de NOx, utilizando-se a mistura ternária, não foram satisfatórios, pois as emissões de NOx não devem diminuir com o aumento da percentagem de etanol na mistura ternária. A maioria dos trabalhos experimentais encontrados na literatura mostram que, com o aumento da percentagem de etanol na mistura ternária, as emissões de NOx aumentaram, embora, para pequenas percentagens de etanol e altas cargas de operação, as emissões de NOx diminuam.

- A limitação da estimativa das emissões de NOx foi a falta do consumo específico de combustível do motor AGRILE M95W operando com a mistura ternária. Nesta tese extrapolaram-se valores de consumo específico do combustível apresentados no trabalho de HULWAN *et al.* (2010), o que, infelizmente não se mostrou suficiente para obtenção de valores coerentes com a literatura.

5.5. Contribuição da Tese

- Modelo unidimensional empregado na realização das estimativas do desempenho e das emissões de NOx de um motor diesel alimentado com as misturas óleo diesel e biodiesel e mistura ternária de óleo diesel-biodiesel-etanol para diferentes condições de operação.

- Estudo e comparação de resultados de desempenho e emissões de NOx utilizando-se modelos de combustão Wiebe Duas Zonas e MCC com os resultados experimentais.

- Curvas das constantes de calibração (NOx_PM) na realização da estimativa das emissões de NOx para o motor diesel alimentado com as misturas óleo diesel e biodiesel para diferentes condições de operação.

- Modelo unidimensional do motor diesel capaz de realizar o estudo numérico da influência de parâmetros (início de ignição, pressão de injeção, dimensões do bico

injetor e número de injeções de combustível) no desempenho e nas emissões de NOx do motor.

5.6. Sugestões para trabalhos futuros

As propostas de trabalhos futuros que podem contribuir para a continuidade desta tese são mostradas a seguir:

- Realizar ensaios experimentais, alterando-se as características de injeção de combustível e do bico injetor no estudo do desempenho e das emissões de NOx do motor diesel AGRALE M95W operando com a mistura óleo diesel-biodiesel.

- Medir a curva de pressão de injeção em função do ângulo do eixo de manivelas, bem como a curva da razão de liberação de calor que nos permite determinar a capacidade de ignição pelo atraso de ignição da mistura óleo diesel-biodiesel em um motore diesel. O atraso de ignição é medido em função do ângulo do eixo de manivelas pela diferença entre o ponto de injeção de combustível (quando a pressão de injeção decresce) e o início do aumento da razão de liberação de calor (HEYWOOD, 1988). Isto está mostrado na Figura 5.1, pela diferença entre o ponto 1 e 2 medido na abcissa no gráfico (ângulo do eixo de manivelas) obtida por um aparelho de medida adequado ligado ao motor. Na Figura 5.1 pode-se observar também a faixa do aumento da pressão de combustão que é medido entre o ponto de início de injeção e o ponto do início do aumento da pressão de combustão (ponto 3 da Figura 5.1).

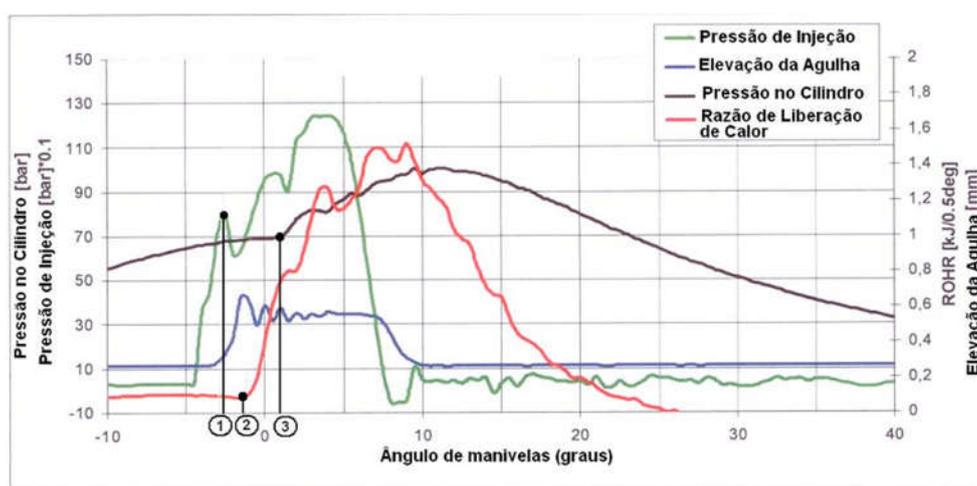


Figura 5.1 Diversas curvas medidas no interior do cilindro em função do ângulo do eixo de manivelas.

- Realizar ensaios experimentais no motor diesel AGRALE M95W operando com a mistura ternária (óleo diesel-biodiesel-etanol) e com óleo diesel. Utilizar percentagens de etanol entre 2% (v/v) e 10% (v/v). Aplicar o programa AVL Boost para

a simulação termodinâmica do ciclo de operação do motor utilizando esta mistura ternária e óleo diesel. Comparar os resultados da simulação com os obtidos experimentalmente.

- Utilizar na simulação termodinâmica do programa AVL Boost como dado de entrada a curva do levantamento da agulha em vez da curva normalizada da razão de injeção (que existe como opção no programa AVL Boost). Comparar os resultados de simulação de desempenho e emissões obtidas com as duas versões.

- Realizar a estimativa das emissões de NOx utilizando a recirculação dos gases de descarga.

- A fim de aprimorar a obtenção dos valores ótimos dos parâmetros citados no item 4.2 que influenciam nas emissões de NOx e no consumo específico de combustível realizar o acoplamento entre o programa de simulação AVL Boost e o programa MATLAB.

- Atualizar a versão do programa de simulação AVL Boost para incluir as misturas de óleo diesel e biodiesel e as características como massa específica e número de cetano.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ABAGNALE, C., *et al.*, 2014, “*Numerical simulation and experimental test of dual fuel operated diesel engines*”, Applied Thermal Engineering 65, 403-417.
- ADAILEH, W., *et al.*, 2012, “*Performance of Diesel Engine Fuelled by a Biodiesel Extracted From A Waste Cooking Oil*”, Energy Procedia 18, 1317 – 1334.
- AGARWAL, A., RAJAMANOCHARAN, K., 2009, “*Experimental investigations of performance and emissions of Karanja oil and its blends in a single cylinder agricultural diesel engine*”, Applied Energy 86 (2009), 106–112.
- AGARWAL, A., *et al.*, 2013, “*Effect of fuel injection timing and pressure on combustion, emissions and performance characteristics of a single cylinder diesel engine*”. Fuel 111, 374–383.
- AGARWAL, A., *et al.*, 2015, “*Effect of fuel injection pressure and injection timing of Karanja biodiesel blends on fuel spray, engine performance, emissions and combustion characteristics*”, Energy Conversion and Management 91, 302–314.
- AJANOVIC, A, HAAS, R., 2014, “*On the future prospects and limits of biofuels in Brazil, the US and EU*”, Applied Energy 135 (2014), 730–737.
- AL_DAWODY, M., BHATTI, S., 2014, “*Experimental and Computational Investigations for Combustion, Performance and Emission Parameters of a Diesel Engine Fueled with Soybean Biodiesel-Diesel Blends*”, Energy Procedia 52, 421 – 430.
- ALMEIDA, V. T.P. , 2012, “*Simulação computacional de emissões e desempenho de um motor diesel operando com óleo diesel e hidrogênio*”, Dissertação (Mestrado) - Pontificia Universidade Católica de Minas Gerais. Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica.
- ALPTEKIN, E., *et al.*, 2015, “*Using waste animal fat based biodiesels–bioethanol–diesel fuel blends in a DI diesel engine*”, Fuel 157 (2015), 245–254.
- ALTUN C. *et al.*, 2011, “*Effect of a Mixture of Biodiesel-Diesel-Ethanol as Fuel on Diesel Engine Emissions*”. 6th International Advanced Technologies Symposium (IATS’11), 16-18 May 2011, Elazığ, Turkey.
- AN, H., *et al.*, 2012, “*Combustion and emissions characteristics of diesel engine fueled by biodiesel at partial load conditions*”, Applied Energy 99, 363–371.

- AN, H., *et al.*, 2013, “*Performance, combustion and emission characteristics of biodiesel derived from waste cooking oils*”, *Applied Energy* 112 (2013), pp 493–499.
- AN, H., *et al.*, 2014, “*A numerical modeling on the emission characteristics of a diesel engine fueled by diesel and biodiesel blend fuels*”, *Applied Energy* 130, 458–465.
- AN, H., *et al.*, 2015, “*Effects of ethanol addition on biodiesel combustion: A modeling study*”, *Applied Energy* 143 (2015), 176–188.
- AN, H., *et al.*, 2015, “*Numerical modeling on a diesel engine fueled by biodiesel–methanol blends*”, *Energy Conversion and Management* 93, 100–108.
- ANDREE, A., PACHERNEGG, S., 1969, “*Ignition Conditions in Diesel Engines*”, SAE Technical Paper 690253.
- ANP - Agência Nacional de Petróleo Gás e Combustíveis Renováveis, 2015, *Biodiesel – Introdução*.
- ARMAS, O., *et al.*, 2011, “*Effect of an ethanol–biodiesel–diesel blend on a common rail injection system*”. *Fuel Processing Technology* 92 (2011), 2145–2153.
- ARREGLE, J., *et al.*, 2008, “*Sensitivity study of a NOx estimation model for on-board applications*”. SAE paper 2008-01-0640; 2008.
- ASPRION, J., *et al.*, 2013, “*A fast and accurate physics-based model for the NOx emissions of Diesel engines*”, *Applied Energy* 103 (2013), 221–233.
- AZAD, A., *et al.*, 2015, “*Prospect of biofuels as an alternative transport fuel in Australia*”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 43 (2015), 331–351.
- BARABÁS I. *et al.*, 2010, “*Performance and emission characteristics of an CI engine fueled with diesel–biodiesel–bioethanol blends*”. *Fuel* 89, pp 3827–3832.
- BARI, S., 2014, “*Performance, combustion and emission tests of a metro-bus running on biodiesel–ULSD blended (B20) fuel*”, *Applied Energy* 124 (2014), 35–43.
- BARRUFET M. A, SETIADARMA A., 2003, “*Reliable heavy oil-solvent viscosity mixing rules for viscosities up to 450 K, oil-solvent viscosity ratios up to 4×10^5 , and any solvent proportion*”. *Fluid Phase Equilibria* 2003;213:65–79.
- BEHÇET, R., 2011, “*Performance and emission study of waste anchovy fish biodiesel in a diesel engine*”, *Fuel Processing Technology* 92, 1187–1194.
- BENJUMEA P, *et al.*, 2008, “*Basic properties of palm oil biodiesel–diesel blends*”. *Fuel* 2008;87:2069–75.

- BIRGEL, A. *et al.*, 2008, “*Deposit Formation in the Holes of Diesel Injector Nozzles: A Critical Review*”, SAE Technical Paper 2008-01-2383.
- BIRTAS A., CHIRIAC, R., 2011, “*A Study Of Injection Timing For A Diesel Engine Operating With Gasoil And HRG Gas*”, U.P.B. Sci. Bull., Series D, Vol. 73, Iss. 4, 2011, ISSN 1454-2358.
- BLARIGAN, A., *et al.*, 2014, “*Spark-ignited engine NOx emissions in a low-nitrogen oxycombustion environment*”, Applied Energy 118, 22–31.
- BORKOWSKI, T., 2007, “*The NOx Emission Prediction in Diesel Exhaust for Large Bore Marine Engines*”, Journal of Polish CIMAC, Vol. 2, no 1,85-92.
- CAN, O., 2014, “*Combustion characteristics, performance and exhaust emissions of a diesel engine fueled with a waste cooking oil biodiesel mixture*”, Energy Conversion and Management 87, 676–686.
- CANAKCI, M., *et al.*, 2009, “*Prediction of performance and exhaust emissions of a diesel engine fueled with biodiesel produced from waste frying palm oil*”, Expert Systems with Applications 36 (2009), 9268–9280.
- CARESANA, F., *et al.*, 2011, “*Numerical method for assessing the potential of smart engine thermal management: Application to a medium-upper segment passenger car*”, Applied Thermal Engineering 31, pp. 3559 - 3568.
- CASTANHEIRA, E., *et al.*, 2014, “*Environmental sustainability of biodiesel in Brazil*”, Energy Policy 65 (2014), 680–691.
- CHAUHAN, B., *et al.*, 2013, “*A study on the performance and emission of a diesel engine fueled with Karanja biodiesel and its blends*”, Energy 56, 1 - 7.
- CHMELA F, ORTHABER G., 1999, “*Rate of heat release prediction for direct injection diesel engines based on purely mixing controlled combustion*”. SAE technical paper 1999-01-0186.
- CHIRIAC, R., APOSTOLESCU, N., 2013, “*Emissions of a diesel engine using B20 and effects of hydrogen addition*”, international journal of hydrogen energy 38 (2013) 13453 – 13462.
- CREMONEZ, P., *et al.*, 2015, “*Current scenario and prospects of use of liquid biofuels in South America*”, Renewable and Sustainable Energy Reviews 43 (2015), 352–362.
- CREMONEZ, P., *et al.*, 2015, “*Biodiesel production in Brazil: Current scenario and perspectives*”, Renewable and Sustainable Energy Reviews 42 (2015), 415–428.

- CRUZ, Y. R., 2009, “*Combustíveis alternativos: Mistura de etanol anidro ao óleo diesel para motores de ciclo diesel com sistema de injeção de bomba rotativa*”, Dissertação (Doutorado em Tecnologia de Processos Químicos e Bioquímicos) – Universidade Federal do Rio de Janeiro – UFRJ, Escola de Química – EQ.
- D'AMBROSIO, S., *et al.*, 2011, “*Calculation of mass emissions, oxygen mass fraction and thermal capacity of the inducted charge in SI and diesel engines from exhaust and intake gas analysis*”, *Fuel* 90 (2011), 152–166.
- D'AMBROSIO, S., *et al.*, 2014, “*A control-oriented real-time semi-empirical model for the prediction of NOx emissions in diesel engines*”, *Applied Energy* 130 (2014) 265–279.
- DE MENEZES E. W. *et al.*, 2006, “*Effect of ethers and ether/ethanol additives on the physicochemical properties of diesel fuel and on engine tests*”. *Fuel* 85, 815-822.
- DHAR, A., AGARWAL, A., 2014, “*Performance, emissions and combustion characteristics of Karanja biodiesel in a transportation engine*”, *Fuel* 119 (2014), 70–80.
- ELBEHRI, A., *et al.*, 2013, “*Biofuels and the sustainability challenge: a global assessment of sustainability issues, trends and policies for biofuels and related feedstocks*”, FAO; 2013. ISBN: 978-92-5-107414-5.
- EL-KASABY, M., *et al.*, 2013, “*Experimental investigations of ignition delay period and performance of a diesel engine operated with Jatropha oil biodiesel*”, *Alexandria Engineering Journal*, 52, 141–149.
- ESPADAFOR, F. *et al.*, 2012, “*Experimental analysis of low temperature combustion mode with diesel and biodiesel fuels: A method for reducing NOx and soot emissions*”, *Fuel Processing Technology* 103, 57–63.
- FANG, Q., *et al.*, 2013, “*Effects of ethanol-diesel-biodiesel blends on combustion and emissions in premixed low temperature combustion*”, *Applied Thermal Engineering* 54 (2013), 541- 548.
- FERREIRA, I., SODRÉ, J., 2013, “*Numerical study on injection timing for reduced emissions from an engine operating with diesel oil and hydrogen*”, 22nd International Congress of Mechanical Engineering (COBEM 2013) November 3-7, 2013, Ribeirão Preto, SP, Brazil.
- FERREIRA, V., *et al.*, 2013, “*Emissions analysis of a diesel engine powered with diesel, biodiesel blend and ethanol injected through intake air*”, 22nd

- International Congress of Mechanical Engineering (COBEM 2013), November 3-7, 2013, Ribeirão Preto, SP, Brazil.
- FINESSO, R., SPESSA, E., 2013, “*Estimation of the engine-out NO₂/NO_x ratio in a EURO VI diesel engine*”. SAE paper no. 2013-01-0317.
- FINESSO, R., SPESSA, E., 2014, “*A real time zero-dimensional diagnostic model for the calculation of in-cylinder temperatures, HRR and nitrogen oxides in diesel engines*”, Energy Conversion and Management 79, 498–510.
- FONTARAS, G., *et al.*, 2009, “Effects of biodiesel on passenger car fuel consumption, regulated and non-regulated pollutant emissions over legislated and real-world driving cycles”, Fuel 88 (2009), 1608–1617.
- FRAIOLI, V., *et al.*, 2014, “*Ethanol effect as premixed fuel in dual-fuel CI engines: Experimental and numerical investigations*”, Applied Energy 119 (2014), 394–404.
- GÄRTNER, U., *et al.*, 2002, “*Development and application of a semi-empirical NO_x model to various HD diesel engines*”. Thermo- and fluid dynamic processes in diesel engines 2. In: Selected papers from the THIESEL 2002 conference, Valencia, Spain; 11–13 September 2002.
- GÄRTNER, U., *et al.*, 2004, “*Development and Application of a Semi-Empirical NO_x Model to Various HD Diesel Engines*”, Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines 2, pp 285-312, Springer-Verlag Berlin Heidelberg.
- GHORBANPOUR, M., RASEKHI, R., 2013, “*A parametric investigation of HCCI combustion to reduce emissions and improve efficiency using a CFD model approach*”, Fuel 106 (2013), 157–165.
- GIAKOUMIS, E., *et al.*, 2012, “*Exhaust emissions of diesel engines operating under transient conditions with biodiesel fuel blends*”, Progress in Energy and Combustion Science 38, 691-715.
- GILL, S., *et al.*, 2012, “*Diesel emissions improvements through the use of biodiesel or oxygenated blending components*”, Fuel 95, 578–586.
- GUARDIOLA, C., *et al.*, 2011, “*Semiempirical in-cylinder pressure based model for NO_x prediction oriented to control applications*”, Applied Thermal Engineering 31, 3275 – 3286.
- GUARIEIRO, L., *et al.*, 2008, “*Carbonyl compounds emitted by a diesel engine fuelled with diesel and biodiesel– diesel blends: sampling optimization and emissions profile*”. Atmospheric Environment 42, 8211–8218.

- GUARIEIRO, L., *et al.*, 2009, “*Emission profile of 18 carbonyl compounds, CO, CO₂, and NO_x emitted by a diesel engine fuelled with diesel and ternary blends containing diesel, ethanol and biodiesel or vegetable oils*”. *Atmospheric Environment* 43 (2009), pp 2754–2761.
- GUMUS, M., *et al.*, 2012, “*The impact of fuel injection pressure on the exhaust emissions of a direct injection diesel engine fueled with biodiesel–diesel fuel blends*”, *Fuel* 95, 486–494.
- GUO, M., *et al.*, “*Bioenergy and biofuels: History, status, and perspective*”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 42 (2015) 712–725.
- GUZZELLA L., ONDER C. H. *et al.*, 2010, “*Introduction to Modeling and Control of Internal Combustion Engine System*”. Springer Verlag Berlin Heidelberg, Second Edition.
- HARCH, C., *et al.*, 2014, “*Modelling of Engine Performance Fuelled with Second Generation Biodiesel*”, *Procedia Engineering* 90, 459 – 465.
- HEYWOOD J. B., 1980, “*Engine combustion modeling - an overview*”, In: *Combustion Modeling in Reciprocating Engines*, Plenum Publishing Corporation, pp. 33-35, USA.
- HEYWOOD J. B., 1988, “*Internal Combustion Engine Fundamentals*”.1 ed., New York, USA, McGraw-Hill.
- HIWASE, S., *et al.*, 2013, “*Multidimensional Modeling of Direct Injection Diesel Engine with Split Multiple Stage Fuel Injections*”, *Procedia Engineering* 51, 670 – 675.
- HOEKMAN, S., ROBBINS, C., 2012, “*Review of the effects of biodiesel on NO_x emissions*”, *Fuel Processing Technology* 96, 237–249.
- HOW, H., *et al.*, 2014, “*Engine performance, emission and combustion characteristics of a common-rail diesel engine fuelled with bioethanol as a fuel additive in coconut oil biodiesel blends*”, *Energy Procedia* 61 (2014), 1655 – 1659.
- HULWAN D. *et al.*, 2010, “*Study on properties improvement and performance benefit of diesel-ethanol-biodiesel blends with higher percentage of ethanol in a multicylinder IDI diesel engine*”. *International Journal of Advanced Engineering Technology*, E-ISSN 0976-3945.
- HULWAN D. B., JOSHI S. V., 2011, “*Performance, emission and combustion characteristic of a multicylinder DI diesel engine running on diesel–ethanol–biodiesel blends of high ethanol content*”. *Applied Energy* 88, 5042-5055.

- HUSSAN, Md., *et al.*, 2013, “Tailoring key fuel properties of diesel-biodiesel-ethanol blends for diesel engine”, *Journal of Cleaner Production* 51 (2013), 118 - 125.
- HWANG, J., *et al.*, 2014, “*Effect of injection parameters on the combustion and emission characteristics in a common-rail direct injection diesel engine fueled with waste cooking oil biodiesel*”, *Renewable Energy* 63, 9 - 17.
- ICLODEAN C., BURNETE, N., 2012, “*Computer Simulation of CI Engines Fuelled With Biofuels by Modelling Injection iRateLaw*”, *Research Journal of Agricultural Science*, 44 (1).
- ICLODEAN C., BURNETE, N., 2012, “*Optimization of combustion parameters for CI engines by computer modelling*”, *Research Journal of Agricultural Science*, 44 (1).
- ILIEV, S., 2014, “*Developing of a 1-D combustion model and study of engine characteristics using ethanol-gasoline blends*”, *Proceedings of the World Congress on Engineers 2014, Vol II, WCE 2014/ 978-988-19253-5-0*.
- ILIEV, S., 2015, “*A Comparison of Ethanol and Methanol Blending with Gasoline Using a 1-D Engine Model*”, *Procedia Engineering* 100, 1013 – 1022.
- IMTENAN, S., *et al.*, 2014a, “*Emission and performance improvement analysis of biodiesel-diesel blends with additives*”, *Procedia Engineering*, 90, 472 – 477.
- IMTENAN, S., *et al.*, 2014b, “*Impact of oxygenated additives to palm and jatropha biodiesel blends in the context of performance and emissions characteristics of a light-duty diesel engine*”, *Energy Conversion and Management* 83 (2014), 149–158.
- ISMAIL, H., *et al.*, 2013, “*Development of a reduced biodiesel combustion kinetics mechanism for CFD modelling of a light-duty diesel engine*”, *Fuel* 106, 388–400.
- JAFARMADAR, S., 2013, “*Three-dimensional modeling and exergy analysis in Combustion Chambers of an indirect injection diesel engine*”, *Fuel* 107 (2013), 439–447.
- JAYASHANKARA, B., GANESAN, V., 2010, “*Effect of fuel injection timing and intake pressure on the performance of a DI diesel engine – A parametric study using CFD*”, *Energy Conversion and Management* 51, 1835–1848.
- JEON, J., *et al.*, 2013, “*Flame temperature distributions of biodiesel fuel in a single-cylinder diesel engine*”, *Fuel Processing Technology* 110, 227–234.

- KANNAN, K., UDAYAKUMAR, M., 2010, “*experimental study of the effect of fuel injection pressure on diesel engine performance and emission*”, ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences, Vol. 5, No. 5, ISSN 1819-6608.
- KANNAN, D., *et al.*, 2012, “Theoretical and experimental investigation of diesel engine performance, combustion and emissions analysis fuelled with the blends of ethanol, diesel and jatropha methyl ester”, Energy Conversion and Management 53 (2012), 322–331.
- KEGL, B., 2006, “*Numerical analysis of injection characteristics using biodiesel fuel*”, Fuel 85 (2006), 2377–2387.
- KOC, A., *et al.*, 2013, “*Performance and NOx emissions of a diesel engine fueled with biodiesel-diesel-water nano emulsions*”, Fuel Processing Technology 109, 70–77.
- KOC, A., ABDULLAH, M., 2014, “*Performance of a 4-cylinder diesel engine running on tire oil–biodiesel–diesel blend*”, Fuel Processing Technology 118 (2014), 264–269.
- KOZARAC, D., *et al.*, 2014, “*Analysis of benefits of using internal exhaust gas recirculation in biogas-fueled HCCI engines*”, Energy Conversion and Management 87, 1186–1194.
- KRISHNAN, A., *et al.*, 2006, “*Prediction of NOx reduction with exhaust gas recirculation using the flame temperature correlation technique*”. In: Proceedings of the national conference on advances in mechanical engineering, Kota, India. ECKAME-2006-T-23; March 18–19, 2006. pp. 378–85.
- KRZYSZTOF Z. *et al.*, 2006, “*Influence of Burn Profile on the Precision of 1-D Engine Cycle Simulation*”. Journal of KONES Power train and Transport, Vol. 13, No. 2.
- KWANCHAREON P. *et al.*, 2007, “*Solubility of a diesel–biodiesel–ethanol blend, its fuel properties, and its emission characteristics from diesel engine*”. Fuel 86 (2007), pp 1053–1061.
- LABECKAS G. *et al.*, 2011, “*Performance and emission characteristics of diesel engine fuelled with ethanol-diesel-biodiesel blend*”. ENGINEERING FOR RURAL DEVELOPMENT, Jelgava, 26.-27.05.2011.
- LABECKAS, G., *et al.*, 2014, “*The effect of ethanol–diesel–biodiesel blends on combustion, performance and emissions of a direct injection diesel engine*”, Energy Conversion and Management 79 (2014), 698–720.

- LAPUERTA, M., *et al.*, 2009, “*Effect of ethanol on blending stability and diesel engine emissions*”. *Energy Fuels* 2009;23(9):4343–54.
- LAKSHMINARAYANAN, P., AGHAV, Y., 2009, “*Modelling Diesel Combustion*”, Mechanical Engineering Series, Springer.
- LAVOIE, G., *et al.*, 1970, “*Experimental and Theoretical Investigation of Nitric Oxide Formation in Internal Combustion Engines*”. *Combust Sci Tech*, vol 1, pp 313-326.
- LEE, W., *et al.*, 2011, “*Assessment of energy performance and air pollutant emissions in a diesel engine generator fueled with water-containing ethanol-biodiesel-diesel blend of fuels*”, *Energy* 36 (2011), 5591 - 5599.
- LEE, Y., HUH, K., 2013, “*Numerical study on spray and combustion characteristics of diesel and soy-based biodiesel in a CI engine*”, *Fuel* 113, 537–545.
- LEI, J., *et al.*, 2011, “*Performance and Emission Characteristics of Diesel Engine Fueled with Ethanol-Diesel Blends in Different Altitude Regions*”, Hindawi Publishing Corporation, *Journal of Biomedicine and Biotechnology*, Volume 2011, Article ID 417421, 10 pages.
- LEŠNIK, L., *et al.*, 2013, “*The influence of biodiesel fuel on injection characteristics, diesel engine performance, and emission formation*”, *Applied Energy* 111, 558–570.
- LEŠNIK, L., *et al.*, 2014, “*Numerical and experimental study of combustion, performance and emission characteristics of a heavy-duty DI diesel engine running on diesel, biodiesel and their blends*”, *Energy Conversion and Management* 81, 534–546.
- LIN J. *et al.*, 2013, “*Profit and policy implications of producing biodiesel–ethanol–diesel fuel blends to specification*”, *Applied Energy*, 104, 936–944.
- LOPES, M., *et al.*, 2014, “*Emissions characterization from EURO 5 diesel/biodiesel passenger car operating under the new European driving cycle*”, *Atmospheric Environment* 84 (2014), 339 - 348.
- LUGHOFER, E., *et al.*, 2011, “*Identifying static and dynamic prediction models for NOx emissions with evolving fuzzy systems*”, *Applied Soft Computing* 11, 2487–2500.
- MACOR, A., *et al.*, 2011, “*Effects of 30% v/v biodiesel/diesel fuel blend on regulated and unregulated pollutant emissions from diesel engines*”. *Applied Energy* 88 (2011), 4989–5001

- MAGHBOULI, A., *et al.*, 2015, “*Effects of injection strategies and fuel injector configuration on combustion and emission characteristics of a D.I. diesel engine fueled by bio-diesel*”, *Renewable Energy* 76, 687 - 698.
- MELO, T., 2012, “*Análise Experimental e Simulação Computacional de um Motor Flex Operando com Diferentes Misturas de Etanol Hidratado na Gasolina*”, Tese (doutorado) – UFRJ/ COPPE/ Programa de Engenharia Mecânica.
- MOHAMMADHASSANI, J., *et al.*, 2015, “*Prediction and reduction of diesel engine emissions using a combined ANN–ACO method*”, *Applied Soft Computing* 34, 139–150.
- MURUGESAN, A., *et al.*, 2009, “*Bio-diesel as an alternative fuel for diesel engines—A review*”. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 13 (2009), 653–662.
- NESHAT, E., SARAY, R., 2014, “*Development of a new multi zone model for prediction of HCCI (homogenous charge compression ignition) engine combustion, performance and emission characteristics*”, *Energy* 73 (2014), 325-339.
- NG, H., *et al.*, 2013, “*Simulation of biodiesel combustion in a light-duty diesel engine using integrated compact biodiesel–diesel reaction mechanism*”, *Applied Energy* 102, 1275–1287.
- NIKZADFAR, K., SHAMEKHI, A., 2014, “*Investigating the relative contribution of operational parameters on performance and emissions of a common-rail diesel engine using neural network*”, *Fuel* 125, 116–128.
- ÖZENER, O., *et al.*, 2014, “*Effects of soybean biodiesel on a DI diesel engine performance, emission and combustion characteristics*”, *Fuel* 115, 875–883.
- ÖZKAN, M., *et al.*, 2013, “*Experimental study on energy and exergy analyses of a diesel engine performed with multiple injection strategies: Effect of pre-injection timing*”, *Applied Thermal Engineering* 53, 21-30.
- ÖZTÜRK, E., 2015, “*Performance, emissions, combustion and injection characteristics of a diesel engine fuelled with canola oil–hazelnut soapstock biodiesel mixture*”, *Fuel Processing Technology* 129, 183–191.
- PANDEY, S., *et al.*, 2011, “*Quasi-Dimensional Modelling and Parametric Studies of a Heavy-Duty HCCI Engine*”, Hindawi Publishing Corporation *Journal of Combustion* Volume 2011, Article ID 216762, 10 pages.

- PANG X. *et al.*, 2006, “*Characteristics of carbonyl compounds emission from a diesel-engine using biodiesel–ethanol–diesel as fuel*”. *Atmospheric Environment* 40 (2006), pp 7057–7065.
- PARK, W., *et al.*, 2013, “*Prediction of real-time NO based on the in-cylinder pressure in Diesel engines*”, *Proceedings of the Combustion Institute* 34, 3075–3082.
- PATTAS, K., HAFNER, G., 1973, “*Stickoxidbildung bei der ottomotorischen Verbrennung*“, *MTZ*, v. 12, pp. 397-404.
- PIDOL, L., *et al.*, 2012, “*Ethanol–biodiesel–Diesel fuel blends: Performances and emissions in conventional Diesel and advanced Low Temperature Combustions*”, *Fuel* 93 (2012), 329–338.
- QI D. H. *et al.*, 2009, “*Combustion and performance evaluation of a diesel engine fueled with biodiesel produced from soybean crude oil*”. *Renewable Energy* 34 (2009), 2706–2713.
- RAKOPOULOS, C., *et al.*, 2006, “*Comparative performance and emissions study of a direct injection Diesel engine using blends of Diesel fuel with vegetable oils or bio-diesels of various origins*”. *Energy Conversion and Management* 47 (2006), pp 3272–328.
- RAKOPOULOS, D., *et al.*, 2014, “*Influence of properties of various common bio-fuels on the combustion and emission characteristics of high-speed DI (direct injection) diesel engine: Vegetable oil, bio-diesel, ethanol, n-butanol, diethyl ether*”, *Energy* 73 (2014), 354 - 366.
- RAMÍREZ, A., *et al.*, 2012, “*Investigation of the Effects of Rate of Injection on Combustion Phasing and Emission Characteristics: Experimental and Numerical Study*”, *Spring Technical Meeting of the Central States Section of the Combustion Institute*, April 22–24.
- RANDAZZO M., SODRÉ J., 2011, “*Exhaust emissions from a diesel powered vehicle fuelled by soybean biodiesel blends (B3–B20) with ethanol as an additive (B20E2–B20E5)*”. *Fuel* 90 (2011), pp 98–103.
- RAO, V., HONNERY, D., 2013, “*A comparison of two NOx prediction schemes for use in diesel engine thermodynamic modeling*”, *Fuel* 107, 662–670.
- RASHEDUL, H., *et al.*, 2014, “*The effect of additives on properties, performance and emission of biodiesel fuelled compression ignition engine*”, *Energy Conversion and Management* 88 (2014) 348–364.

- ROSA, H., *et al.*, 2014, “*Biodiesel produced from crambe oil in Brazil—A study of performance and emissions in a diesel cycle engine generator*”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 38 (2014), 651–655.
- ROY, M., *et al.*, 2014, “*Performance and emissions of a diesel engine fueled by biodiesel–diesel, biodiesel–diesel-additive and kerosene–biodiesel blends*”, *Energy Conversion and Management*, 84, 164–173.
- SARAVANAN, S., *et al.*, 2012, “*Correlation for thermal NO_x formation in compression ignition (CI) engine fuelled with diesel and biodiesel*”, *Energy* 42 (2012), 401-410.
- SATGÉ DE CARO *et al.*, 2001, “*Interest of combining an additive with diesel–ethanol blends for use in diesel engines*”. *Fuel* 80 (2001), pp 565–574.
- SAVVA, N. S., HOUNTALAS, D. T., 2014, “*Evolution and application of a pseudo-multi-zone model for the prediction of NO_x emissions from large-scale diesel engines at various operating conditions*”, *Energy Conversion and Management* 85 (2014) 373–388.
- SAYIN, C., *et al.*, 2013, “*Influence of injector hole number on the performance and emissions of a DI diesel engine fueled with biodiesel-diesel fuel blends*”, *Applied Thermal Engineering* 61, 121 - 128.
- SCAIFE, M., *et al.*, 2015, “*Algal biofuels in Canada: Status and potential*”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 44 (2015), 620–642.
- SCAPPIN, F., *et al.*, 2012, “*Validation of a zero-dimensional model for prediction of NO_x and engine performance for electronically controlled marine two-stroke diesel engines*”, *Applied Thermal Engineering* 37, 344e352.
- SEMWAL P. B., VARSHNEY R. G., 1995, “*Predictions of pour, cloud and cold filter plugging point for future diesel fuels with application to diesel blending models*”. *Fuel* 1995; 74:437–44.
- SHAHIR, S., *et al.*, 2014, “*Feasibility of diesel–biodiesel–ethanol/bioethanol blend as existing CI engine fuel: An assessment of properties, material compatibility, safety and combustion*”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 32 (2014), 379–395.
- SHENGHUA, L., *et al.*, 2000, “*Simulating the Effects of Fuel Injection Characteristics on DI Diesel Engine Emissions*”, Seoul 2000 FISITA World Automotive Congress, June 12-15, 2000, Seoul, Korea.

- SHI, X., *et al.*, 2005, “*Emission characteristics using methyl soyate–ethanol–diesel fuel blends on a diesel engine*”. *Fuel* 84 (2005), 1543–1549.
- SHI, X., *et al.*, 2006, Emission reduction potential of using ethanol–biodiesel–diesel fuel blend on a heavy-duty diesel engine. *Atmospheric Environment* 40 (2006) 2567–2574.
- SHU W. R., 1984, “*A viscosity correlation for mixtures of heavy oil, bitumen, and petroleum fractions*”, *SPEJ* (June 1984) 277–282.
- SHUDO, T., SUZUKI, H., 2002, “*Applicability of heat transfer equations to hydrogen combustion*”, *Society of Automotive Engineers of Japan*, v.23, n. 3, July, pp. 303-308.
- SONG, H., *et al.*, 2012, “*Comparisons of NO emissions and soot concentrations from biodiesel-fuelled diesel engine*”, *Fuel* 96, 446–453.
- SORATE, K., BHALE, P., 2015, “*Biodiesel properties and automotive system compatibility issues*”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 41 (2015) 777–798.
- SOUZA JUNIOR, G., 2009, “*Simulação Termodinâmica De Motores Diesel Utilizando Óleo Diesel E Biodiesel Para Verificação Dos Parâmetros De Desempenho E Emissões*” Dissertação de Mestrado, COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- STIESCH G., 2003, “*Modeling Engine Spray and Combustion Processes*”, ISBN 3-540-00682-6, Springer Verlag Berlin Heidelberg New York.
- TAGHAVIFAR, H., *et al.*, 2014, “*Modeling the impact of in-cylinder combustion parameters of DI engines on soot and NOx emissions at rated EGR levels using ANN approach*”, *Energy Conversion and Management* 87, 1–9.
- TÜCCAR, G., *et al.*, 2014, “*Diesel engine emissions and performance from blends of citrus sinensis biodiesel and diesel fuel*”, *Fuel* 132, 7–11.
- TURKCAN, A., CANAKCI, M., 2011, “*Combustion Characteristics of an Indirect Injection (IDI) Diesel Engine Fueled with Ethanol/Diesel and Methanol/Diesel Blends at Different Injection Timings*”, *World renewable energy congress 2011*, Sweden, 8-13 May, Linkoping, Sweden.
- VALLINAYAGAM, R., *et al.*, 2014, “*Pine oil–biodiesel blends: A double biofuel strategy to completely eliminate the use of diesel in a diesel engine*”, *Applied Energy* 130, 466–473.

- VOICU A., CHIRIAC, R., 2012, “*A Numerical Simulation Of The Influence Of Injection Characteristics On Performance And Emissions Of A Tractor Diesel Engine*”, U.P.B. Sci. Bull., Series D, Vol. 74, Iss. 3, 2012, ISSN 1454-2358.
- WAHONO, B., OGAI, H., 2014, “*Combustion Model and Control Parameter Optimization Methods for Single Cylinder Diesel Engine*”, Hindawi Publishing Corporation Journal of Optimization, Volume 2014, Article ID 135163, 9 pages.
- WANG, W., *et al.*, 2000, “*Emissions from nine heavy trucks fueled by diesel and biodiesel blend without engine modification*”. Environ Sci Technol 2000, 34, 933–9.
- WANG, X., *et al.*, 2011, “*Effects of ultra-high injection pressure and micro-hole nozzle on flame structure and soot formation of impinging diesel spray*”, Applied Energy 88, 1620–1628.
- WEERACHANCHAI P, *et al.*, 2009, “*Phase behaviors and fuel properties of bio-oil–diesel–alcohol blends*”. World Academy of Science, Engineering and Technology 2009;56:387–93.
- WEN H. *et al.*, 2004, “*Multidimensional modeling of Dimethyl Ether (DME) spray combustion in DI diesel engine*”, Journal of Zhejiang University SCIENCE, ISSN 1009-3095.
- YILMAZ, N., 2012, “*Comparative analysis of biodiesel-ethanol-diesel and Biodiesel-methanol-diesel blends in a diesel engine*”. Energy 40 (2012), pp 210-213.
- YILMAZ, N., 2014, “*Investigation of CI engine emissions in biodiesel–ethanol–diesel blends as a function of ethanol concentration*”, Fuel 115 (2014), 790–793.
- YOSHIDA, H., DE LISBOA, F., 2013, “*Comparative Performance of a Diesel Cycle Engine Using Blends of Diesel and Biodiesel*”. 22nd International Congress of Mechanical Engineering (COBEM 2013). November 3-7, 2013, Ribeirão Preto, SP, Brazil.
- ZHANG *et al.*, 2004, “*Preparation and emission characteristics of ethanol-diesel fuel blends*”. Journal of Environmental Sciences Vol. 16, No. 5, pp. 793–79.

APÊNDICE I

RESULTADOS ENCONTRADOS PARA A PRESSÃO NO CILINDRO

A Figura I.1 mostra os resultados experimentais da pressão no interior do cilindro em função do ângulo do eixo de manivelas para os combustíveis B3, B10, B20, B50 e B100 na condição de operação 25% de carga 1500 RPM. Este resultado experimental foi obtido do trabalho do SOUZA JUNIOR (2009).

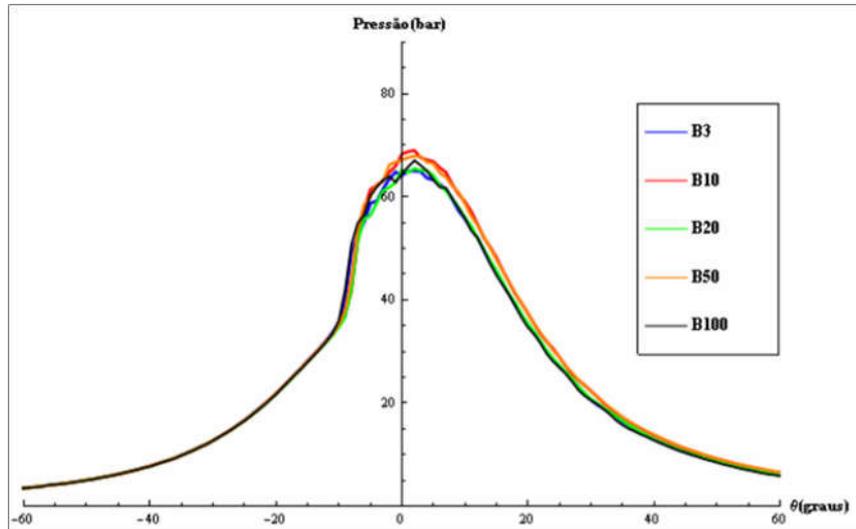


Figura I.1 –Gráfico P x θ experimental para os combustíveis B3, B10, B20, B50 e B100 com 25% de carga e 1500 RPM (SOUZA JUNIOR, 2009).

A Figura I.2 mostra os resultados experimentais da pressão no interior do cilindro em função do ângulo do eixo de manivelas para os combustíveis B3, B10, B20, B50 e B100 na condição de operação 50% de carga 1500 RPM. Este resultado experimental foi obtido do trabalho do SOUZA JUNIOR (2009).

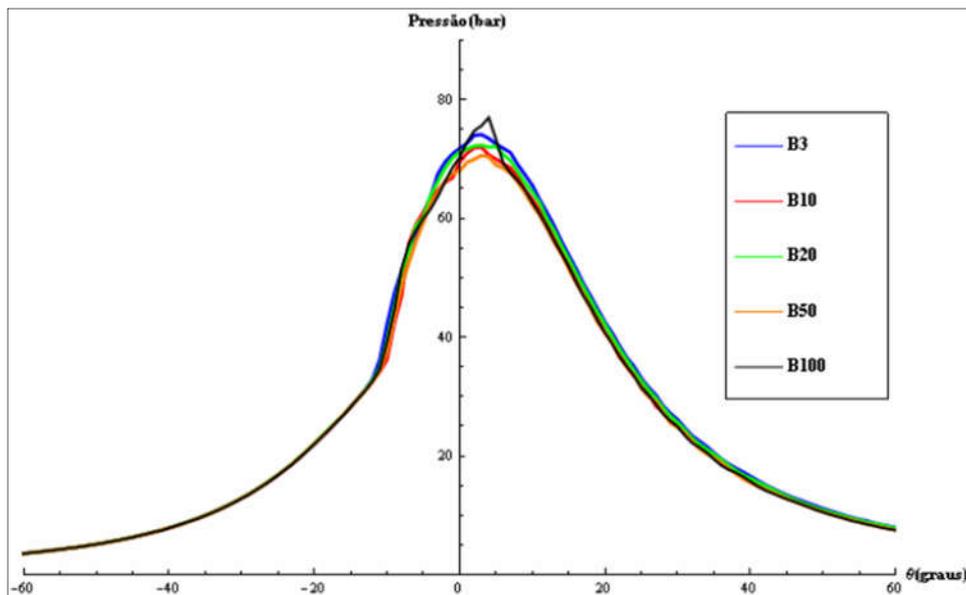


Figura I.2 –Gráfico P x θ experimental para os combustíveis B3, B10, B20, B50 e B100 com 50% de carga e 1500 RPM (SOUZA JUNIOR, 2009).

A Figura I.3 mostra os resultados experimentais da pressão no interior do cilindro em função do ângulo do eixo de manivelas para os combustíveis B3, B10, B20, B50 e B100 na condição de operação 25% de carga 2000 RPM. Este resultado experimental foi obtido do trabalho do SOUZA JUNIOR (2009).

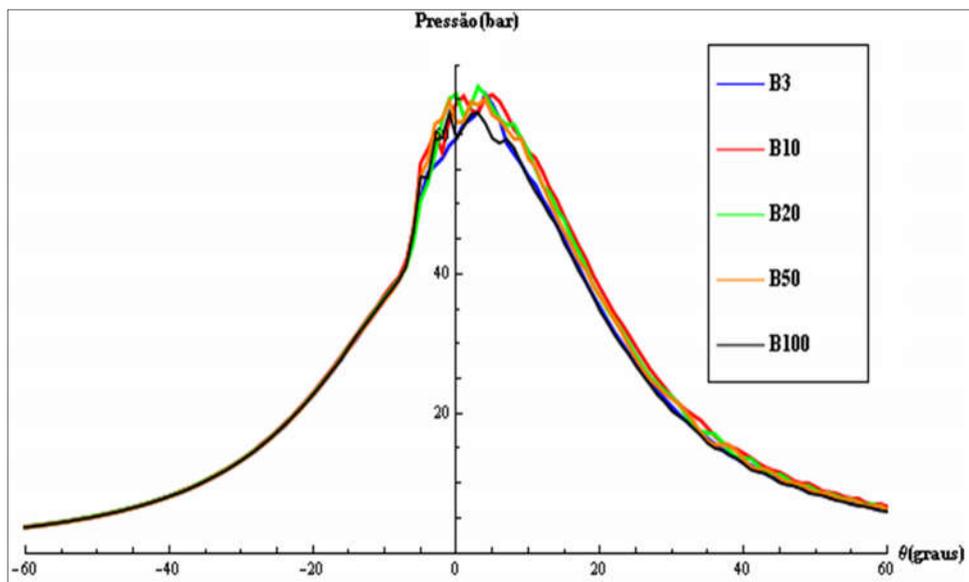


Figura I.3–Gráfico P x θ experimental para os combustíveis B3, B10, B20, B50 e B100 com 25% de carga e 2000 RPM (SOUZA JUNIOR, 2009).

A Figura I.4 mostra os resultados experimentais da pressão no interior do cilindro em função do ângulo do eixo de manivelas para os combustíveis B3, B10, B20, B50 e B100 na condição de operação 50% de carga 2000 RPM. Este resultado experimental foi obtido do trabalho do SOUZA JUNIOR (2009).

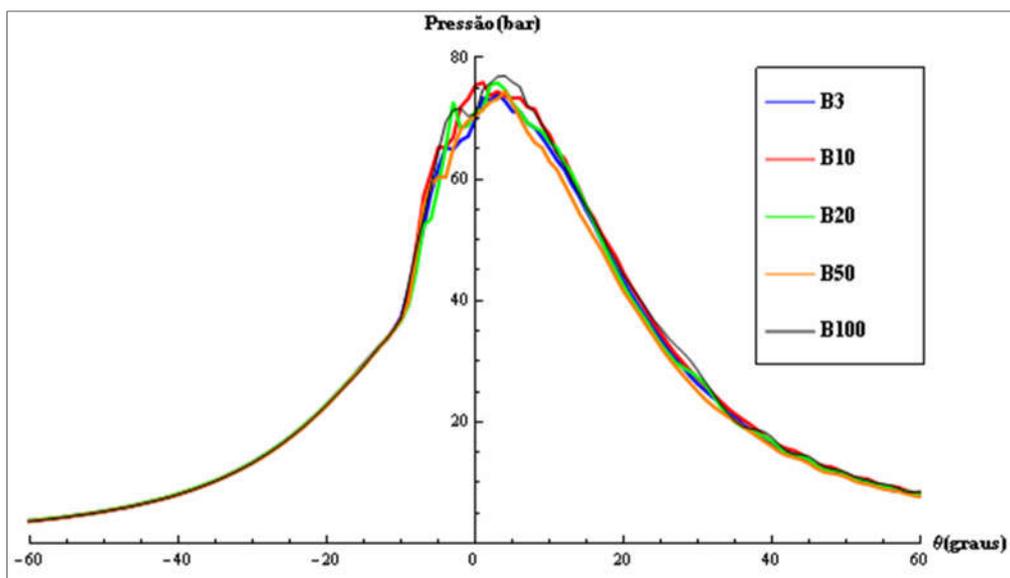


Figura I.4–Gráfico P x θ experimental para os combustíveis B3, B10, B20, B50 e B100 com 50% de carga e 2000 RPM (SOUZA JUNIOR, 2009).

A Figura I.5 mostra os resultados experimentais da pressão no interior do cilindro em função do ângulo do eixo de manivelas para os combustíveis B3, B10, B20, B50 e B100 na condição de operação 25% de carga 2500 RPM. Este resultado experimental foi obtido do trabalho do SOUZA JUNIOR (2009).

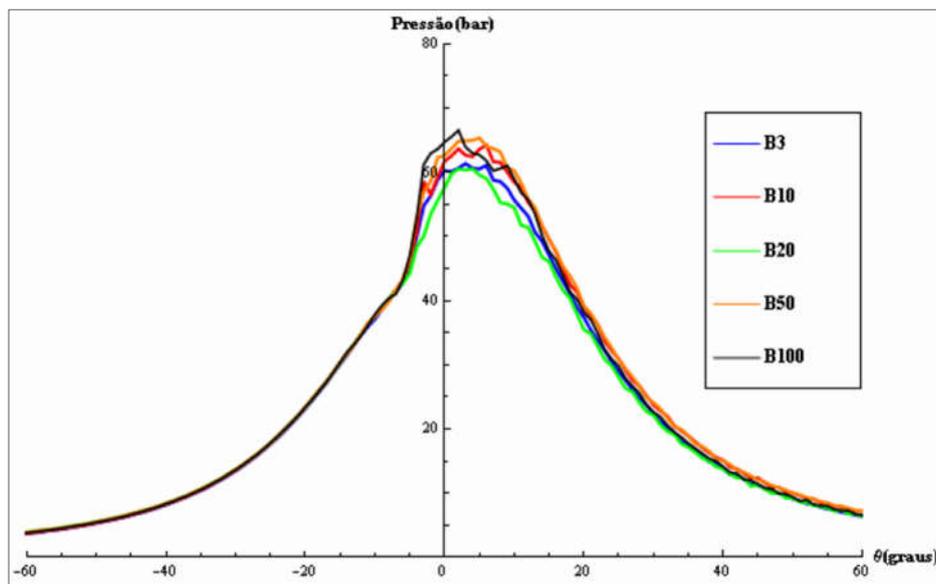


Figura I.5—Gráfico P x θ experimental para os combustíveis B3, B10, B20, B50 e B100 com 25% de carga e 2500 RPM (SOUZA JUNIOR, 2009).

A Figura I.6 mostra os resultados experimentais da pressão no interior do cilindro em função do ângulo do eixo de manivelas para os combustíveis B3, B10, B20, B50 e B100 na condição de operação 50% de carga 2500 RPM. Este resultado experimental foi obtido do trabalho do SOUZA JUNIOR (2009).

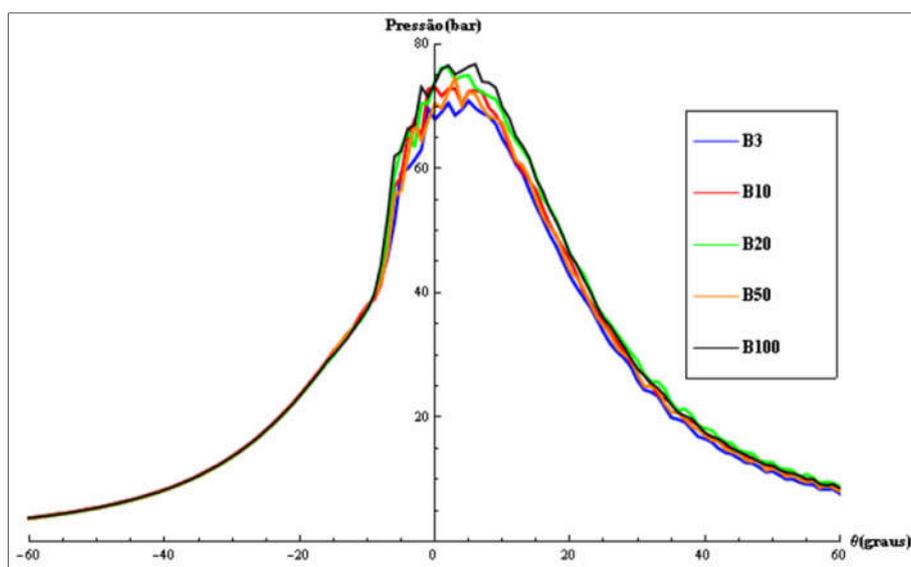


Figura I.6—Gráfico P x θ experimental para os combustíveis B3, B10, B20, B50 e B100 com 50% de carga e 2500 RPM (SOUZA JUNIOR, 2009).

APÊNDICE II

RESULTADOS ENCONTRADOS PARA OS GASES DE DESCARGA

A Figura II.1 mostra os resultados experimentais das emissões de NO_x para os combustíveis B3, B10, B20, B50 e B100 nas condições de operação 25%/1500 RPM, 50%/1500 RPM, 75%/1500 RPM, 25%/2000 RPM, 50%/2000 RPM, 75%/2000 RPM, 25%/2500 RPM, 50%/2500 RPM e 75%/2500 RPM. Estes resultados experimentais foram obtidos do trabalho do SOUZA JUNIOR (2009).

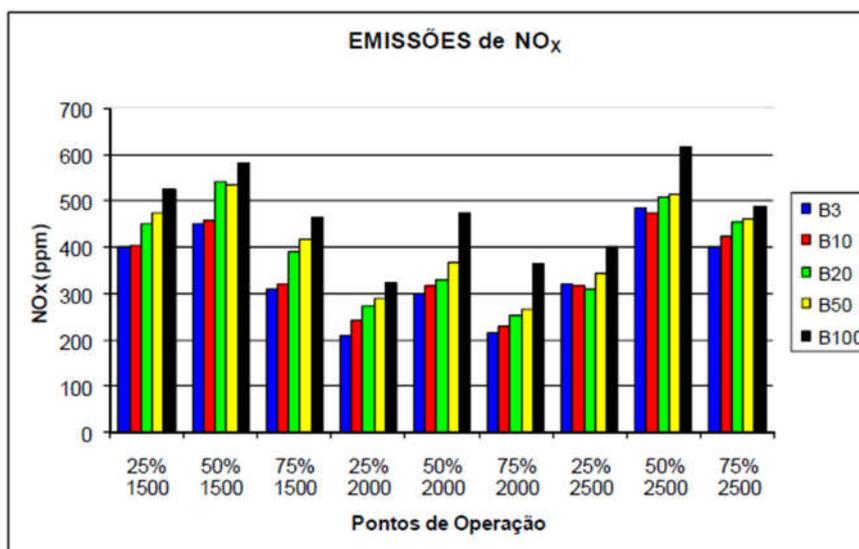


Figura II.1 – Emissões de NO_x (SOUZA JUNIOR, 2009).

APÊNDICE III

CARACTERÍSTICAS DO MOTOR AGRALE M95W E DA INSTRUMENTAÇÃO DA BANCADA DE TESTES

A Tabela III.1 mostra as informações mais relevantes do motor utilizado nos experimentos (SOUZA JUNIOR, 2009):

Tabela II.1 – Principais informações do motor utilizado (SOUZA JUNIOR, 2009).

Parâmetro	Valor ou Tipo
Tipo de Motor	04 tempos - Diesel
Marca/Modelo	AGRALE/M95W
Número de Cilindros e Tipo	01 cilindro - vertical
Tipo de Injeção	direta
Diâmetro do Cilindro	95 mm
Curso do Pistão	105 mm
Comprimento da Biela	170 mm
Diâmetro da Válvula de Admissão	42 mm
Curso da Válvula de Admissão	10,5 mm
Cilindrada	744 cm ³
Relação Biela/Manivela	3,24
Razão de Compressão	21:1
Ângulo de Injeção	17°APMS
Ângulo de Fechamento da Válvula de Admissão	150°APMS
Ângulo de Abertura da Válvula de Descarga	160°DPMS

A Figura III.1 mostra o esquema do aparato experimental do trabalho de SOUZA JUNIOR (2009).

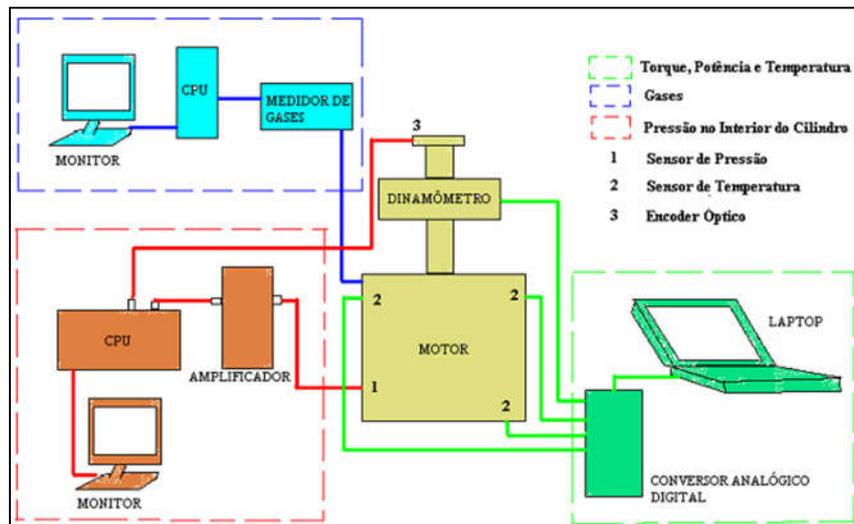


Figura III.1 – Esquema simplificado das medições do experimento (SOUZA JUNIOR, 2009).

A Figura III.2 mostra o sensor piezoelétrico AVL/GU21D utilizado no trabalho de SOUZA JUNIOR (2009).



Figura III.2 – Sensor de Pressão (SOUZA JUNIOR, 2009).

A Figura III.3 mostra a furação rosqueada do cabeçote do motor AGRALE onde foi instalado o sensor de pressão.



Figura III.3 – Furação no cabeçote (SOUZA JUNIOR, 2009).

Os dados de posição do eixo de manivelas do motor AGRALE foram capturados por um *encoder* óptico como mostrado na Figura III.4.



Figura III.4 – *Encoder* óptico instalado no motor AGRALE (SOUZA JUNIOR, 2009).

APÊNDICE IV

COMPARAÇÕES ENTRE OS VALORES EXPERIMENTAIS E SIMULADOS DA PRESSÃO MÁXIMA NO INTERIOR DO CILINDRO E A PRESSÃO MÉDIA EFETIVA

Tabela IV.1 – Comparações entre valores experimentais e simulados utilizando o modelo de combustão Wiebe duas Zonas.

Combustível	Condição de operação	Pressão Máxima (bar)			Pressão Média Indicada (bar)		
		Exp	Sim	Dif.(%)	Exp	Sim	Dif.(%)
B3	1500RPM,25%	64,95	64,87	-0,1	3,41	3,5	3,5
B10	1500RPM,25%	69,17	66,88	-3,3	3,55	3,5	-1,4
B20	1500RPM,25%	65,58	64,71	-1,3	3,71	3,6	-4,3
B50	1500RPM,25%	67,96	66,46	-2,2	3,8	3,7	-3,9
B100	1500RPM,25%	66,79	65,82	-1,4	3,88	3,7	-3,9
B3	1500RPM,50%	73,61	73,39	-0,2	5,22	5,4	3,4
B10	1500RPM,50%	71,54	70,57	-1,3	5,3	5,5	2,8
B20	1500RPM,50%	72,27	71,97	-0,4	5,48	5,8	5,8
B50	1500RPM,50%	70,08	70,36	0,4	5,48	5,7	4,0
B100	1500RPM,50%	76,86	73	-5	5,57	6,0	6,8
B3	2000RPM,25%	65	64,82	-0,2	3,38	3,5	3,3
B10	2000RPM,25%	65,55	64,76	-1,1	3,52	3,6	2,0
B20	2000RPM,25%	66,71	64,93	-2,6	3,84	4,0	3,6
B50	2000RPM,25%	65	62,88	-3,2	3,92	4,1	3,3
B100	2000RPM,25%	63,13	62,91	-0,3	4,02	4,1	2,5
B3	2000RPM,50%	73,52	72,7	-1,1	5,18	5,6	7,7
B10	2000RPM,50%	75,76	72,97	-3,6	5,18	5,6	7,7
B20	2000RPM,50%	75,62	72,41	-4,2	5,39	5,8	7,2
B50	2000RPM,50%	74,18	74,08	-0,1	5,47	6,0	9,5
B100	2000RPM,50%	76,69	74,17	-3,2	5,57	6,1	8,6
B3	2500RPM,25%	61,02	62,89	3	3,28	3,2	-4,0
B10	2500RPM,25%	63,92	62,87	-1,6	3,22	3,2	-1,2
B20	2500RPM,25%	60,52	62,02	2,4	3,71	3,3	-10,5
B50	2500RPM,25%	65,21	62,83	-3,6	3,8	3,5	-7,4
B100	2500RPM,25%	66,72	62,87	-5,7	3,98	3,6	-9,3
B3	2500RPM,50%	70,89	71,78	1,2	5,07	5,3	4,5
B10	2500RPM,50%	72,89	71,85	-1,4	5,14	5,3	3,1
B20	2500RPM,50%	76,73	73,66	-3,9	5,39	5,4	0,2
B50	2500RPM,50%	74,51	70,5	-5,3	5,31	5,6	5,5
B100	2500RPM,50%	76,73	75,81	-1,1	5,48	5,7	4,0

Tabela IV.2 – Comparações entre valores experimentais e simulados utilizando o modelo de combustão MCC.

Combustível	Condição de operação	Pressão Máxima (bar)			Pressão Média Indicada (bar)		
		Exp	Sim	Dif.(%)	Exp	Sim	Dif.(%)
B3	1500RPM,25%	64,95	64,05	-1,3	3,41	3,5	1,2
B10	1500RPM,25%	69,17	64,05	-7,4	3,55	3,4	-3,4
B20	1500RPM,25%	65,58	64,06	-2,3	3,71	3,4	-7,8
B50	1500RPM,25%	67,96	64,05	-5,7	3,8	3,5	-7,4
B100	1500RPM,25%	66,79	65,11	-2,5	3,88	3,7	-4,9
B3	1500RPM,50%	73,61	71,96	-2,2	5,22	5,5	5,4
B10	1500RPM,50%	71,54	72,75	1,6	5,3	5,7	7,5
B20	1500RPM,50%	72,27	72,72	0,6	5,48	5,9	7,7
B50	1500RPM,50%	70,08	71,73	2,3	5,48	5,9	7,7
B100	1500RPM,50%	76,86	73,54	-4,3	5,57	6,0	8,1
B3	2000RPM,25%	65	65,18	0,2	3,38	3,5	3,6
B10	2000RPM,25%	65,55	65,17	-0,5	3,52	3,6	2,3
B20	2000RPM,25%	66,71	65,42	-1,9	3,84	4,0	4,2
B50	2000RPM,25%	65	65,74	1,1	3,92	4,1	4,6
B100	2000RPM,25%	63,13	66,35	5,1	4,02	4,3	7,0
B3	2000RPM,50%	73,52	72,4	-1,5	5,18	5,6	8,1
B10	2000RPM,50%	75,76	73,08	-3,5	5,18	5,6	8,3
B20	2000RPM,50%	75,62	72,31	-4,3	5,39	5,8	7,6
B50	2000RPM,50%	74,18	72,95	-1,6	5,47	6,0	9,7
B100	2000RPM,50%	76,69	74,25	-3,1	5,57	6,1	9,5
B3	2500RPM,25%	61,02	62,9	3	3,28	3,1	-4,9
B10	2500RPM,25%	63,92	62,93	-1,5	3,22	3,2	-0,6
B20	2500RPM,25%	60,52	62,87	3,8	3,71	3,3	-11,1
B50	2500RPM,25%	65,21	62,9	-3,5	3,8	3,5	-9,2
B100	2500RPM,25%	66,72	63,05	-5,5	3,98	3,6	-9,5
B3	2500RPM,50%	70,89	71,29	0,5	5,07	5,3	4,7
B10	2500RPM,50%	72,89	72,3	-0,8	5,14	5,3	3,5
B20	2500RPM,50%	76,73	71,6	-6,6	5,39	5,4	0,4
B50	2500RPM,50%	74,51	72,42	-2,7	5,31	5,6	5,3
B100	2500RPM,50%	76,73	71,99	-6,1	5,48	5,7	3,8

APÊNDICE V

**RESULTADOS NUMÉRICOS DA INFLUÊNCIA DAS CARACTERÍSTICAS DA
INJEÇÃO DE COMBUSTÍVEL E DO BICO INJETOR NO DESEMPENHO DO
MOTOR E NAS EMISSÕES DE NO_x**

A Figura V.1 mostra os resultados numéricos da influência da pressão de injeção nas emissões de NOx, na temperatura e no consumo específico indicado de combustível para os combustíveis B3, B10, B20, B50 e B100 na condição 50% de carga e 2000 RPM.

Tabela V.1 – Influência da pressão de injeção nas emissões de NOx, na temperatura e no consumo específico indicado de combustível.

Combustíveis	Pressão de injeção (bar)	NOx Simulado (ppm)	Temperatura (K)	ISFC (g/kWh)
B3	210	297	1519	161,53
B10	210	313	1545	162,75
B20	210	325	1516	164,35
B50	210	364	1523	170,17
B100	210	478	1580	178,04
B3	420	332	1536	160,84
B10	420	348	1563	162,08
B20	420	359	1533	163,64
B50	420	397	1540	169,44
B100	420	519	1598	177,47

A Figura V.2 mostra os resultados numéricos da influência do número de furos do bico injetor e do diâmetro dos furos nas emissões de NOx, na temperatura e no consumo específico indicado de combustível para os combustíveis B3, B10, B20, B50 e B100 na condição 50% de carga e 2000 RPM.

Tabela V.2 – Influência do número de furos do bico injetor e do diâmetro dos furos nas emissões de NOx, na temperatura e no consumo específico indicado de combustível.

Combustíveis	Número de furos	Diâmetro do furo	NOx Simulado (ppm)	Temperatura (K)	ISFC (g/KWh)
B3	5	0,12	297	1519	161,53
B10	5	0,12	313	1545	162,75
B20	5	0,12	325	1516	164,35
B50	5	0,12	364	1523	170,17
B100	5	0,12	478	1580	178,04
B3	3	0,25	123	1280	211,84
B10	3	0,25	132	1307	210,98
B20	3	0,25	153	1314	211
B50	3	0,25	154	1265	223,13
B100	3	0,25	232	1372	220,57

A Figura V.3 mostra os resultados numéricos do início de injeção de combustível nas emissões de NOx, na temperatura e no consumo específico indicado de combustível para os combustíveis B3, B10, B20, B50 e B100 na condição 50% de carga e 2000 RPM.

Tabela V.3 – Influência do início de injeção de combustível nas emissões de NOx, na temperatura e no consumo específico indicado de combustível.

Combustíveis	Início da injeção de combustível	NOx Simulado (ppm)	Temperatura (K)	ISFC (g/kWh)
B3	19° APMS	347	1549	159,53
B10	19° APMS	363	1575	160,86
B20	19° APMS	375	1546	162,38
B50	19° APMS	414	1552	168,14
B100	19° APMS	538	1610	176,27
B3	17° APMS	297	1519	161,53
B10	17° APMS	313	1545	162,75
B20	17° APMS	325	1516	164,35
B50	17° APMS	364	1523	170,17
B100	17° APMS	478	1580	178,04
B3	15° APMS	251	1491	164
B10	15° APMS	267	1517	165,18
B20	15° APMS	278	1488	166,81
B50	15° APMS	317	1495	172,69
B100	15° APMS	420	1552	180,28

A Figura V.4 mostra os resultados numéricos do número de injeções de combustível nas emissões de NOx, na temperatura e no consumo específico indicado de combustível para os combustíveis B3, B10, B20, B50 e B100 na condição 50% de carga e 2000 RPM.

Tabela V.4 – Influência do número de injeções de combustível nas emissões de NOx, na temperatura e no consumo específico indicado de combustível.

Combustíveis	Número de injeções	NOx Simulado (ppm)	Temperatura (K)	ISFC (g/kWh)
B3	1	297	1519	161,53
B10	1	313	1545	162,75
B20	1	325	1516	164,35
B50	1	364	1523	170,17
B100	1	478	1580	178,04
B3	2	296	1517	161,76
B10	2	312	1544	162,97
B20	2	323	1514	164,58
B50	2	362	1521	170,33
B100	2	475	1579	178,27

APÊNDICE VI

TELAS DA SIMULAÇÃO DO MOTOR MONOCILÍNDRICO NO SOFTWARE AVL BOOST

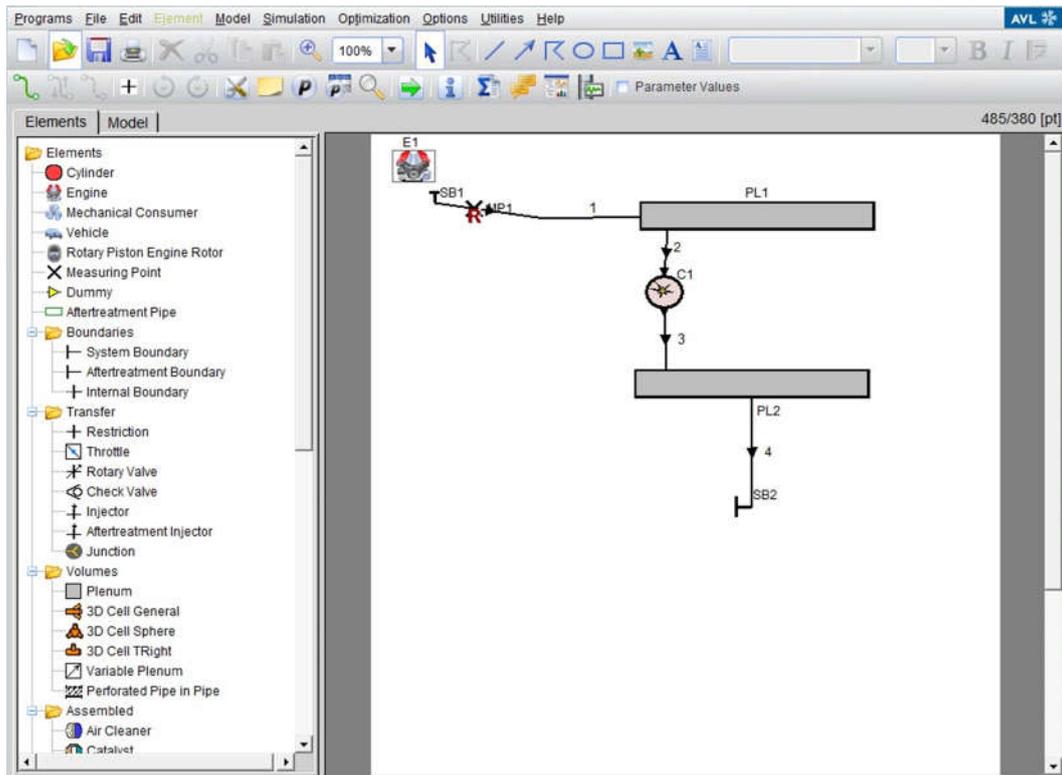


Figura VI.1 – Modelagem do motor monocilíndrico no software AVL Boost.

Figura VI.2 – Dados de entrada do cilindro.

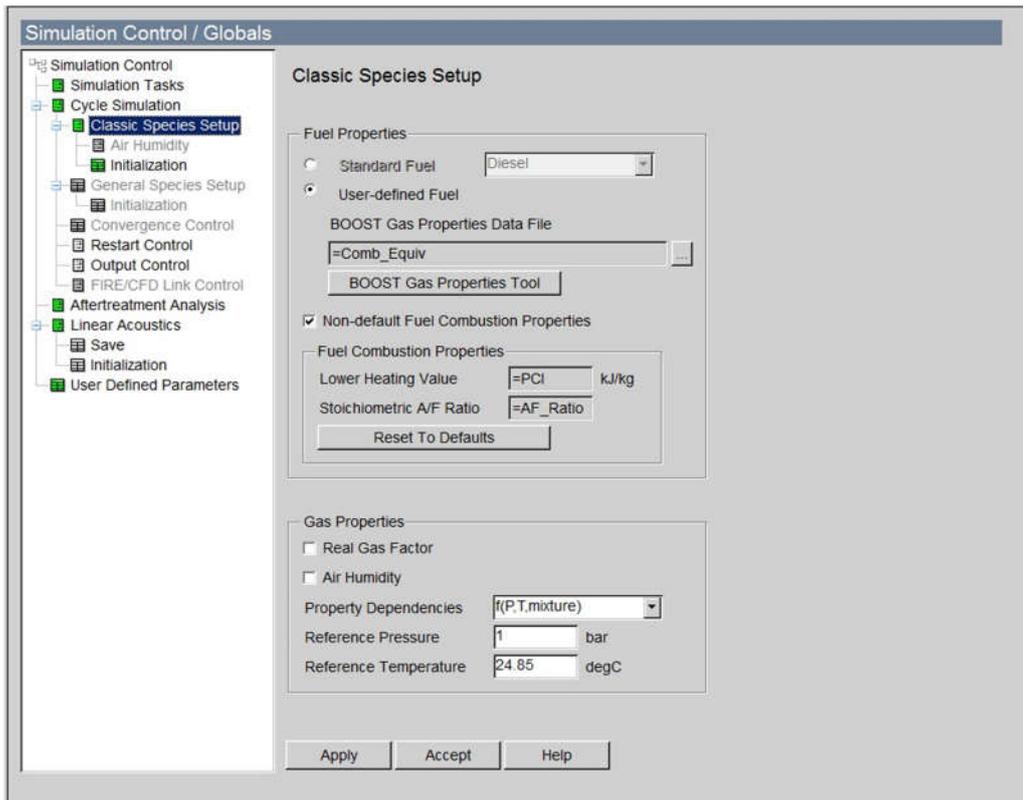


Figura VI.3 – Dados de entrada do combustível.

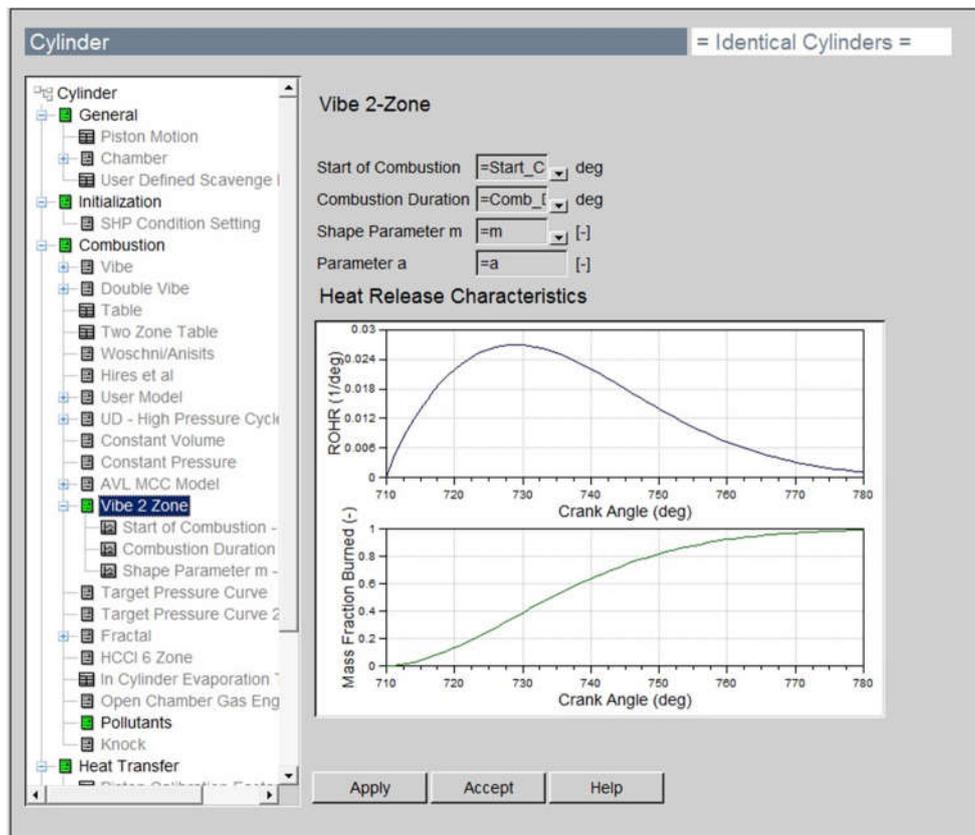


Figura VI.4 – Modelo de combustão Wiebe Duas Zonas.

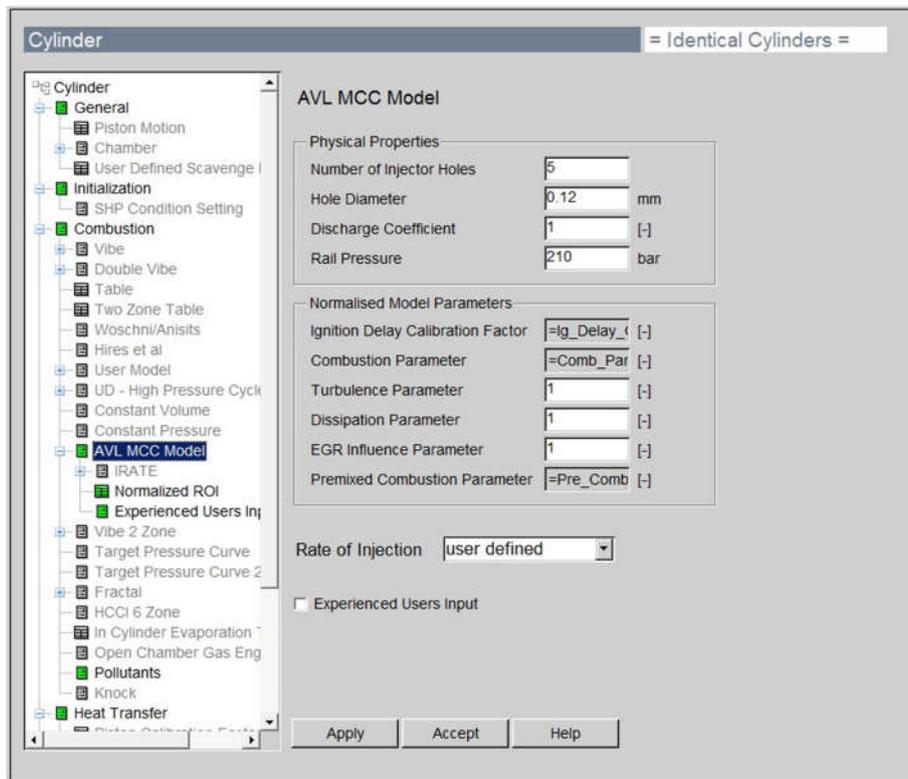


Figura VI.5 – Modelo combustão MCC.

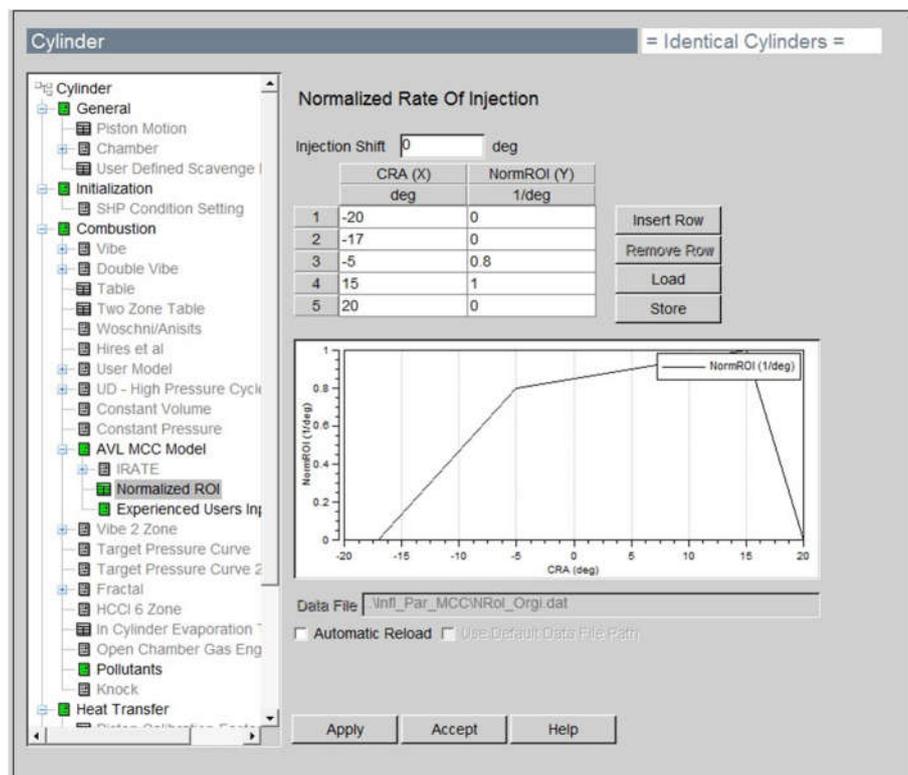


Figura VI.6 – Curva normalizada da razão de injeção utilizada no modelo de combustão MCC.

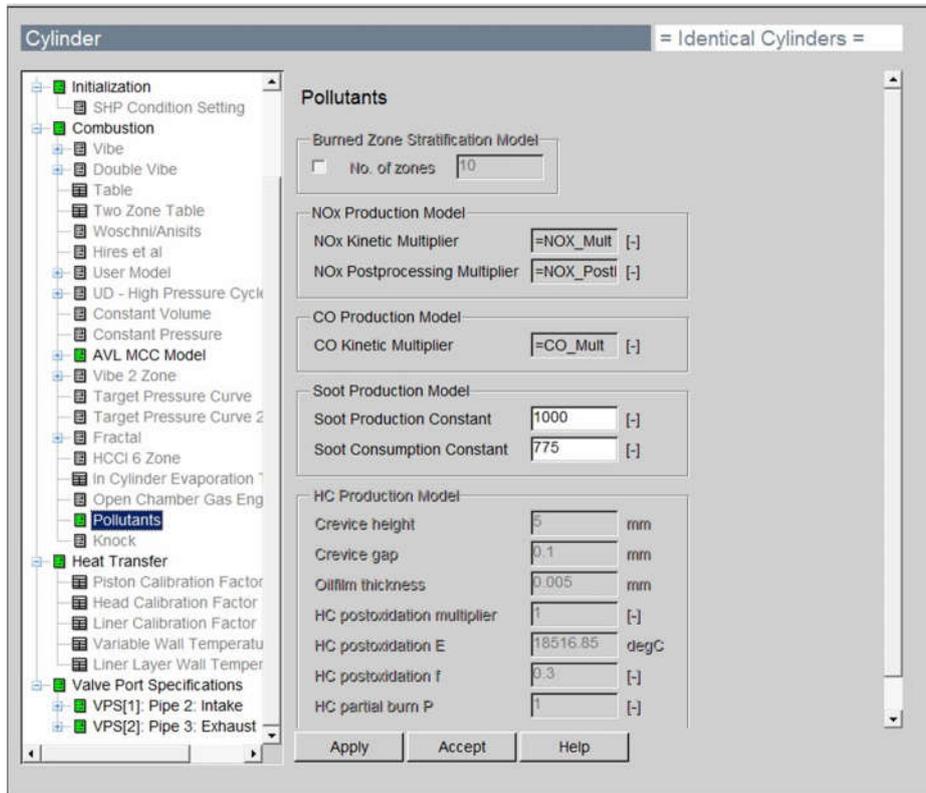


Figura VI.7 – Dados de entrada utilizados na estimativa das emissões de NOx.

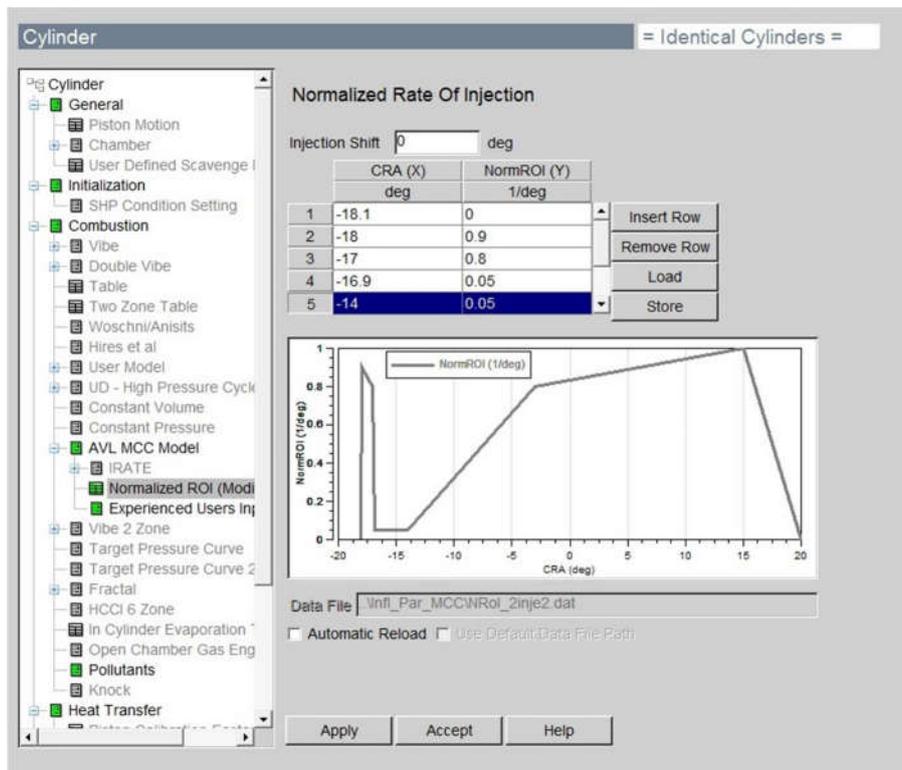


Figura VI.8 – Curva normalizada da razão de duas injeção.