



SIMULAÇÃO TERMODINÂMICA UNIDIMENSIONAL, QUASE-ESTÁTICA,  
PARA DETERMINAÇÃO DO DESEMPENHO DE MOTORES DIESEL,  
UTILIZANDO ÓLEO DIESEL E MISTURAS DE BIODIESEL

Sérgio Franco Clume

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Oceânica, COPPE, da Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre em Engenharia Oceânica.

Orientador: Carlos Rodrigues Pereira Belchior

Rio de Janeiro  
Março de 2018

SIMULAÇÃO TERMODINÂMICA UNIDIMENSIONAL, QUASE-ESTÁTICA,  
PARA DETERMINAÇÃO DO DESEMPENHO DE MOTORES DIESEL,  
UTILIZANDO ÓLEO DIESEL E MISTURAS DE BIODIESEL

Sérgio Franco Clume

DISSERTAÇÃO 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 MESTRE EM CIÊNCIAS EM ENGENHARIA  
OCEÂNICA.

Examinada por:

  
Prof. Carlos Rodrigues Pereira Belchior, D.Sc.



Prof. Luiz Antonio Vaz Pinto, D.Sc.



Prof. José Eduardo Mautone Barros, D.Sc.

RIO DE JANEIRO, RJ – BRASIL  
MARÇO DE 2018

Clume, Sérgio Franco

Simulação termodinâmica unidimensional, quase-estática, para determinação do desempenho de motores Diesel, utilizando óleo Diesel e misturas de biodiesel/Sérgio Franco Clume. – Rio de Janeiro: UFRJ/COPPE, 2018.

XVII, 98 p.: il.; 29,7cm.

Orientador: Carlos Rodrigues Pereira Belchior

Dissertação (mestrado) – UFRJ/COPPE/Programa de Engenharia Oceânica, 2018.

Referências Bibliográficas: p. 95 – 98.

1. Simulação Termodinâmica.
  2. Motor Diesel.
  3. Unidimensional Quase-Estática.
- I. Belchior, Carlos Rodrigues Pereira. II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, COPPE, Programa de Engenharia Oceânica. III. Título.

*Dedico este trabalho à minha  
esposa Mariana, e aos meus  
filhos, João e Rafael, que me  
apoiaram incondicionalmente no  
transcurso da minha  
pós-graduação, compreendendo  
meus momentos de ausência  
voltados aos estudos!*

# Agradecimentos

Gostaria de agradecer primeiramente a Deus, que está sempre ao meu lado, iluminando e guiando meus caminhos através das dificuldades enfrentadas durante os estudos.

Gostaria de agradecer também aos meus pais, que tanto se esforçaram durante a vida, para que eu tivesse as melhores condições de estudo.

Agradeço a Marinha do Brasil pela oportunidade incomparável oferecida para esta minha capacitação, com dedicação integral do tempo destinado aos estudos.

Ao Diretor e Ex-Diretor de Engenharia Naval, Contra-Almirante (EN) Ivan Taveira Martins e Vice-Almirante (EN-RM1) Francisco Roberto Portella Deiana, pela confiança em mim depositada, pelo incentivo e orientações, que sempre nortearam minha carreira militar. Ao meu orientador na Marinha do Brasil, Eng.º Antônio Carlos Lessa Maffei, pelas orientações e pela amizade.

Agradeço também ao meu orientador acadêmico, Prof. Carlos Rodrigues Pereira Belchior, pelas orientações e ensinamentos ministrados.

Aos professores da COPPE/UFRJ, pelos conhecimentos transmitidos nas disciplinas cursadas no período do mestrado, as quais tanto contribuíram para o desenvolvimento deste trabalho.

Meus agradecimentos aos Eng.º D.Sc., Ricardo Homero Gutiérrez e Ulisses Monteiro, pela amizade, pelas orientações no transcorrer da pesquisa e no desenvolvimento dos algoritmos deste trabalho.

Meus agradecimentos também aos dedicados professores e funcionários do Laboratório de Ensaio Dinâmico e Análise de Vibração (LEDAV), da COPPE/UFRJ, e aos caros amigos do laboratório, pela grata convivência e harmonia cotidianas, as quais tornaram o ambiente de trabalho mais prazeroso.

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

SIMULAÇÃO TERMODINÂMICA UNIDIMENSIONAL, QUASE-ESTÁTICA,  
PARA DETERMINAÇÃO DO DESEMPENHO DE MOTORES DIESEL,  
UTILIZANDO ÓLEO DIESEL E MISTURAS DE BIODIESEL

Sérgio Franco Clume

Março/2018

Orientador: Carlos Rodrigues Pereira Belchior

Programa: Engenharia Oceânica

Apresenta-se, nesta dissertação, a descrição do desenvolvimento dos algoritmos utilizados para a modelagem das massas instantâneas de ar fresco admitido no cilindro e de gases da combustão na exaustão, empregando polinômios específicos desenvolvidos por ANNAND e ROE (1974), para o cálculo dos coeficientes de descarga para as válvulas de admissão e de exaustão. A massa de combustível foi modelada utilizando uma expressão desenvolvida por MAROTEAUX e SAAD (2013), permitindo o emprego com qualquer combustível. Empregou-se a Técnica Levenberg-Marquardt Não Linear para otimizar a incógnita “duração da injeção”, a fim de auxiliar o cálculo da massa de combustível. O calor específico a pressão constante, do biocombustível a base de soja, foi calculado utilizando um polinômio específico para biodiesel, desenvolvido por ANIKEEV *et al.* (2012). O algoritmo foi validado utilizando ferramentas estatísticas, comparando-o com os dados experimentais de SOUZA JUNIOR (2009), empregando o motor M95W AGRALE, quatro tempos, monocilíndrico. Foi realizado um Estudo de Caso utilizando os dados experimentais de GUTIÉRREZ (2016), empregando o motor MWM Acteon 6.12 TCE, quatro tempo, seis cilindros, o mesmo instalado a bordo do Navio Rebocador de Alto Mar “Triunfo”, da Marinha do Brasil, na função de motor Diesel gerador de emergência, operando com o combustível B9, a base de soja. A simulação demonstrou que o emprego do B9 é, técnica e financeiramente, viável para o caso estudado.

Abstract of Dissertation presented to COPPE/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Master of Science (M.Sc.)

ONE-DIMENSIONAL, QUASI-STEADY THERMODYNAMIC SIMULATION  
TO DETERMINE PERFORMANCE OF DIESEL ENGINES USING DIESEL  
OIL AND BIODIESEL BLENDS

Sérgio Franco Clume

March/2018

Advisor: Carlos Rodrigues Pereira Belchior

Department: Ocean Engineering

In this work, we present the algorithms used for modeling of the air fresh mass trapped into cylinder and combustion gas mass, using specific polynomials developed by ANNAND e ROE (1974), for application in the custom discharge coefficients calculation, for inlet and exhaust valves. The fuel mass was modeled using an expression developed by MAROTEAUX e SAAD (2013), thus allowing use it with any fuel. The Levenberg-Marquardt Non-Linear Technique was used to optimize the unknown “injection duration”, in order to aid the fuel mass calculation. The specific heat at constant pressure of the biofuel, based on soybean, was calculated using the specific polynomial for biodiesel, developed by ANIKEEV *et al.* (2012). The algorithm was validated using statistical tools, comparing it with the experimental data of SOUZA JUNIOR (2009), using M95W AGRAL engine, four stroke, single cylinder. A Case Study using the experimental data of GUTIÉRREZ (2016), using MWM Acteon 6.12 TCE engine, four stroke, six cylinders in line, the same one installed aboard the “Triunfo” Tugboat, from Brazilian Navy, operating as Diesel emergency generator, using B9 fuel, based on soybean. The simulation showed that the use of B9 is technically and financially feasible for the case studied.

# Sumário

<b>Lista de Figuras</b>	<b>x</b>
<b>Lista de Tabelas</b>	<b>xi</b>
<b>Lista de Símbolos</b>	<b>xii</b>
<b>1 Introdução</b>	<b>1</b>
1.1 Contextualização . . . . .	1
1.2 Objetivos . . . . .	5
1.3 Organização da Dissertação . . . . .	6
<b>2 Revisão Bibliográfica</b>	<b>8</b>
2.1 Biodiesel . . . . .	8
2.2 Massas Instantâneas de Admissão de Ar e de Exaustão de Gases . . .	13
2.3 Massa Instantânea de Combustível . . . . .	16
2.4 Conclusões . . . . .	17
<b>3 Fundamentação Teórica</b>	<b>19</b>
3.1 Tipos de Modelos Computacionais . . . . .	19
3.2 Premissas Adotadas . . . . .	22
3.3 Formulação Matemática . . . . .	24
3.3.1 Equações Governantes para Sistema Termodinâmico Aberto - Conservação da Massa e da Energia . . . . .	24
3.3.2 Equações da Massa Instantânea de Ar de Admissão e de Gases de Exaustão . . . . .	30
3.3.3 Equação da Massa Instantânea de Combustível . . . . .	41
3.3.4 Resumo das Principais Equações que Governam um Sistema Termodinâmico Aberto . . . . .	41
3.3.5 Equações Auxiliares: Queima do Combustível . . . . .	43
3.3.6 Equações Auxiliares: Combustão Completa . . . . .	45
3.3.7 Equações Auxiliares: Combustão Incompleta . . . . .	46



3.3.8	Equações Auxiliares: Razão de Equivalência Ar/Combustível ( $\lambda$ ) . . . . .	48
3.3.9	Equações Auxiliares: Poder Calorífico Inferior da Mistura de Biodiesel . . . . .	48
3.3.10	Equações Auxiliares: Parâmetros Geométricos do Cilindro . . . . .	50
3.3.11	Equações Auxiliares: Parâmetros de Desempenho do Motor . . . . .	51
3.3.12	Equações Auxiliares: Duração do Ângulo de Injeção de Combustível - Técnica de Levenberg-Marquardt Não Linear . . . . .	53
3.3.13	Equações Auxiliares: Análise Estatística . . . . .	57
<b>4</b>	<b>Desenvolvimento do Algoritmo</b>	<b>60</b>
4.1	Determinação do Coeficiente de Descarga para as Válvulas de Admissão e de Exaustão . . . . .	61
4.2	Fluxograma do Simulador Termodinâmico, Unidimensional, Quase-Estático . . . . .	64
4.3	Tratamento dos Dados Experimentais para Análise Estatística . . . . .	65
<b>5</b>	<b>Resultados e Discussões</b>	<b>67</b>
5.1	Validação do Algoritmo . . . . .	67
5.1.1	Combustível B3, 1500 <i>rpm</i> , 10 <i>Nm</i> . . . . .	69
5.1.2	Análise dos Demais Casos . . . . .	73
5.1.3	Consumo Específico de Combustível . . . . .	78
5.1.4	Conclusões . . . . .	78
5.2	Estudo de Caso . . . . .	80
5.2.1	Conclusões . . . . .	90
<b>6</b>	<b>Conclusões</b>	<b>91</b>
<b>7</b>	<b>Considerações Finais</b>	<b>93</b>
7.1	Contribuições da Dissertação . . . . .	93
7.2	Recomendações de Trabalhos Futuros . . . . .	93
	<b>Referências Bibliográficas</b>	<b>95</b>

# Lista de Figuras

3.1	Volume de controle . . . . .	24
3.2	Cilindro esquemático, mostrando as áreas de referência . . . . .	35
3.3	Coefficiente de Fluxo ( $C_F$ ) . . . . .	35
3.4	Corte esquemático de uma válvula, contendo o cilindro imaginário . .	36
3.5	Perfil do fluxo para o Coeficiente de Descarga para a válvula de admissão	37
3.6	Coefficiente de Descarga ( $C_D$ ) para a válvula de admissão . . . . .	37
3.7	Perfil do fluxo para o Coeficiente de Descarga para a válvula de exaustão	38
3.8	Coefficiente de Descarga para a válvula de exaustão . . . . .	38
3.9	Corte esquemático de um cilindro de um motor Diesel . . . . .	50
3.10	Exemplo de um <i>box plot</i> . . . . .	57
4.1	Regressão Polinomial do $C_D$ para a válvula de admissão . . . . .	62
4.2	Regressão Polinomial do $C_D$ para a válvula de exaustão . . . . .	63
4.3	Fluxograma do Algoritmo de Simulação Termodinâmica . . . . .	64
5.1	Motor Diesel M95W, fabricante AGRALE . . . . .	67
5.2	Gráfico da Massa Instantânea, para B3, 1500 <i>rpm</i> e 10 <i>Nm</i> . . . . .	69
5.3	Gráfico da Pressão, para B3, 1500 <i>rpm</i> e 10 <i>Nm</i> . . . . .	70
5.4	<i>Box plot</i> para B3, 1500 <i>rpm</i> e 10 <i>Nm</i> . . . . .	71
5.5	Gráficos da Massa Instantânea e Pressão no Interior do Cilindro . . .	73
5.6	<i>Box plot</i> para os demais casos estudados . . . . .	74
5.7	Motor Diesel MWM Acteon 6.12 TCE, fabricante MWM . . . . .	80
5.8	Gráficos da Massa e Pressão, do motor MWM Acteon 6.12 TCA . . .	82
5.9	Gráficos da Pressão, no motor MWM Acteon 6.12 TCA . . . . .	83
5.10	Gráfico do Consumo de Combustível no motor MWM Acteon 6.12 TCA	84
5.11	Gráfico da Duração da Injeção de Combustível, no motor MWM Ac- teon 6.12 TCA . . . . .	85
5.12	Gráfico do <i>CEC</i> do Motor Diesel MWM Acteon 6.12 TCA . . . . .	87
5.13	Gráfico da Razão de Equivalência Ar/Combustível do Motor 6.12 TCA	88
5.14	Gráfico das Novas Curvas de Desempenho do Motor 6.12 TCA . . . .	89

# Lista de Tabelas

1.1	Anexos da MARPOL 73/78. . . . .	2
1.2	Evolução do Percentual Obrigatório de Biocombustível . . . . .	4
1.3	Cronograma de aumento do teor de biodiesel . . . . .	4
3.1	Descrição simplificada da evolução das simulações . . . . .	20
3.2	Coefficientes dos polinômios para o cálculo do $\tilde{C}_{p_1}$ . . . . .	27
4.1	Coefficientes dos Polinômios para o $C_D$ da Válvula de Admissão e de Exaustão . . . . .	63
4.2	Coefficientes da Regressão Gaussiana da Curva de Pressão Experimental	66
5.1	Especificações Técnicas do Motor Diesel M95W . . . . .	68
5.2	Resultado do teste $F$ para B3, 1500 rpm e 10 Nm . . . . .	71
5.3	Resultado do Teste de Hipótese $t$ de Student para B3, 1500 rpm e 10 Nm . . . . .	72
5.4	Parâmetros de Desempenho do Motor M95W, para B3, 1500 rpm e 10 Nm . . . . .	72
5.5	Resultados dos testes, $F$ e $t$ de Student, sintetizados, para os demais casos estudados . . . . .	75
5.6	Parâmetros de Desempenho do Motor M95W, para os Demais Casos Estudados . . . . .	76
5.7	Média dos Desvios entre os Métodos Zero-Dimensional, Estático, e o Unidimensional, Quase-Estático . . . . .	77
5.8	Tabela comparativa do $CEC$ do motor M95W . . . . .	78
5.9	Especificações Técnicas do Motor Diesel MWM Acteon 6.12 TCE . . . . .	80
5.10	Parâmetros de Desempenho do Motor Diesel MWM Acteon 6.12 TCA	86

# Lista de Símbolos

## Letras

$\bar{C}_{p_i}$	calor específico molar a pressão contante das espécies químicas	$J/molK$
$\bar{C}_{v_i}$	calor específico molar a volume contante das espécies químicas	$J/molK$
$\bar{h}_i$	entalpia específica molar das espécies químicas	$J/mol$
$\bar{R}$	constante universal dos gases	$J/molK$
$A$	área instantânea da parede do cilindro	$m^2$
$a$	parâmetro da eficiência da combustão	—
$A_{efet}$	área efetiva da válvula	$m^2$
$A_{ref_{ass_{val}}}$	área de referência do assento da válvula	$m^2$
$A_{ref_{lat_{cil}}}$	área de referência lateral de um cilindro imaginário	$m^2$
$A_{ref}$	área de referência da válvula	$m^2$
$b$	número total de parâmetros de desempenho medidos durante a operação do motor Diesel	—
$c$	velocidade do som nos coletores de admissão e de exaustão	$m/s$
$C_{comb}$	consumo de combustível	$g/h$
$C_D$	coeficiente de descarga	—
$C_F$	coeficiente de fluxo	—
$C_{p_{mistura}}$	calor específico a pressão constante da mistura	$J/kgK$
$C_{p_{produtos}}$	calor específico a pressão constante dos produtos	$J/kgK$

$C_{p_{reagentes}}$	calor específico a pressão constante dos reagentes	$J/kgK$
$C_{v_{mistura}}$	calor específico a volume constante da mistura	$J/kgK$
$C_{v_{produtos}}$	calor específico a volume constante dos produtos	$J/kgK$
$C_{v_{reagentes}}$	calor específico a volume constante dos reagentes	$J/kgK$
$CEC$	consumo específico de combustível	$g/kWh$
$D$	diâmetro do êmbolo	$m$
$d_{ass}$	diâmetro do assento da válvula (menor diâmetro)	$m$
$d_v$	diâmetro da base da válvula (maior diâmetro)	$m$
$dm$	taxa de fluxo de massa no interior do cilindro	$kg/s$
$dm_{ar}$	taxa de fluxo de massa de ar na admissão	$kg/s$
$dm_{comb}$	taxa de fluxo de massa de combustível	$kg/s$
$dm_{gases}$	taxa de fluxo de massa dos gases na exaustão	$kg/s$
$dt$	variação do tempo	$s$
$dV$	taxa do volume do cilindro	$m^3/^\circ$
$e$	vetor da minimização da soma dos quadrados dos elementos	—
$f$	número de parâmetros indicadores das variáveis que se deseja obter a resposta (desconhecidos)	—
$G$	vetor coluna com os termos do ruído, devido às incertezas na medição dos sensores	—
$g$	vetor da duração da injeção de combustível	—
$H$	vetor da pressão simulada no interior do cilindro, em função de uma dada estimativa do parâmetro $g$	—
$H_i$	parâmetro de desempenho predito pelo simulador termodinâmico	—
$h_{mistura}$	entalpia específica da mistura	$J/kgK$
$h_{produtos}$	entalpia específica dos produtos	$J/kgK$
$h_{reagentes}$	entalpia específica dos reagentes	$J/kgK$
$i$	coeficiente estequiométrico do óleo Diesel	$mol$

$j$	coeficiente estequiométrico do biocombustível	$mol$
$k$	coeficiente estequiométrico do ar	$mol$
$L$	comprimento da biela	$m$
$l$	coeficiente estequiométrico do ar para combustão incompleta	$mol$
$l_v$	deslocamento da válvula em função do ângulo do eixo de manivelas	$m$
$M$	número de <i>Mach</i>	—
$m_{ins}$	massa instantânea no interior do cilindro	$kg$
$m_{insar}$	massa instantânea de ar na admissão	$kg$
$m_{inscomb}$	massa instantânea de combustível	$kg$
$m_{insgases}$	massa instantânea dos gases na exaustão	$kg$
$m_{Mo_{mistura}}$	massa molar da mistura	$g/mol$
$m_{comb_{total}}$	massa de combustível total	$kg$
$m_d$	fator de forma da câmara de combustão na fase de combustão difusiva	—
$m_p$	fator de forma da câmara de combustão na fase de combustão pré-misturada	—
$N$	rotação do motor	$rpm$
$N_{cil}$	número de cilindros	—
$p$	pressão instantânea no interior do cilindro	$Pa$
$p_{ar}$	pressão na admissão do ar	$Pa$
$p_{gases}$	pressão na exaustão dos gases	$Pa$
$p_{ar_{bar}}$	pressão na admissão do ar	$bar$
$p_{inj_{bar}}$	pressão de injeção de combustível	$bar$
$p_{jus}$	pressão estática (a jusante da válvula)	$Pa$
$p_{m_{ind}}$	pressão média indicada	$Pa$
$p_{mon}$	pressão na estagnação (a montante da válvula)	$Pa$

$PCI$	poder calorífico inferior	$J/kg$
$Pot_{efet}$	potência efetiva	$W$
$Pot_{ind}$	potência indicada	$W$
$Q_{combustão}$	calor transferido ao sistema pela queima do combustível	$J$
$r$	razão de compressão	—
$R_{mistura}$	constante dos gases (mistura dos reagentes e produtos)	$J/kgK$
$R_{manivelas}$	raio da árvore de manivelas	$m$
$rAC_{m_{EST}}$	razão Ar/Combustível mássica estequiométrica	—
$rAC_{m_{REAL}}$	razão Ar/Combustível mássica real	—
$rAC_{n_{EST}}$	razão Ar/Combustível molar estequiométrica	—
$rAC_{n_{REAL}}$	razão Ar/Combustível molar real	—
$S$	quantidade escalar que define a função objetivo que se quer minimizar	—
$s$	posição instantânea do êmbolo	$m$
$T$	temperatura instantânea no interior do cilindro	$K$
$t$	coeficiente estequiométrico do $CO_2$	$mol$
$T_{ar}$	temperatura na admissão do ar	$K$
$T_{gases}$	temperatura na exaustão dos gases	$K$
$T_{jus}$	temperatura a jusante da válvula	$K$
$T_{mon}$	temperatura na estagnação (a montante da válvula)	$K$
$T_p$	temperatura da parede do cilindro	$K$
$Tq_{efet}$	torque efetivo	$Nm$
$Tq_{ind}$	torque indicado	$Nm$
$u$	coeficiente estequiométrico do $H_2$	$mol$
$V$	volume instantâneo do cilindro	$m^3$
$v$	coeficiente estequiométrico do $N_2$	$mol$

$V_d$	volume deslocado ou cilindrada	$m^3$
$w$	coeficiente estequiométrico do $O_2$ para combustão incompleta	$mol$
$W_{ind}$	trabalho indicado	$J$
$x$	fração de combustível queimado na combustão	—
$X_i$	fração molar das espécies químicas	—
$x_d$	fração de combustível queimado na fase de combustão difusiva	—
$x_p$	fração de combustível queimado na fase de combustão pré-misturada	—
$Z$	vetor da pressão experimental no interior do cilindro	—
$Z_i$	parâmetro de desempenho medido durante a operação do motor, dados experimentais	—

### Letras Gregas

$\alpha$	nível de significância do Teste de Hipótese	—
$\beta_e$	emissividade (0,576 para motores Diesel)	—
$\delta Q$	taxa de transferência de calor	$J/s$
$\delta W$	taxa de trabalho realizado	$J/s$
$\Delta$	variação	—
$\eta_m$	rendimento mecânico	—
$\gamma$	razão entre os calores específicos	—
$\kappa$	coeficiente de transferência de calor por convecção	$W/m^2K$
$\lambda$	razão de equivalência ar/combustível	—
$\mu$	média amostral	—
$\Omega$	matriz diagonal	—
$\omega$	velocidade angular	$rad/s$
$\psi$	parâmetro de amortecimento, sendo um escalar positivo	—
$\rho$	massa específica do fluido	$kg/m^3$



$\sigma$	constante de Boltzmann	$W/m^2K^4$
$\tau$	atraso da ignição	°
$\theta_{ab_{val_{ext}}}$	ângulo de abertura da válvula de exaustão	°
$\theta_{fe_{val_{adm}}}$	ângulo de fechamento da válvula de admissão	°
$\theta_{inj}$	ângulo de início da injeção de combustível APMS	°
$\theta$	ângulo do eixo de manivelas	°
$\vartheta_p$	velocidade média do pistão	$m/sK$
$\vartheta_{is}$	velocidade do fluido nos coletores de admissão e de exaustão, durante o processo isentrópico	$m/s$

### Abreviaturas

<i>APMS</i>	Antes do Ponto Morto Superior
<i>DPMS</i>	Depois do Ponto Morto Superior
<i>LMT</i>	Laboratório de Máquinas Térmicas
<i>MARPOL</i>	<i>Marine Pollution</i>
<i>MB</i>	Marinha do Brasil
<i>PMI</i>	Ponto Morto Inferior
<i>PMS</i>	Ponto Morto Superior

# Capítulo 1

## Introdução

### 1.1 Contextualização

Se considerarmos que 90% do comércio global é realizado via transporte marítimo, a ocorrência de um acidente, de um naufrágio, ou mesmo a poluição provocada pelos meios navais, podem causar enormes impactos em todo o globo.

A International Maritime Organization (IMO) foi criada em 1948, na cidade de Genebra (Suíça), com o nome de Organização Consultiva Intergovernamental Marítima, e em 1982 mudou seu nome definitivamente para IMO. Trata-se de uma agência especializada das Nações Unidas, tendo como objetivo instituir um sistema de colaboração entre Governos, no que se refere às questões técnicas de interesse da navegação comercial internacional, à segurança marítima, à eficácia da navegação e à prevenção da poluição dos oceanos pelos navios.

A organização conta, atualmente, com 171 países membros, sendo o Brasil um deles, desde 1996. Juntos, os países signatários representam cerca de 95,34% da navegação mundial, em termos de tonelagem.

O ramo da IMO que tem por propósito o estabelecimento das regras para a completa eliminação da poluição intencional do meio ambiente causada por óleo e por outras substâncias danosas oriundas dos navios, bem como a minimização da descarga acidental destas substâncias no ambiente marinho, chama-se Convenção Internacional para a Prevenção da Poluição por Navios (*MARPOL*).

A Convenção MARPOL foi adotada em 1973, e posteriormente foi emendada pelo Protocolo de 1978, passando a ser conhecida como MARPOL 73/78. Atualmente a MARPOL possui seis anexos, apresentados na Tab. 1.1, na página seguinte.

Tabela 1.1: Anexos da MARPOL 73/78.

Anexo I	Anexo II	Anexo III	Anexo IV	Anexo V	Anexo VI
		Prevenção da poluição			
Prevenção da poluição por óleo combustível	Controle da poluição por substâncias líquidas nocivas a granel	por substâncias danosas transportadas por mar sob a forma de embalagens	Prevenção da poluição por esgotos dos navios	Prevenção da poluição por lixo dos navios	Prevenção da poluição atmosférica por navios

No que concerne à poluição causada pelos motores Diesel marítimos, encontram-se os gases de exaustão que emitem poluentes para a atmosfera. A limitação dessas emissões é tratada pelo Anexo VI, adotado pela primeira vez em 1997.

Atualmente, os motores Diesel marítimos produzidos já deixam as fábricas com o certificado de cumprimento do Anexo VI. Contudo, para os motores existentes, a MARPOL sinaliza soluções alternativas que visam atender aos requisitos do referido anexo. Tais medidas podem ser equipamentos ou aparelhos a serem instalados a bordo dos navios, como por exemplo:

- ★ sistema de umidificação do ar de admissão;
- ★ Ciclo Miller;
- ★ uso de motores a gás de baixa pressão;
- ★ sistema de eletrólise de ultra baixa frequência;
- ★ sistema de recirculação;
- ★ limpeza dos gases de descarga;
- ★ sistema de redução catalítica seletiva; e
- ★ uso de óleos combustíveis alternativos, como por exemplo a utilização de bio-combustíveis.

A linha de pesquisa deste trabalho seguirá a sugestão da MARPOL, quanto à utilização de óleos combustíveis alternativos, como uma das medidas de prevenção da poluição atmosférica. Porém, o foco será a determinação do desempenho de motores Diesel, empregando diversas percentagens de misturas de biodiesel, produzidas a partir do óleo de soja. Já a determinação das emissões será foco de trabalhos oportunos, os quais poderão determinar o número de mols, e, conseqüentemente, a

massa individual de cada poluente, por meio da modelagem da combustão.

É de conhecimento público que, nos últimos anos os preços do petróleo subiram sensivelmente e tornaram a cair. As instabilidades políticas e sociais nas regiões produtoras e a convicção de que o pico de produção será atingido nos próximos dez ou vinte anos, estão mantendo a volatilidade dos preços desse insumo estratégico. É nesse contexto que os biocombustíveis se inseriram no mundo com, no mínimo, uma dupla responsabilidade: a de ajudar a reduzir a emissão de gases de efeito estufa e a de substituir, parcialmente, o petróleo, a fim de prolongar a sua vida útil.

No Brasil, os dois principais biocombustíveis em uso são o biodiesel e o etanol. O biodiesel pode ser produzido a partir de oleaginosas, entre elas a mamona, o algodão, o amendoim, o dendê, o girassol e a soja, além de matérias-primas alternativas, como gordura animal, óleos de frituras e gorduras residuais. Já o etanol é produzido a partir da cana-de-açúcar. Porém pesquisas vêm sendo realizadas para que o milho também sirva de matéria-prima para o mercado interno, assim como já ocorre no mercado americano, sendo produzido em larga escala.

Em 2003, em consonância com o Anexo VI da MARPOL 73/78, a Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis (ANP), iniciou os primeiros estudos a fim de fomentar uma política para o biodiesel no Brasil, com a criação da Comissão Executiva Interministerial do Biodiesel (CEIB), e do Grupo Gestor (GG) pelo Governo Federal.

Em 2004, o governo lançou o Programa Nacional de Produção e Uso do Biodiesel (PNPB), a fim de introduzir o biodiesel na matriz energética brasileira. Visando a inclusão social e o desenvolvimento regional, o principal resultado dessa primeira fase foi a definição de um cabedal de conhecimento jurídico e regulatório, de acordo com ANP (2017).

A mistura do biocombustível ao óleo Diesel teve início em 2004, em caráter experimental. Nos anos entre 2005 e 2007, a comercialização do biodiesel no teor de 2% (B2) passou a ser voluntária. A obrigatoriedade veio no artigo 2º da Lei nº 11.097/2005, que introduziu o biodiesel na matriz energética brasileira. Em janeiro de 2008, entrou em vigor a mistura legalmente obrigatória de B2 em todo o território nacional, para a frota de veículos rodoviários brasileira.

Todas as especificações de mistura de biodiesel são baseadas no conteúdo em volume do combustível combinado. B2 é, portanto, 2% em volume de biocombustível

puro e 98% de óleo Diesel. Todas as demais misturas são calculadas da mesma forma.

Com o amadurecimento do mercado brasileiro, esse percentual foi sucessivamente ampliado pelo Conselho Nacional de Política Energética (CNPE) até o percentual de 7,0%, conforme pode ser observado na Tab. 1.2, a seguir:

Tabela 1.2: Evolução do Percentual Obrigatório de Biocombustível no Óleo Diesel. Fonte: ANP (2017)

Ano	Percentagem de Biocombustível
2003	Facultativo
Janeiro/2008	2%
Julho/2008	3%
Julho/2009	4%
Janeiro/2010	5%
Agosto/2014	6%
Novembro/2014	7%

No entanto, a Lei nº 13.263/2016 fez alterações na Lei nº 13.033/2014, que criou um cronograma de aumento do teor de biodiesel a partir do ano de 2017, de acordo com ANP (2017), conforme pode ser verificado na Tab. 1.3, a seguir:

Tabela 1.3: Cronograma de aumento do teor de biodiesel a partir de 2017, conforme a Lei nº 13.623/2016. Fonte: ANP (2017)

Ano	Percentagem de Biocombustível
Até março de 2017	8%
Até março de 2018	9%
Até março de 2019	10%

Os Anexos da MARPOL 73/78 são aplicáveis apenas aos navios mercantes. Cada país membro possui uma Administração ou Autoridade Marítima, que regula a implementação das regras, e fiscaliza os navios quanto ao atendimento dos requisitos estipulados nos *Marine Environment Protection Committee (MEPC)* da MARPOL.

No caso do Brasil, a Autoridade Marítima é exercida pelo Comandante da Marinha (CM). Embora a MARPOL 73/78 aplique-se apenas aos navios mercantes, o CM determinou, segundo BONO (2000), que os meios navais, aeronavais e bases da Marinha do Brasil (MB), também devam cumprir os regulamentos da MARPOL 73/78, no intuito de servir de exemplo aos navios fiscalizados pela MB.

A MB possui uma grande esquadra, composta por diversos navios de diferentes propósitos de emprego. Seus meios navais contam, basicamente, com dois tipos de propulsão: a CODOG (combined Diesel or gas turbine) ou a CODAD (combined

Diesel and Diesel). Isto significa dizer que, em uma propulsão CODOG, há sempre dois motores Diesel e duas turbinas a gás; e em uma propulsão CODAD, há sempre, dois ou quatro motores Diesel. Além dos motores Diesel para propulsão, há também os motores Diesel geradores, que produzem energia elétrica, bem como os motores Diesel geradores de emergência. Portanto, conclui-se que o quantitativo de motores Diesel em operação na MB, seja elevado.

Na eventualidade de, no futuro, as determinações da ANP quanto ao uso do biodiesel, passarem a aplicar-se também ao transporte marítimo, torna-se preponderante que a MB estude os impactos que possam advir, de um possível emprego de misturas de biodiesel, em seus diversos motores Diesel, no que concerne aos parâmetros de desempenho, tais como potência, torque, consumo de combustível e outros, por meio de simulações computacionais e experimentos, segundo afirma SOUZA JUNIOR (2009).

De acordo com BECERRA (1996), empregando-se um modelo de simulação computacional, é possível estudar o comportamento do motor, identificar quais parâmetros são os mais relevantes, reduzir os custos com a realização de experimentos, e, principalmente, prever o desempenho do motor utilizando qualquer tipo de combustível.

## 1.2 Objetivos

O objetivo deste trabalho visou o desenvolvimento de um algoritmo capaz de realizar uma simulação termodinâmica unidimensional, quase-estática, de motores Diesel de quatro tempos, com injeção direta, operando com óleo Diesel e com diferentes percentagens de misturas de biocombustível, a fim de prever o desempenho do motor, permitindo poupar tempo e recursos, financeiros e humanos, na realização de testes experimentais, sejam em bancada ou em campo.

Foi utilizado o modelo zero-dimensional, estático, desenvolvido por GUTIÉRREZ (2016), a fim de ampliá-lo para um modelo unidimensional, quase-estático. Para isto, foi necessário:

★ Modelar:

- massa de ar de admissão;
- taxa do fluxo de massa de ar de admissão;

- massa de combustível;
  - taxa do fluxo de massa de combustível;
  - massa dos gases de exaustão; e
  - taxa do fluxo de massa dos gases de exaustão.
- ★ Validar o algoritmo:
- utilizando os dados experimentais da pesquisa de SOUZA JUNIOR (2009).
- ★ Realizar um Estudo de Caso:
- utilizando os dados experimentais da pesquisa de GUTIÉRREZ (2016).

O algoritmo desenvolvido possui como dados de saída, os seguintes parâmetros de desempenho do motor:

- ★ pressão máxima no interior do cilindro;
- ★ pressão média indicada;
- ★ potência indicada;
- ★ torque indicado; e
- ★ consumo específico de combustível.

### 1.3 Organização da Dissertação

A fim de obter uma melhor compreensão da linha de raciocínio desenvolvida neste trabalho, apresenta-se a seguir um índice explicativo, contendo as principais ideias de cada capítulo.

- ★ o Capítulo 1 apresenta a contextualização do uso do biodiesel em motores Diesel, do cenário global até ao Brasil, e a motivação para usá-lo. O Capítulo 1 contém, ainda, a apresentação dos objetivos deste trabalho;
- ★ o Capítulo 2 apresenta a revisão bibliográfica, fundamentos anteriores consagrados, como também o que há de mais moderno no campo da pesquisa científica, dos temas abordados aqui, como o uso do biodiesel em motores Diesel, modelagem da massa instantânea de ar, gases e combustível;

- ★ o Capítulo 3 apresenta a fundamentação teórica, contendo todo o arcabouço do conhecimento estudado e empregado neste trabalho. Explica-se o enquadramento deste trabalho à modelagem computacional de simulação unidimensional, quase-estática. Apresentam-se as premissas adotadas, que sustentam a simplificação do algoritmo desenvolvido, além, é claro, do desenvolvimento matemático de todo o equacionamento aplicado neste trabalho;
- ★ o Capítulo 4 explica como o algoritmo deste trabalho foi desenvolvido, arquitetado e estruturado. O fluxograma apresentado neste capítulo dá essa dimensão;
- ★ o Capítulo 5 explica a forma como o algoritmo foi validado, comparando, estatisticamente, os resultados obtidos, com os resultados experimentais de SOUZA JUNIOR (2009). Apresenta-se também um estudo de caso aplicado a uma situação real, analisando o desempenho de um motor Diesel instalado a bordo do Navio Rebocador de Alto Mar “Triunfo”, da Marinha do Brasil, caso esse mesmo motor operasse com misturas de biodiesel. São apresentadas também as conclusões pertinentes à validação e ao estudo de caso;
- ★ o Capítulo 6 apresenta as conclusões abrangentes a todo o trabalho desenvolvido; e
- ★ o Capítulo 7 apresenta nas considerações finais, as contribuições que este trabalho trouxe em relação às pesquisas de SOUZA JUNIOR (2009) e de GUTIÉRREZ (2016), além de apresentar as possibilidades de futuras linhas de pesquisas, que podem ser desenvolvidas a partir do ponto em que este trabalho se encerra, proporcionando uma evolução do algoritmo.



# Capítulo 2

## Revisão Bibliográfica

### 2.1 Biodiesel

MURILLO *et al.* (2007) compararam os resultados de desempenho e emissões de um motor de bordo a Diesel alimentado com misturas de óleo Diesel e biodiesel de óleo de cozinha (B0, B10, B30, B50 e B100). Os resultados mostraram a redução de  $CO$  (até 12%) e um aumento das emissões de  $NO_x$  (até 20%) ao se utilizar o biodiesel. O consumo específico de combustível aumentou até 11,4% ao se utilizar o biodiesel em comparação aos resultados obtidos para o Diesel apenas. Os resultados deste trabalho mostraram que o biodiesel puro ou em mistura com o óleo Diesel pode ser utilizado em motores Diesel de popa.

SOUZA JUNIOR (2009) comparou o consumo específico experimental, as emissões e a potência efetiva do motor Diesel AGRALÉ M95W, operando com as misturas óleo Diesel com biodiesel (B3, B10, B20, B50 e B100). Os testes foram realizados no LMT. Os resultados mostraram que na utilização do biodiesel em substituição ao óleo Diesel, em diversos percentuais de misturas, o motor apresentou um bom comportamento, conseguindo manter carga e rotação nos pontos de operação testados. Notou-se também, devido ao menor PCI do biodiesel, um aumento no consumo de combustível. Os níveis de  $CO$  tiveram uma redução de cerca de 67% quando se substituiu o combustível B3 pelo B100. Ocorreram também reduções para os gases não poluentes,  $O_2$  e  $CO_2$ , em cerca de 5 e 15%, respectivamente, utilizando B100. Os níveis de emissões de  $HC$  foram reduzidos significativamente, chegando a reduções de 47% na utilização do B10. Os níveis de emissões de  $HC$  utilizando os combustíveis B20, B50 e B100 reduziram em 39%, 33% e 17%, respectivamente. Entretanto, os níveis de  $NO_x$  aumentaram com o uso de B100 em cerca de 65% em relação ao B3. Menores aumentos de  $NO_x$  foram observados ao se utilizar B10, B20 e B50 no lugar de B100.

Segundo NAYYAR (2010), o B100 contém aproximadamente 11% de oxigênio em peso, bem como um número de cetano um pouco maior do que o óleo Diesel. Esta química proporciona uma combustão mais completa e uma redução na maioria das emissões quando comparada ao óleo Diesel, mas também cria problemas em relação ao armazenamento a longo prazo (oxidação do combustível) e crescimento de microorganismos que degradam o combustível. Os biocombustíveis (B100) geralmente contêm aproximadamente 10% menos energia que o óleo Diesel. No entanto, eles não contêm enxofre. O resultado são menores emissões, e maior uso de combustível para a mesma quantidade de trabalho realizado. Este aumento do uso de combustível pode não ser facilmente aparente, dependendo da aplicação. Um exemplo é o sistema do *Washington State Ferry*, onde os navios normalmente gastam uma grande quantidade de tempo em modo ocioso (*idle*) ou de baixa potência. Durante os testes realizados com várias misturas de biodiesel, não houve alteração significativa no uso de combustível comparada a períodos anteriores em que o óleo Diesel foi utilizado.

NAYYAR (2010) também afirma que o consumo de combustível está relacionado diretamente ao conteúdo energético do combustível utilizado e à energia gerada por esse combustível. O B100 contém 8% a 11% menos energia do que o óleo Diesel, o B20 contém aproximadamente 2% a 3% menos energia do que o óleo Diesel, e B5 contém aproximadamente a mesma energia que o óleo Diesel. O consumo real de combustível depende dos requisitos de saída colocados no motor. Os motores Diesel marítimos são normalmente projetados para operar em níveis de potência e torque mais elevados do que os veículos rodoviários, a fim de atender aos requisitos da missão. A potência total é raramente exigida para o uso rodoviário (exceto durante a aceleração), mas rotineiramente exigido em operações táticas navais. Os motores que operam na faixa de potência de 70% a 80% (faixa de cruzeiro para operações marítimas), podem experimentar um aumento de 1% a 2% no consumo de combustível e uma diminuição de alcance similar, ao usar o B20. Aumentos no consumo de combustível de até 10% foram relatados quando se utilizou B100 em aplicações marítimas.

MA *et al.* (2011) realizaram testes de bancada em um motor Diesel marítimo YC6J190 alimentado com B20 marítimo. Os resultados deste trabalho mostraram que a potência efetiva do motor diminuiu 1,8%, a taxa de consumo de combustível aumentou em 0,07%, as emissões de *HC* diminuíram em 19,17% e a fuligem diminuiu em 25% na carga máxima do motor.

CHAUHAN *et al.* (2013) estudaram e compararam o desempenho, características da combustão e emissões de um motor Diesel Kirloskar sem modificações, monocilíndrico, com injeção direta e alimentado com óleo Diesel, KME5 (95% de óleo Diesel e 5% de óleo de karanja), KME10, KME20, KME30 e KME100. Os testes foram realizados com rotação constante de 1500 *rpm* e para diferentes cargas de operação (sem carga, 20%, 40%, 60%, 80% e 100%). O medidor de fumaça AVL 437 e o analisador de gases AVL Di foram utilizados para medir os gases de escape. Nos resultados dos testes, observou-se que a curva de pressão no interior do cilindro e a curva da taxa de liberação de calor utilizando óleo Diesel ficaram acima das curvas obtidas ao utilizar KME100. As emissões de *CO* diminuíram com o aumento da percentagem do biodiesel na mistura. Por outro lado, as emissões de *NO<sub>x</sub>* aumentaram com o aumento da percentagem do biodiesel na mistura. A diferença entre as emissões de *NO<sub>x</sub>* obtidas ao utilizar óleo Diesel e as misturas de biodiesel aumentaram conforme o aumento da carga de operação.

UY (2013) pesquisou os impactos da utilização do óleo de palma e suas misturas em um motor Diesel marítimo HANSHIN 6UL32. Os parâmetros analisados foram o consumo de combustível, a pressão de injeção de combustível e o atraso de ignição. Os combustíveis testados foram o óleo Diesel, B5, B10, B15, B20 e B100. Observou-se que a pressão de injeção aumentou ao se utilizar a mistura de óleo Diesel e biodiesel de palma. O consumo de combustível aumentou de acordo com a percentagem de biodiesel, enquanto o atraso de ignição diminuiu com o aumento desta.

AL\_DAWODY e BHATTI (2014) realizaram investigações experimentais e teóricas em um motor Diesel Kirloskar TAF-1, monocilíndrico e de injeção direta utilizando diferentes misturas de óleo Diesel e biodiesel (éster metílico de soja). Os combustíveis utilizados foram o óleo Diesel, B20, B40 e B100. Foi utilizado o software AVL para a obtenção de várias curvas de desempenho e resultados durante a operação. Os testes foram realizados em 4 condições de carga (25%, 50%, 75% e 100%) e rotação constante e igual a 1500 *rpm*. Observou-se que ao aumentar a percentagem de biodiesel, a pressão máxima diminuiu para 100% de carga. O pico da combustão pré-misturada aumentou quanto maior a percentagem de biodiesel para 100% de carga. Por outro lado, o pico da combustão difusiva diminuiu com o aumento da percentagem de biodiesel para 100% de carga. As emissões de *CO* diminuíram, enquanto as emissões de *NO<sub>x</sub>* aumentaram quanto maior a percentagem de biodiesel na mistura.

DHAR e AGARWAL (2014) estudaram as características de desempenho, combustão e emissões de um motor Diesel Mahindra MDI 3000, com injeção direta e alimentado com óleo Diesel, KOME05 (95% de óleo Diesel e 5% de biodiesel de karanja), KOME10, KOME20, KOME50 e KOME100. Os testes foram realizados para duas velocidades de rotação do motor (1800 e 2600 *rpm*). Observou-se que o consumo específico de combustível diminuiu ao utilizar o KOME05 e KOME10 em relação ao óleo Diesel para baixas cargas de operação e 1800 *rpm*. Ao utilizar o KOME05, KOME10 e KOME20, o consumo específico de combustível se aproximou daquele obtido com o óleo Diesel, para cargas de operação médias e altas, tanto em 1800 *rpm* quanto em 2600 *rpm*. O consumo de combustível ao utilizar o KOME05 foi menor do que aquele obtido com o óleo Diesel para 2600 *rpm* e baixas cargas de operação. As emissões de *CO* diminuíram ao utilizar KOME10 e KOME20 para 1800 *rpm* e baixa carga de operação. Quanto maior a percentagem de biodiesel na mistura, menor foram as emissões de *CO*, para rotações iguais a 1800 *rpm* e 2600 *rpm* e altas cargas de operação. Por outro lado, os resultados das emissões de *CO* foram semelhantes ao utilizar os seis combustíveis para 1800 *rpm* e cargas médias de operação. No que diz respeito às emissões de *NO<sub>x</sub>*, foram obtidos resultados semelhantes ao utilizar óleo Diesel, KOME05, KOME10, KOME20 e KOME100 para 1800 *rpm* e altas cargas de operação. Finalmente, observou-se que as emissões de *NO<sub>x</sub>* foram maiores quanto maior a percentagem de biodiesel na mistura em condições de operação de 2600 *rpm* e altas cargas.

IMTENAN *et al.* (2014) compararam os resultados de desempenho e emissões ao utilizar óleo Diesel e DP20 (80% de óleo Diesel e 20% de biodiesel de palma) em um motor Diesel YANMAR TF 120-M de quatro tempos, monocilíndrico e de aspiração natural. Os testes de desempenho e de emissões foram realizados em 100% de carga, e a velocidade do motor foi variada entre 1200 e 2400 *rpm*, com intervalos de 200 *rpm*. Observou-se um pequeno aumento do consumo específico de combustível ao se utilizar DP20, em relação ao óleo Diesel, para velocidades de rotação do motor inferiores a 1600 *rpm*. As emissões de *CO* diminuíram ao utilizar se DP20, em relação ao óleo Diesel, em todas as velocidades, enquanto que as emissões de *NO<sub>x</sub>* aumentaram ligeiramente ao se utilizar DP20, em relação ao óleo Diesel, para rotação igual a 1600 *rpm*.

ROY *et al.* (2014) estudaram o desempenho e as emissões de um motor Diesel Lister Peter-PH2 W de injeção direta, dois cilindros e quatro tempos, alimentado com óleo Diesel, B5(95% de óleo Diesel e 5% de biodiesel de canola), B10, B20, B50 e B100. Os testes de desempenho e emissões foram realizados em velocidade nominal igual a 1800 *rpm* e em três condições de carga (baixa, média e alta). Um

analisador multi-gás (NOVA Model 7466 PK) e um analisador de  $CO$  (Dwyer 1205A) foram utilizados para medir as emissões de  $CO$ ,  $NO$ ,  $NO_2$ ,  $HC$ ,  $CO_2$  e  $O_2$ . Nos resultados dos testes observou-se um aumento no consumo específico do combustível, quanto maior foi a percentagem do biodiesel nas três condições de carga, enquanto as emissões de  $CO$  diminuíram, nas condições de carga média e baixa. As emissões de  $CO$  foram maiores de acordo com o aumento da percentagem de biodiesel, na condição de carga alta. As emissões de  $NO_2$  apresentaram esta mesma tendência, porém, na condição de carga baixa, enquanto que, para condições de carga média, tal aumento foi menos expressivo. Finalmente, na condição de carga alta, notou-se que as emissões de  $NO_x$  foram semelhantes àsquelas obtidas com o uso de óleo Diesel, B5, B10, B20, B50 e B100.

SOUZA *et al.* (2016) avaliaram o desempenho (potência, torque e consumo de combustível) do motor Diesel MWM abastecido com as misturas de Diesel marítimo e biodiesel. Nesse trabalho, não foi mencionada a matéria prima do biodiesel. Os combustíveis avaliados foram B5, B10, B20, B40, B60 e B100. Os resultados obtidos para potência demonstraram que as misturas de biodiesel tiveram melhor desempenho na rotação em torno de 2500 *rpm* com 91,4; 91,1; 91,1; 90,2; 89,7 e 87,6 *kW* para B5, B10, B20, B40, B60 e B100, respectivamente, enquanto que para o Diesel marítimo obteve-se uma potência de 85,5 *kW* em mesma rotação. Os resultados de torque obtidos para as misturas combustíveis estiveram na faixa de 366 a 374 *Nm* na rotação em torno de 1500 *rpm* e 370 *Nm* para o Diesel marítimo na mesma rotação. O Diesel marítimo apresentou os melhores resultados de consumo de combustível (20,8 *kg/h* @ 1500 *rpm*). A utilização de Diesel marítimo acrescido de 5% de biodiesel, foi 7,7% mais vantajoso economicamente em relação ao Diesel marítimo puro.

NALGUNDWAR *et al.* (2016) estudaram o desempenho e emissões de um motor Diesel monocilíndrico alimentado com uma mistura de dois tipos de biodiesel (palma e jatropha), para diferentes condições de operação. Nos resultados experimentais observou-se que a potência aumentou em 4,65% ao utilizar o D90PB5J5 (90% de óleo Diesel, 5% de palma e 5% de jatropha) em relação ao óleo Diesel. Observou-se uma ligeira redução no consumo específico de combustível ao utilizar pequenas percentagens de biodiesel. Para misturas acima de 80%, notou-se um aumento da eficiência térmica superior a 15% em relação ao óleo Diesel. As emissões de  $CO$  tiveram redução de 7,1%, 17,7% e 14,5% ao utilizar os combustíveis D90JB5PB5, D80JB10PB10 e D70JB15PB15, respectivamente. As emissões de  $NO_x$  apresentaram aumento ao utilizar as misturas de biodiesel em relação ao óleo Diesel.

SARALA *et al.* (2016) estudaram as características de desempenho e emissões de um motor marítimo alimentado com as misturas de óleo Diesel e biodiesel de jojoba (óleo Diesel, B5, B10 e B15). Os testes foram realizados em um motor Diesel monocilíndrico, com velocidade de rotação constante e igual a 1500 *rpm*, para diferentes condições de carga, alimentado por óleo Diesel e suas misturas. Os resultados mostraram que características de desempenho, tais como eficiência térmica e consumo específico de combustível, melhoraram com o aumento da percentagem do biodiesel de jojoba na mistura. As emissões de  $CO$ ,  $NO_x$ ,  $HC$  e fumaça foram reduzidas ao se utilizar o biodiesel de jojoba e as emissões de  $CO_2$  diminuíram ao se utilizar os combustíveis B10 e B15.

## 2.2 Massas Instantâneas de Admissão de Ar e de Exaustão de Gases

HEYWOOD (1988) estudou o fluxo de massa através das válvulas de admissão e de exaustão. A análise foi feita considerando o fluxo isentrópico e unidimensional, e os efeitos do fluxo do gás real foram incluídos por meio de um coeficiente de descarga ( $C_D$ ), determinado experimentalmente, tanto para a admissão quanto para a exaustão. O fluxo de massa está relacionado à pressão de estagnação ( $p_0$ ) e temperatura de estagnação ( $T_0$ ) à montante da restrição do fluxo, e à pressão estática à jusante da restrição do fluxo, assumida igual à pressão na restrição ( $p_T$ ), e à uma área de referência ( $A_R$ ), que é característica do projeto da válvula. O valor de  $C_D$  e a escolha da área de referência estão correlacionados. O produto entre  $C_D$  e  $A_R$  resulta na área efetiva ( $A_E$ ) da válvula. Diversas áreas de referência foram utilizadas. Entretanto, a área de referência mais conveniente foi a chamada área lateral da válvula. Para o caso da válvula de admissão, de acordo com ANNAND e ROE (1974), o  $C_D$  baseado na área lateral é uma função descontínua da razão entre o deslocamento (*lift*) e o diâmetro da válvula ( $D_v$ ), e também do regime do fluxo de massa. Além disso, a performance do conjunto da válvula é influenciada pelo assento da válvula, pelo ângulo do assento da válvula, pelo formato das bordas, pelo projeto do orifício do cilindro, e também pelo formato da cabeça do cilindro. Para o caso do fluxo de massa passando pela válvula de exaustão, foram estudados diferentes regimes de fluxo, com a variação do deslocamento da válvula. Verificou-se que o efeito mais significativo sobre o  $C_D$  foi o formato do coletor de exaustão, de acordo com ANNAND e ROE (1974), valendo-se dos estudos dos autores COLE e MILLS (1953), WOODS e KHAN (1965) e WALLACE (1967).

Coletores de exaustão mais curtos e com pequenos raios de curvatura, produzem elevados valores de  $C_D$ , e conseqüentemente, grandes perdas de carga. Coletores de exaustão mais extensos e com raio de curvatura mais longo, produzem pequenos valores de  $C_D$ , e conseqüentemente, reduzidas perdas de carga. HEYWOOD (1988) também estabeleceu relações para o cálculo do fluxo de massa, nas condições de fluxo sônico e subsônico.

STONE (1992) afirmou que a forma da cabeça da válvula é desenvolvida empiricamente, a fim de causar a mínima perda de carga possível. Esses experimentos foram, geralmente, realizados em plataformas com fluxo de ar estável. Esta perda de carga foi chamada de coeficiente de descarga ( $C_D$ ), que pode ser calculada pela razão entre a área efetiva ( $A_E$ ) e a área lateral da válvula. STONE (1992) também correlacionou o  $C_D$  com a taxa de fluxo em volume. Assim,  $C_D$  seria a razão entre a taxa de fluxo em volume real e a taxa de fluxo em volume ideal. A área lateral da válvula está diretamente associada ao deslocamento da válvula. O conceito de  $A_E$  é definido por STONE (1992) como a área de saída de um bocal ideal, sem fricção, na qual passaria o mesmo fluxo, com a mesma perda de carga, com um fluxo a pressão constante e uniforme, à montante e à jusante da válvula. STONE (1992) também elaborou formulações matemáticas para o cálculo da velocidade, nas condições de fluidos incompressíveis e compressíveis. Com base em seus estudos, STONE (1992) conseguiu calcular o fluxo de massa por unidade de área. STONE (1992) também estudou os  $C_D$  para a válvula de admissão, calculados por ANNAND e ROE (1974).

MAROTEAUX e SAAD (2013) estudaram o fluxo de massa que passa pelas válvulas de admissão e de exaustão, em uma simulação termodinâmica de um motor Diesel turboalimentado, empregando *common rail*, realizada afim de estudar os efeitos no atraso da ignição. Para o estudo, eles consideraram o modelo de um fluxo compressível, unidimensional, quase-estático, para calcular o fluxo de massa através das válvulas. Eles também consideraram as portas de entrada e de saída do cilindro como *plenums*, tendo as pressões conhecidas. Para cada passo do processo de entrada e de saída do cilindro, os valores para as áreas das válvulas foram calculados a partir da variação do coeficiente de descarga ( $C_D$ ), obtidos a partir de dados tabulados para as válvulas de admissão e de exaustão. Os autores ressaltam que os dados tabulados foram fornecidos pelo fabricante da cabeça do cilindro. Eles também estudaram o fluxo nas condições sônicas e subsônicas.

BENVENUTO *et al.* (2013) estudaram as emissões de poluentes de um motor Diesel marítimo, utilizando metano como combustível. Eles fizeram considerações para o fluxo de gases na admissão e na exaustão. Para a situação de admissão,

a temperatura do fluido de trabalho no cilindro durante o curso de admissão foi avaliada, considerando o efeito de uma mistura dos gases residuais, retidos no cilindro durante o ciclo anterior, e a carga de ar fresco admitida. Estimaram que a quantidade de gases não expelidos poderia ser assumida, aceitando a aproximação, igual à quantidade que poderia estar contida na câmara de combustão. O fluxo de massa dos gases de exaustão foi calculado considerando o fluxo como um escoamento compressível através de uma restrição. Relacionaram o fluxo de massa na exaustão em função da razão entre a pressão a jusante e a montante da válvula, à área de referência da válvula ( $A_R$ ), à temperatura no interior do cilindro, e ao coeficiente de descarga ( $C_D$ ) da válvula de exaustão, tomado como um valor constante e igual a 0,7, conforme proposto por FARZANEH-GORD *et al.* (2009). BENVENUTO *et al.* (2013) calcularam o fluxo de massa na exaustão nas condições de fluxo sônico e subsônico, em função do ângulo do eixo de manivelas.

GONCA *et al.* (2014) estudaram os efeitos da injeção de vapor sobre os parâmetros de desempenho e de emissões, em um motor Diesel de Ciclo Miller. Calcularam o balanço de massa no cilindro, sendo a soma da massa de ar com a massa de combustível injetada. A massa de ar considerada, foi calculada em função da taxa de vazamento de gás, dependente do tempo, da velocidade angular e também da proporção estequiométrica da relação combustível/ar ( $C/A$ ), em função do ângulo do eixo de manivelas. Já a massa de combustível, foi calculada em função da taxa de injeção de combustível dependente do tempo, da taxa de vazamento de gás, da proporção estequiométrica  $C/A$ , e também da velocidade angular.

FERGUSON e KIRKPATRICK (2016) também estudaram o fluxo de massa através das válvulas de admissão e de exaustão, e afirmam que elas são as mais significantes restrições para o fluxo, em um motor de combustão interna. Levantaram, com considerável êxito, a quantificação da perda de carga através das válvulas de admissão e de exaustão. Para isso, modelaram o fluxo de gás através das válvulas, e consideraram-no como um fluxo compressível quase-estável unidimensional. A partir daí, obtiveram relações para o fluxo de massa através das válvulas, sendo funções das razões entre as pressões a montante e a jusante da válvula. Determinaram então, duas formas distintas de perda de carga, associadas à dois tipos de áreas geométricas mínimas. Chamou-se de coeficiente de fluxo ( $C_F$ ), a perda de carga associada à área geométrica mínima referente ao assento da válvula, que pode ser calculada utilizando o diâmetro (menor) do assento da válvula. E designou-se de coeficiente de descarga ( $C_D$ ), a perda de carga associada à área geométrica mínima referente à área lateral da válvula, que pode ser calculada pela multiplicação de  $\pi$  pelo diâmetro da válvula ( $D_v$ ) e também pelo seu deslocamento.



O  $C_F$  utilizado por eles foi determinado por BORETTI *et al.* (1994), já o  $C_D$  foi determinado por ANNAND e ROE (1974).

CATON (2016) estudou o fluxo de massa através das válvulas de admissão e de exaustão, considerando o fluxo quase-estável, unidimensional, reversível e adiabático, e assumiu o coeficiente de descarga como constante ( $C_D$ ). Caso um fluxo real não se adeque às considerações acima, ele deve ser corrigido por um  $C_D$  empírico, devendo ser calculado pela razão entre o fluxo de massa real e o fluxo de massa ideal. CATON (2016) afirma que os  $C_D$  são função da geometria da válvula em análise, do número de *Reynolds*, do número de *Mach* e das propriedades do gás. Para seus estudos, CATON (2016) assumiu um  $C_D$  constante e igual a 0,7, considerado um valor médio típico. Ele também determinou relações para o cálculo do fluxo de massa nas condições de fluxo sônico e subsônico. CATON (2016) elaborou uma forma de determinar o deslocamento instantâneo da válvula, caso o seu perfil não seja conhecido. No seu trabalho, ele usou uma hipótese padrão para o deslocamento instantâneo, baseada exclusivamente no deslocamento máximo, no ângulo de abertura da válvula e na sua duração, e usando uma forma senoidal recomendada por SHERMAN e BLUMBERG (1977). O período de sobreposição das válvulas de admissão e de exaustão está incluído nesta formulação. Os ângulos a que CATON (2016) se refere são sempre referentes ao ângulo do eixo de manivelas. Desta forma, ele calculou a área efetiva ( $A_E$ ) em função do deslocamento instantâneo.

## 2.3 Massa Instantânea de Combustível

MAROTEAUX e SAAD (2013) estudaram a injeção de combustível, em uma simulação termodinâmica de um motor Diesel turboalimentado, empregando *common rail*, realizada a fim de estudar os efeitos no atraso da ignição. Uma vez que o padrão de injeção tem um efeito direto na combustão do Diesel e, portanto, também na pressão do cilindro, os Modelos de Motor de Valor Médio não são mais suficientes para o teste em ciclo fechado, das novas gerações de unidade de controle do motor. O cálculo preciso em tempo real da pressão do cilindro de acordo com a injeção real torna-se necessário.

No estudo, os autores calcularam a massa de combustível injetada no cilindro, multiplicando o fluxo de massa de combustível que é injetado, pelo período de tempo que isso ocorreu. O fluxo de massa está relacionado pela multiplicação da massa específica ( $\rho$ ) do combustível pela taxa de fluxo do bico injetor, dada pelo fabricante. A taxa de fluxo do bico injetor por sua vez, está relacionada

ao coeficiente de descarga do bico injetor (considerado no estudo igual a 0,9, informado pelo fabricante), à área do furo do bico injetor, e a diferença de pressão entre a injeção e o interior do cilindro. MAROTEAUX e SAAD (2013) assumiram que a pressão de injeção é igual à pressão do *rail*, e que as perdas no injetor são insignificantes quando comparadas aos elevados níveis de pressão do *rail*.

MAROTEAUX *et al.* (2015) utilizaram neste estudo, a mesma formulação matemática utilizada em 2013, para o cálculo da massa de combustível injetada, empregado no estudo das funções simples e dupla de *Wiebe*, para a modelagem da combustão de um motor Diesel de multi-injeção.

SIVALINGAM *et al.* (2015) modelaram um motor Diesel utilizando bioetanol, a fim de estudarem os parâmetros das emissões. Calcularam a massa de combustível injetada integrando o fluxo de massa em função do ângulo do eixo de manivelas. O fluxo de massa foi calculado utilizando a área dos furos do bico injetor, a massa específica do combustível e a velocidade de injeção do combustível. A velocidade de injeção por sua vez está relacionada ao coeficiente de descarga do bico injetor, tomado como valor constante e igual a 0,39, e à diferença de pressão de injeção e do interior do cilindro.

## 2.4 Conclusões

Os estudos apontaram que a utilização de misturas de biodiesel diminuíram as emissões de  $CO$ ,  $CO_2$ ,  $HC$  e materiais particulados, enquanto que as emissões de  $NO_x$  apresentaram um aumento de 10%, na maior parte dos casos estudados.

A maioria dos estudos recentes de avaliação do desempenho, demonstraram que o biodiesel obtido a partir de sementes oleaginosas, tais como os óleos de palma, de girassol e de soja, apresentaram uma boa relação entre energia de entrada no motor e o trabalho produzido por ele.

O consumo de combustível está diretamente relacionado ao conteúdo energético do combustível utilizado. Devido ao menor PCI do biodiesel em relação ao do óleo Diesel (aproximadamente 10% inferior), a maioria dos estudos indicaram que houve uma diminuição dos parâmetros de desempenho do motor. Para que o motor seja capaz de manter um desempenho semelhante com o uso do óleo Diesel, faz-se necessário adicionar uma quantidade maior de biodiesel, aumentando, assim, o consumo específico de combustível.

A diferença existente entre os tipos de área de referência no cálculo do fluxo de massa, é determinante para a escolha do tipo de coeficiente (perda de carga) a ser adotado. O uso da área da base da válvula leva à adoção do  $C_F$ , e o uso da área lateral leva à adoção do  $C_D$ . Cada uma das válvulas possui um coeficiente diferente associado.

Como a determinação do  $C_D$  ou do  $C_F$  está diretamente associada ao deslocamento instantâneo da válvula, a perda de carga é variável de acordo com o ângulo do eixo de manivelas.

A razão entre as pressões a montante e a jusante da válvula, seja ela de admissão ou de exaustão, determinam se o fluxo se comporta de forma sônica ou subsônica. O limite entre as duas condições supracitadas é dado pela pressão crítica. Se a pressão a montante é superior em relação à pressão a jusante, então o fluido é classificado como sônico. Se o contrário ocorrer, o fluido é então classificado como subsônico. Ressalta-se que as duas situações ocorrem na passagem do fluxo pela válvula. Quando a válvula começa a se abrir, o fluido vai se descomprimindo a montante da válvula e a pressão vai diminuindo, passando da condição sônica à subsônica.

A utilização de uma perda de carga variável no cálculo do fluxo de massa, e a determinação de sua condição sônica ou subsônica, torna a descrição da admissão e da exaustão mais fidedigna ao fenômeno.

A taxa do fluxo de massa de combustível é função das características do injetor, das propriedades do combustível e da pressão instantânea no interior do cilindro. Como a pressão do cilindro está diretamente associada ao ângulo do eixo de manivelas, é possível calcular a massa instantânea de combustível em cada ângulo.

Alterando-se o valor da massa específica, é possível adaptar a equação do cálculo do fluxo de massa para diversos tipos de combustíveis, os quais se deseja realizar a simulação termodinâmica. Dessa forma, a equação adequa-se a cada tipo de combustível.

# Capítulo 3

## Fundamentação Teórica

### 3.1 Tipos de Modelos Computacionais

De acordo com HEYWOOD (1988), para os processos que regem o desempenho do motor e as emissões, há dois tipos básicos de modelos desenvolvidos. Estes podem ser classificados pela sua natureza termodinâmica ou pela dinâmica dos fluidos, dependendo se as equações que dão ao modelo sua estrutura predominante, são baseadas na conservação de energia ou em uma análise completa do movimento do fluido.

Outros rótulos dados aos modelos termodinâmicos baseados em conservação de energia são: zero-dimensional (uma vez que na ausência de qualquer modelagem de fluxo, as características geométricas do movimento do fluido não podem ser definidas); fenomenológicas (são incorporados detalhes adicionais, além das equações de conservação de energia para cada fenômeno) e quase-dimensional (características geométricas específicas são adicionadas à abordagem termodinâmica básica, por exemplo, a ignição do motor ou as formas de pulverização de Diesel).

Os modelos baseados em dinâmica dos fluidos geralmente são chamados de modelos multidimensionais devido à sua capacidade inerente de fornecer informações geométricas detalhadas no campo de fluxo, com base na solução das equações de governo do fluxo.

Para CATON (2016), as simulações dos ciclos dos motores têm sido desenvolvidas e utilizadas, para estudar uma variedade de características e problemas relativos aos motores de combustão interna há mais de meio século. Basicamente, elas se dividem em três classificações: simulação termodinâmica do ciclo do motor, simulação termodinâmica quase-dimensional do ciclo do motor e simulação multi-dimensional.

CATON (2016) afirma que as três classificações de simulações supracitadas, fornecem três conjuntos diferentes de ferramentas para entender o funcionamento do motor. Cada tipo de simulação tem seus próprios pontos prós e contras. Obviamente, a simulação básica do ciclo termodinâmico do motor pode fornecer resultados mais robustos e rápidos. Essas simulações são ideais para estudos de rotina e estudos termodinâmicos fundamentais. Além disso, essas simulações são ideais para estudos paramétricos intensivos em que uma grande variedade de valores de muitos parâmetros precisam ser investigados.

Para CATON (2016), a simulação quase-dimensional do ciclo do motor é uma boa escolha, onde a geometria da combustão é uma informação importante, em uma ampla gama de valores e variáveis. Embora as simulações quase-dimensionais não se baseiem em equações governamentais fundamentais para a dependência espacial, essas simulações provaram ser úteis. As simulações multidimensionais podem ser usadas para estudar detalhes em uma, ou poucas condições específicas de operação. Elas são a única maneira de capturar informações espaciais com base nas equações governantes.

A Tab. 3.1 apresenta a descrição da evolução das simulações do ciclo do motor, de forma simplificada.

Tabela 3.1: Descrição simplificada da evolução das simulações termodinâmicas do ciclo do motor. Fonte: CATON (2016)

Propriedades Termodinâmicas	Química completa (Toda a cinética; Incluindo o não-equilíbrio)				CFD completo
	Equilíbrio e gases estáticos; Cinética do NO; Reações de HC			Simulações de ciclo (1980-presente)	
	Equilíbrio e gases estáticos; Cinética do NO	Simulações de ciclo (1970-presente)	Simulações de ciclo (1980-presente)		
	Equilíbrio e gases estáticos	Ciclo padrão combustível-ar (1940-60)	Simulações de ciclo (1960-presente)		
	Ar puro; (Calor específico constante ou variável)	Ciclo padrão de ar (1890-presente)	Simulações de ciclo de instrução (1970)		
Processos do Motor	Mistura	Uma zona	Uma a três zonas	Múltiplas zonas	3-D
	Combustão	Adição de calor	Taxa finita 1-D;	Chama turbulenta	Completo
	Fluxos	Nenhum	Quase-estático	1-D; Não-estático	3-D; Não-estático
	Transferência de Calor	Adiabático	Uma ou mais zonas	Múltiplas zonas	Completo

No entendimento de CATON (2016), ao longo do eixo  $x$ , são listados os processos do motor da formação da mistura, combustão, fluxos e transferência de calor. À medida que as simulações melhoram da esquerda para a direita, a descrição desses processos também melhora. Por exemplo, para a combustão, o sub-modelo mais simples é a adição de calor como usado nas análises ideais (ciclo padrão de ar). A próxima melhoria para o sub-modelo de combustão é uma expressão de taxa finita que é uma entrada simples. Uma melhoria adicional envolveria alguma forma de modelagem da chama turbulenta. Finalmente, na localização mais distante, a combustão seria modelada com equações diferenciais parciais completas, com sub-modelos adequados para turbulência, reações de combustão e transferência de calor local. Os outros processos do motor melhoram da esquerda para a direita de maneira semelhante.

CATON (2016) descreve que ao longo do eixo  $y$  encontram-se os algoritmos utilizados para determinar as propriedades termodinâmicas. Começando na parte inferior e avançando para o topo, os algoritmos tornam-se progressivamente mais detalhados e representativos do fluido de trabalho real. Na parte inferior, as propriedades são determinadas para o ar puro com calor específico constante. Esta seria a abordagem utilizada nas análises de ciclo ideal (ciclo padrão de ar). À medida que as simulações melhoram de baixo para cima, as propriedades são descritas de forma mais completa. Essas melhorias incluem o uso de descrições de equilíbrio químico para os produtos de combustão, usando cinética química para prever emissões, e no nível mais completo, usando a química completa em todos os momentos para ter a descrição mais precisa das concentrações das espécies e das propriedades termodinâmicas.

CATON (2016) conclui que a interseção de uma descrição do processo do motor e uma abordagem da propriedade termodinâmica fornece um tipo específico de simulação. O menos preciso da descrição do processo e da abordagem da propriedade se intercepta nos “ciclos padrão de ar”, enquanto algumas das interseções intermediárias são para versões da simulação do ciclo termodinâmico. A interseção final, canto direito do topo, representa uma solução computacional completa de fluidos.

HEYWOOD (1988) já havia iniciado seus estudos sobre a modelagem do fluxo de massa através de uma válvula. O equacionamento desenvolvido por ele advém da análise de um fluxo isentrópico unidimensional.

Para RAKOPOULOS *et al.* (1994), em um modelo de zona única, unidimensional quase-estático, o fluido de trabalho no motor é assumido como um sistema termodinâmico que sofre troca de energia e de massa com os ambientes, onde a energia liberada durante o processo de combustão é obtida aplicando a primeira lei da termodinâmica ao sistema.

FERGUSON e KIRKPATRICK (2016) também realizaram estudos sobre a modelagem do fluxo de admissão e exaustão, classificando o fluido de trabalho como compressível, unidimensional e quase-estático.

O modelo computacional deste trabalho enquadra-se nas descrições contidas nas células destacadas na cor cinza, da Tab. 3.1. Além disso, seguindo a classificação sugerida por HEYWOOD (1988), RAKOPOULOS *et al.* (1994), FERGUSON e KIRKPATRICK (2016), e CATON (2016), pode-se afirmar que o algoritmo desenvolvido é um simulador das propriedades termodinâmicas de ciclo, com mistura ar/combustível uma zona, cálculo da combustão utilizando taxa finita, aplicando a primeira lei da termodinâmica, utilizando modelagem unidimensional, quase-estática, dos fluxos de admissão e de exaustão, e com transferência de calor com uma zona.

## 3.2 Premissas Adotadas

Baseando-se nos estudos dos autores HEYWOOD (1988), RAKOPOULOS *et al.* (1994), STIESCH (2003), SOUZA JUNIOR (2009), CATON (2016) e GUTIÉRREZ (2016), as premissas adotadas neste trabalho foram:

- ★ o sistema termodinâmico é o conteúdo do cilindro;
- ★ para os processos de compressão, expansão e exaustão, o conteúdo do cilindro é espacialmente homogêneo e ocupa uma zona;
- ★ para o processo de admissão é utilizado uma zona (apenas ar fresco, sem considerar os gases residuais);
- ★ para o processo de combustão, foi considerada a abordagem de uma zona, com taxa finita (emprego da função dupla de *Wiebe*);
- ★ as propriedades termodinâmicas (incluindo pressão e temperatura) variam apenas com o tempo (ângulo do eixo de manivelas) e são espacialmente uniformes em suas respectivas zonas;

- ★ a composição instantânea é obtida a partir de algoritmos geralmente aceitos, e as espécies químicas obedecem à equação do gás ideal;
- ★ as propriedades termodinâmicas instantâneas são calculadas a partir de formulações estabelecidas com base nas composições apropriadas das espécies químicas;
- ★ as taxas de fluxo de massa são determinadas a partir de equações de fluxo unidimensionais e quase-estáticos, e os coletores de admissão e de exaustão são considerados como se fossem *plenums* infinitos, que contêm gases à temperatura e pressão constantes;
- ★ o combustível é completamente vaporizado e misturado com o ar fresco que é admitido;
- ★ a eficiência da combustão é de 99%, conforme utilizado por SOUZA JUNIOR (2009) e GUTIÉRREZ (2016) em suas respectivas pesquisas;
- ★ o fluido de trabalho é considerado compressível, reversível e não realiza trabalho durante os processos de admissão e de exaustão;
- ★ o processo é considerado adiabático e isobárico, ou seja, não há troca de calor e nem variação da pressão durante os processos de admissão e de exaustão, ou seja, antes do fechamento da válvula de admissão, nem após a abertura da válvula de exaustão;
- ★ os coeficientes de descarga ( $C_D$ ) das válvulas de admissão e de exaustão variam em função do deslocamento instantâneo das respectivas válvulas;
- ★ as propriedades do gás (entalpia, energia interna, calores específicos a pressão e volume constantes) são modeladas usando relações polinomiais com a temperatura (e pressão);
- ★ a entalpia associada ao combustível durante o processo da injeção geralmente não é significativa, e portanto, pode ser ignorada; e
- ★ não há perda de massa no interior do cilindro devido a vazamentos pelas válvulas, nem pelos anéis de segmento do êmbolo.



### 3.3 Formulação Matemática

#### 3.3.1 Equações Governantes para Sistema Termodinâmico Aberto - Conservação da Massa e da Energia

Segundo HEYWOOD (1988), muitas vezes é necessário modelar uma região do motor como um sistema termodinâmico aberto. Exemplos são o volume do cilindro e os coletores de admissão e exaustão (ou porções desses volumes). Esse modelo é apropriado quando o gás dentro das fronteiras do sistema aberto, pode ser assumido uniforme na composição e no estado, para cada ponto no tempo ou no ângulo do eixo de manivelas, e quando esse estado e composição variam com o tempo devido à transferência de calor, transferência de trabalho e fluxo de massa através das fronteiras, e do deslocamento dessa fronteira. Este sistema aberto, adotado neste trabalho, está ilustrado na Fig. 3.1.

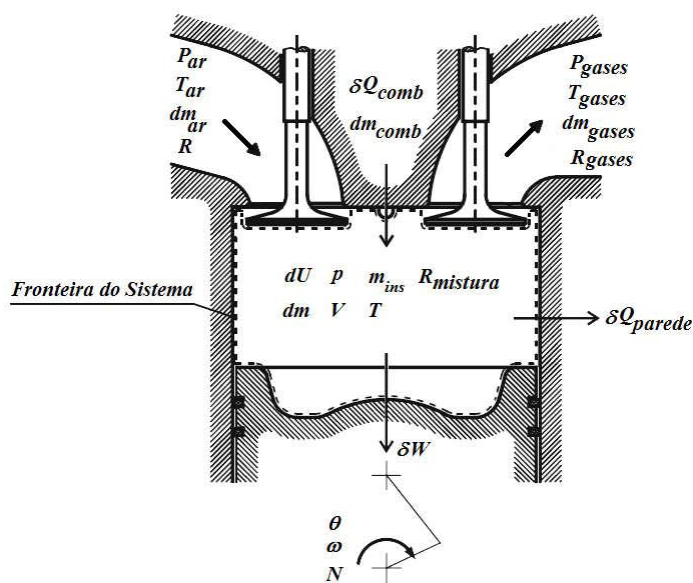


Figura 3.1: *Volume de controle para um sistema termodinâmico aberto.*

As equações importantes para a simulação termodinâmica de sistemas abertos são: a conservação da massa e da energia, e a equação de estado dos gases. Estas equações são os pilares de construção para modelos baseados em termodinâmica.

A equação da conservação da massa para um sistema termodinâmico aberto, pode ser escrita conforme a Eq. 3.1. A convenção utilizada neste trabalho pressupõe que as massas que entram no sistema são tomadas como positivas, enquanto que as massas que saem do sistema são negativas.

$$\sum m_{\text{ins}} = m_{\text{insar}} + m_{\text{inscomb}} - m_{\text{insgases}} \quad (3.1)$$

Durante os processos de admissão e de exaustão, a equação da taxa de fluxo de massa pode ser escrita conforme a Eq. 3.2:

$$\sum \frac{dm}{d\theta} = \frac{dm_{ar}}{d\theta} + \frac{dm_{comb}}{d\theta} - \frac{dm_{gases}}{d\theta} \quad (3.2)$$

Considerando a equação de estado dos gases, temos:

$$pV = m_{\text{ins}}R_{\text{mistura}}T \quad (3.3)$$

Aplicando-se a Eq. 3.3 ao sistema termodinâmico aberto, e variando-a em relação ao ângulo do eixo de manivelas, temos a seguinte equação:

$$p \frac{dV}{d\theta} + V \frac{dp}{d\theta} = R_{\text{mistura}}T \sum \left( \frac{dm}{d\theta} \right) + R_{\text{mistura}} \frac{dT}{d\theta} \sum (m_{\text{ins}}) \quad (3.4)$$

Como há variação da massa no sistema aberto, aparece um termo adicional em relação ao modelo zero-dimensional estático, que é a taxa do fluxo de massa no interior do cilindro, na Eq. 3.4.

A constante dos gases da mistura pode ser definida como a diferença dos calores específicos a pressão e volume constantes, conforme a Eq. 3.5:

$$R_{\text{mistura}} = C_{p_{\text{mistura}}} - C_{v_{\text{mistura}}} \quad (3.5)$$

Os calores específicos a pressão e volume constantes da mistura são uma combinação dos calores específicos a pressão e volume constantes dos reagentes e dos produtos da combustão, associados à fração de combustível queimado durante o processo da combustão, conforme as Eq. 3.6 e Eq. 3.7:

$$C_{p_{\text{mistura}}} = (1 - x)C_{p_{\text{reagentes}}} + xC_{p_{\text{produtos}}} \quad (3.6)$$

$$C_{v_{\text{mistura}}} = (1 - x)C_{v_{\text{reagentes}}} + xC_{v_{\text{produtos}}} \quad (3.7)$$

Por sua vez, os  $C_{p_{\text{reagentes}}}$ ,  $C_{p_{\text{produtos}}}$ ,  $C_{v_{\text{reagentes}}}$  e  $C_{v_{\text{produtos}}}$  são uma combinação das frações molares das espécies químicas envolvidas, dos calores específicos a pressão e volume constantes molares de cada espécie e da massa molar da mistura, conforme apresentado nas Eq. 3.8, 3.9 e 3.10:

$$C_{p_{\text{reagentes}}} = C_{p_{\text{produtos}}} = \frac{1000 \sum (X_i \times \bar{C}_{p_i})}{m_{\text{Mo}_{\text{mistura}}}} \quad (3.8)$$

$$C_{v_{\text{reagentes}}} = C_{v_{\text{produtos}}} = \frac{1000 \sum (X_i \times \bar{C}_{v_i})}{m_{\text{Mo}_{\text{mistura}}}} \quad (3.9)$$

$$m_{\text{Mo}_{\text{mistura}}} = \sum (X_i \times m_{\text{Mo}_i}) \quad (3.10)$$

Os  $\bar{C}_{p_i}$  para o óleo Diesel, para o biocombustível feito a base de óleo de soja, e para os reagentes e produtos da combustão, foram calculados empregando-se polinômios específicos, conforme apresentados nas Eq. 3.11, 3.12 e 3.13, respectivamente:

$$\bar{C}_{p_{\text{Diesel}}} = \bar{R}(a_1 + 2a_2T + 3a_3T^2 + 4a_4T^3) \quad (3.11)$$

$$\bar{C}_{p_{\text{biocombustível}}} = a_0 + a_1T + a_2T^2 \quad (3.12)$$

$$\bar{C}_{p_{\text{reagentes/produtos}}} = a_0 + a_1(\ln T) + a_2(\ln T)^2 + a_3(\ln T)^3 + a_4(\ln T)^4 + a_5(\ln T)^5 \quad (3.13)$$

onde:  $\bar{R}$  é igual a 8,3144621 J/molK.

Os polinômios das Eq. 3.11, Eq. 3.12 e Eq. 3.13, foram desenvolvidos por RAKOPOULOS *et al.* (1994), ANIKEEV *et al.* (2012) e LANZAFAME e MESSINA (2003), respectivamente.

Os coeficientes dos polinômios supracitados são apresentados na Tab. 3.2, na página seguinte.

Tabela 3.2: Coeficientes dos polinômios para o cálculo do  $\bar{C}_{p_i}$  das espécies químicas.

Substância	Fórmula	Massa Molar (g/mol)	Coeficientes do $\bar{C}_{p_i}$					
			a <sub>0</sub>	a <sub>1</sub>	a <sub>2</sub>	a <sub>3</sub>	a <sub>4</sub>	a <sub>5</sub>
Óleo Diesel	C <sub>13</sub> H <sub>28</sub>	184	—	6,40	0,053	-0,0000127	0,00000000106	—
Biocombustível	C <sub>21</sub> H <sub>38</sub> O <sub>4</sub>	354	233,21	1,410	-48360	—	—	—
Oxigênio	O <sub>2</sub>	31,999	10228,34260	-7184,92333	2010,86808	-279,69496	19,34823	-0,53257
Nitrogênio	N <sub>2</sub>	28,013	-7513,36420	5708,38047	-1712,17390	254,29554	-18,6998	0,54497
Dióxido de Carbono	CO <sub>2</sub>	44,011	-1412,36785	1288,46770	-452,81197	77,54809	-6,43522	0,20754
Vapor de Água	H <sub>2</sub> O	18,016	-11780,76495	8490,52180	-2414,77575	339,33662	-23,5428	0,64541

Cabe ressaltar neste ponto que, nos estudos realizados por SOUZA JUNIOR (2009), não havia a época, informações disponíveis na literatura técnica acerca de polinômios para calcular o  $\bar{C}_p$  do biocombustível de soja. O autor valeu-se então, de uma informação publicada por ZHOU *et al.* (2005), a qual informava que  $\bar{C}_p$  do biocombustível de soja, na temperatura ambiente, é cerca de 40% maior que o  $\bar{C}_p$  do óleo Diesel.

Pautando-se nesta informação, SOUZA JUNIOR (2009) multiplicou o  $\bar{C}_p$  do óleo Diesel desenvolvido por RAKOPOULOS *et al.* (1994) pelo fator 1,4. Os resultados obtidos pelo autor naquela ocasião, mostraram-se coerentes com os valores dos experimentos realizados por ele. Todavia, o emprego de um polinômio específico para o cálculo do  $\bar{C}_p$  do biocombustível, como o caso daquele desenvolvido por ANIKEEV *et al.* (2012), confere maior precisão aos resultados.

Por conseguinte, o calor específico molar a volume constante das espécies foi calculado pela seguinte equação:

$$\bar{C}_{v_i} = \bar{C}_{p_i} - \bar{R} \quad (3.14)$$

Voltando agora ao cálculo da variação da pressão, utilizando a Eq. 3.4 e combinando-a com a Eq. 3.5, a qual está indiretamente associada às equações compreendidas entre a Eq. 3.6 até a Eq. 3.14, teremos então, a equação que governa a variação da pressão em um sistema termodinâmico aberto, apresentada na Eq. 3.15:

$$\frac{dp}{d\theta} = \left\{ T(C_{p_{mistura}} - C_{v_{mistura}}) \sum \left( \frac{dm}{d\theta} \right) + \frac{dT}{d\theta} (C_{p_{mistura}} - C_{v_{mistura}}) \sum (m_{ins}) - \frac{\delta W}{d\theta} \right\} \times \frac{1}{V} \quad (3.15)$$

A Eq. 3.15 não deve ser utilizada para descrever o comportamento de todo o ciclo. Segundo afirma STIESCH (2003), para um sistema termodinâmico aberto, durante o processo de admissão de ar e de exaustão de gases, o fluido é considerado isobárico, e, portanto, a variação da pressão é igual a zero. A aplicação da referida equação é válida apenas para descrever o fenômeno durante o processo da compressão.

A equação da conservação da energia, aplicada a uma zona, para o sistema termodinâmico aberto da Fig. 3.1, pode ser escrita da seguinte forma, segundo CATON (2016):

$$\frac{dU}{d\theta} = \frac{\delta Q_{total}}{d\theta} - \frac{\delta W}{d\theta} + \sum \left( \frac{dm}{d\theta} h_{mistura} \right) \quad (3.16)$$

onde:  $\delta Q_{total}/d\theta = \delta Q_{combustão}/d\theta - \delta Q_{paredes}/d\theta$

Ou seja, a conservação da energia interna está associada à transferência total de calor no cilindro, ao trabalho realizado pelo êmbolo, à taxa de fluxo de massa que entra e sai do cilindro e à entalpia específica da mistura.

A entalpia específica da mistura é uma combinação das entalpias específicas dos reagentes e dos produtos da combustão, associadas à fração de combustível queimado durante o processo da combustão, conforme apresentado na Eq. 3.17:

$$h_{mistura} = (1 - x)h_{reagentes} + xh_{produtos} \quad (3.17)$$

Por sua vez, a  $h_{reagentes}$  e a  $h_{produtos}$  são uma combinação das frações molares e das entalpias específicas molares de cada espécie química, e da massa molar da mistura, conforme a Eq. 3.18:

$$h_{reagentes} = h_{produtos} = \frac{1000 \sum (X_i \times \bar{h}_i)}{m_{Mo_{mistura}}} \quad (3.18)$$

E as entalpias específicas molares de cada uma das espécies podem ser calculadas utilizando-se a seguinte expressão da variação da entalpia molar:

$$\Delta \bar{h} = \int_{T_{ref}}^{T_{ins}} \bar{C}_{p_i} \times dT$$

$$\bar{h}_i(T_{ins}) = \bar{h}_{formação}^0(T_{ref}) + \int_{T_{ref}}^{T_{ins}} \bar{C}_{p_i} \times dT \quad (3.19)$$

Os  $\bar{C}_{p_i}$  das espécies químicas a serem utilizados no cálculo da Eq. 3.19, são aqueles apresentados nas Eq. 3.11, 3.12 e 3.13.

A entalpia específica molar da espécie química é função exclusiva da temperatura, e está relacionada ao calor específico molar da espécie em questão. Por sua vez, o calor específico varia com a temperatura instantânea, subtraída da temperatura de referência, associado à entalpia específica molar de formação (na temperatura de referência) da espécie em questão.

Cabe ressaltar que, a temperatura de referência considerada por RAKOPOULOS *et al.* (1994) no cálculo do seu polinômio é o zero absoluto. LANZAFAME e MESSINA (2003) e ANIKEEV *et al.* (2012) adotaram a temperatura de referência igual a 298,15K.

A aplicação do termo  $\bar{h}_{formação}^0$  é válida apenas durante o processo da combustão, durante o qual ocorre a dissociação das espécies e a formação de novas, enquanto que, durante os processos de admissão e de exaustão, ela é considerada nula para o cálculo da  $\bar{h}$  da espécie.

Voltando à equação da conservação da energia, ela também pode ser escrita de uma outra forma, diferentemente daquela apresentada na Eq. 3.16, como pode ser vista a seguir:

$$U = m_{ins} C_v T \quad (3.20)$$

Se derivarmos a Eq. 3.20 em relação ao ângulo do eixo de manivelas, teremos:

$$\frac{dU}{d\theta} = m_{ins} C_{v_{mistura}} \frac{dT}{d\theta} \quad (3.21)$$

Tanto para um sistema termodinâmico fechado quanto aberto, a variação da energia interna é função exclusivamente da variação da temperatura. Por essa

razão, as variações da massa instantânea e do calor específico a volume constante da mistura podem ser desprezados.

Portanto, voltando agora à equação da conservação da energia, se igualarmos a Eq. 3.16 à Eq. 3.21, teremos a seguinte expressão:

$$\frac{\delta Q_{total}}{d\theta} - \frac{\delta W}{d\theta} + \sum \left( \frac{dm}{\delta\theta} h_{mistura} \right) = m_{ins} C_{v_{mistura}} \frac{dT}{d\theta} \quad (3.22)$$

Se dividirmos o lado esquerdo da Eq. 3.22 por  $m_{mistura} R_{mistura} T$  e o lado direito por  $pV$ , e se isolarmos  $dT/d\theta$  no primeiro membro da equação, chegaremos à expressão que governa a variação da temperatura para sistemas termodinâmicos abertos, a seguir:

$$\frac{dT}{d\theta} = \left\{ \frac{1}{pV} \frac{\delta Q_{total}}{d\theta} - \frac{1}{pV} \frac{\delta W}{d\theta} + \frac{1}{pV} \sum \left( \frac{dm}{d\theta} h_{mistura} \right) \right\} \times \frac{(C_{p_{mistura}} - C_{v_{mistura}})}{C_{v_{mistura}}} \times T \quad (3.23)$$

Da mesma forma que descrito para a equação da variação da pressão, a Eq. 3.23 não deve ser utilizada para descrever o comportamento de todo o ciclo. Novamente STIESCH (2003) afirma que, durante os processos de admissão de ar e de exaustão de gases, o fluido é adiabático e não realiza trabalho. Portanto, os termos referentes à taxa de transferência de calor e de realização de trabalho podem ser desprezados, simplificando a Eq. 3.23. A equação completa aplica-se a somente durante o processo de compressão.

Isto posto, chegamos às equações da conservação da massa, da taxa do fluxo de massa, e das variações de pressão e temperatura, conforme apresentadas nas Eq. 3.1, 3.2, 3.15 e 3.23, respectivamente, as quais governam um sistema termodinâmico aberto.

### 3.3.2 Equações da Massa Instantânea de Ar de Admissão e de Gases de Exaustão

Neste tópico serão abordados os fluxos de admissão de ar e de exaustão de gases, em motores de combustão interna. Será utilizada a mecânica dos fluidos compressíveis, para desenvolver relações entre a velocidade do motor, o fluxo de massa e a geometria da válvula.

Segundo FERGUSON e KIRKPATRICK (2016), um fator limitante fundamental que afeta o desempenho dos motores, é o início do fluxo estagnado que ocorre a altas velocidades do motor. Uma vez que o fluxo estagnado resulta das restrições da área de passagem do fluido pelas válvulas, a maioria dos motores atuais possuem múltiplas válvulas de admissão e de exaustão, a fim de minimizar as restrições de fluxo.

FERGUSON e KIRKPATRICK (2016) ao explicarem a queda de pressão nas válvulas de admissão e de exaustão, realizaram com considerável sucesso a modelagem da taxa do fluxo de gás através das válvulas, considerando um fluido compressível, unidimensional e quase-estático.

Para HEYWOOD (1988), a taxa de fluxo de massa através de uma válvula é geralmente descrita pela equação para o fluxo compressível através de uma restrição de fluxo. Esta equação advém da análise de um fluxo isentrópico unidimensional, e os efeitos reais do gás são incluídos por meio de um coeficiente de descarga ( $C_D$ ), determinado experimentalmente.

A taxa de fluxo do fluido está relacionada à pressão e temperatura na estagnação, a montante da válvula, à pressão estática a jusante da válvula, e à uma área de referência por onde esse fluido escoar, característica do projeto da válvula.

De acordo com FERGUSON e KIRKPATRICK (2016), a velocidade do fluido nos coletores de admissão e de exaustão pode ser adimensionalizada pela velocidade do som, para formar o número de *Mach* ( $M = v/c$ ), e as condições em vários locais nos colectores podem ser relacionadas às condições na estagnação, onde o número de *Mach* é igual a zero ( $M = 0$ ). Para um fluxo adiabático estável, a equação da temperatura fica assim:

$$\frac{T_{mon}}{T_{jus}} = 1 + \frac{v_{is}^2}{2C_p T_{jus}}$$

$$\frac{T_{mon}}{T_{jus}} = 1 + \left(\frac{\gamma - 1}{2}\right) M^2 \quad (3.24)$$

onde  $\gamma$  é a razão entre os calores específicos e igual a  $C_{p,mistura}/C_{v,mistura}$ .

E para um fluido durante o processo isentrópico, tanto a pressão quanto a massa específica são funções do número de *Mach*:



$$\frac{p_{mon}}{p_{jus}} = \left( \frac{T_{mon}}{T_{jus}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

$$\frac{p_{mon}}{p_{jus}} = \left[ 1 + \left( \frac{\gamma-1}{2} \right) M^2 \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3.25)$$

e

$$\frac{\rho_{mon}}{\rho_{jus}} = \left( \frac{T_{mon}}{T_{jus}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

$$\frac{\rho_{mon}}{\rho_{jus}} = \left[ 1 + \left( \frac{\gamma-1}{2} \right) M^2 \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3.26)$$

A pressão e a massa específica do fluido a jusante da válvula estão relacionadas à pressão na estagnação e à massa específica a montante da válvula, pela relação isentrópica:

$$\rho_{jus} = \rho_{mon} \left( \frac{p_{jus}}{p_{mon}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \quad (3.27)$$

E a equação do gás ideal nas condições de estagnação é a seguinte:

$$p_{mon} = \rho_{mon} R_{mistura} T_{mon} \quad (3.28)$$

E a velocidade do som na estagnação pode ser calculada pela seguinte expressão:

$$c_{mon} = \sqrt{\gamma R_{mistura} T_{mon}} \quad (3.29)$$

Então, de acordo com FERGUSON e KIRKPATRICK (2016), a taxa de fluxo de massa através de uma válvula, depende da área efetiva da válvula, da velocidade do fluido durante o processo isentrópico, e da massa específica:

$$\frac{dm}{dt} = \rho_{jus} A_{efet} v_{is} \quad (3.30)$$

A velocidade  $\vartheta_{is}$  depende da razão das pressões, e é calculada a partir da relação isentrópica para fluxo, em um bocal convergente. FERGUSON e KIRKPATRICK (2016) definem a velocidade  $\vartheta$ , como sendo a velocidade do fluido durante o processo isentrópico.

$$\vartheta_{is} = \left\{ 2 \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{p_{mon}}{\rho_{mon}} \left[ 1 - \left( \frac{p_{jus}}{p_{mon}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (3.31)$$

Combinando as Eq. 3.27, 3.28, 3.29 e 3.31, na Eq. 3.30, teremos:

$$\frac{dm}{dt} = \rho_{mon} A_{efet} c_{mon} \left\{ \frac{2}{\gamma - 1} \left[ \left( \frac{p_{jus}}{p_{mon}} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left( \frac{p_{jus}}{p_{mon}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (3.32)$$

Entretanto, se modificarmos a Eq. 3.32 de FERGUSON e KIRKPATRICK (2016), substituindo a massa específica e a velocidade do som a montante da válvula, e extraírmos a razão das pressões de dentro da raiz, chegaremos à expressão desenvolvida por HEYWOOD (1988). Portanto, a Eq. 3.33 é a expressão para o cálculo da taxa do fluxo de massa, e atende tanto a válvula de admissão quanto a válvula de exaustão:

$$\frac{dm_{ar/gases}}{dt} = \frac{p_{mon} A_{efet}}{(\gamma R_{mistura} T_{mon})^{\frac{1}{2}}} \left( \frac{p_{jus}}{p_{mon}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \left\{ \frac{2}{\gamma - 1} \left[ 1 - \left( \frac{p_{jus}}{p_{mon}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (3.33)$$

Segundo FERGUSON e KIRKPATRICK (2016), o fluxo estagnado ocorre em uma válvula se a razão entre a pressão a montante e a pressão a jusante exceder um valor crítico. Quando o fluxo é estagnado, o número de *Mach* no canal de passagem do fluxo entre a válvula e a parede do cilindro é  $M = 1$ , e a relação de pressão crítica pode ser encontrada a partir da Eq. 3.25 acima:

$$\begin{aligned} \frac{p_{mon}}{p_{jus}} &= \left[ 1 + \left( \frac{\gamma - 1}{2} \right) \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \\ \frac{p_{mon}}{p_{jus}} &\geq \left( \frac{\gamma + 1}{2} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \end{aligned} \quad (3.34)$$

Se reordenarmos a Eq. 3.34, chegaremos à equação desenvolvida por HEYWOOD (1988), que será a expressão determinante para classificar o fluxo como sônico ou subsônico:

$$\frac{p_{jus}}{p_{mon}} \leq \left( \frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3.35)$$

Portanto, de acordo com HEYWOOD (1988), se a razão entre as pressões a jusante e a montante for menor que o lado direito da inequação acima, o fluido é considerado estagnado e é classificado como fluido sônico. Se substituirmos a Eq. 3.35 na Eq. 3.33, teremos a taxa de fluxo de massa de ar e de gases, na condição sônica:

$$\frac{dm_{ar/gases}}{dt} = \frac{p_{mon} A_{efet}}{(R_{mistura} T_{mon})^{\frac{1}{2}}} \gamma^{\frac{1}{2}} \left( \frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (3.36)$$

Se a razão entre as pressões a jusante e a montante for maior que o lado direito da referida inequação, significa que o fluxo não se encontra estagnado, e recebe a classificação de fluido subsônico. A expressão para o cálculo do fluido subsônico é aquela já demonstrada na Eq. 3.33.

Cabe ressaltar que, para a situação de fluido sônico, a taxa de fluxo de massa depende apenas da pressão e da temperatura a montante da válvula, e é independente da pressão a jusante.

É muito importante observar a seguinte convenção:

- ★ para o fluxo de massa entrando no cilindro através da válvula de admissão,  $p_{mon}$  representa a pressão no coletor de admissão, e  $p_{jus}$  é a pressão dentro do cilindro; e
- ★ para o fluxo de massa saindo do cilindro através da válvula de exaustão,  $p_{mon}$  representa a pressão dentro do cilindro, e  $p_{jus}$  é a pressão no coletor de exaustão.

As Eq. 3.3 e 3.36 para a taxa do fluxo de massa de ar e de gases, assumem que o fluxo provém de um reservatório a montante, através da  $A_{efet}$  da válvula. A  $A_{efet}$  é função de uma área de referência ( $A_{ref}$ ), a ser adotada, e de uma perda de carga associada a essa área. A  $A_{ref}$  pode ser assumida como sendo a área  $A_1$  ou a  $A_2$ , conforme mostrado na Fig. 3.2, a seguir:

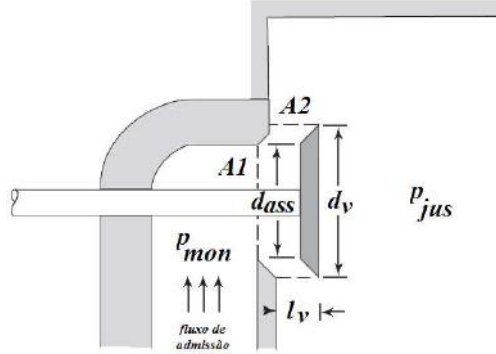


Figura 3.2: *Cilindro esquemático, mostrando as áreas de referência. Fonte: FER-GUSON e KIRKPATRICK (2016).*

A área  $A_1$  representa a área de referência do assento da válvula, e pode ser calculada pela seguinte expressão:

$$A_1 = A_{efet} = C_F A_{ref_{ass_{val}}} = C_F \pi \frac{d_{ass}^2}{4} \quad (3.37)$$

Se a  $A_{ref_{ass_{val}}}$  for adotada, a perda de carga associada a ela recebe o nome de coeficiente de fluxo ( $C_F$ ), e pode ser determinado utilizando o gráfico da Fig. 3.3, o qual foi desenvolvido por BORETTI *et al.* (1994).

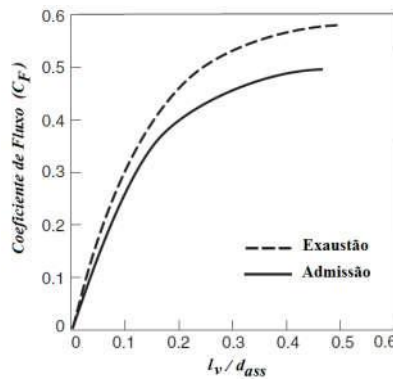


Figura 3.3: *Coeficiente de Fluxo ( $C_F$ ) para as válvulas de admissão e exaustão. Fonte: BORETTI et al. (1994).*

Para cada valor da razão entre o deslocamento da válvula ( $l_v$ ) e o diâmetro do assento da válvula ( $d_{ass}$ ), há um valor correspondente para o  $C_F$ . Observe que o  $C_F$  varia, proporcional e unicamente, com o  $l_v$ , uma vez que a geometria da válvula não se altera.

Já a área  $A_2$  representa a área de referência lateral de um cilindro imaginário, formada pelo deslocamento da válvula ( $l_v(\theta)$ ), e pelo perímetro do diâmetro da base da válvula ( $d_v$ ), e pode ser calculada pela seguinte expressão:

$$A_2 = A_{efet} = C_D A_{reflatcil} = C_D \pi d_v l_v(\theta) \quad (3.38)$$

Para uma melhor compreensão, é apresentado na Fig. 3.4 um corte esquemático de uma válvula, contendo o cilindro imaginário, representado pela linha tracejada.

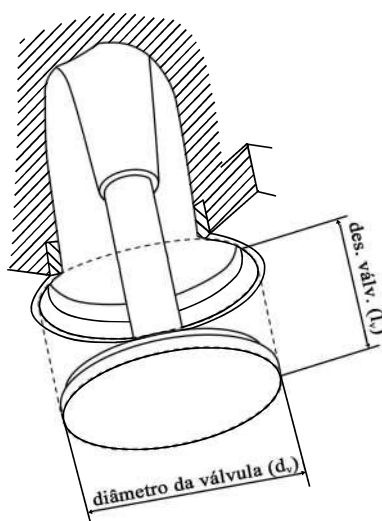


Figura 3.4: Corte esquemático de uma válvula, contendo o cilindro imaginário.

Se a  $A_{reflatcil}$  for adotada, a perda de carga associada a ela recebe o nome de coeficiente de descarga ( $C_D$ ), e deverá ser calculado de forma diferenciada para a válvula de admissão e para a válvula de exaustão.

As Fig. 3.5 e 3.6, na página seguinte, apresentam os resultados dos testes de um fluxo estável, realizado por ANNAND e ROE (1974), em uma configuração típica da válvula de admissão, com as bordas pontiagudas no assento da válvula. Para HEYWOOD (1988), o  $C_D$  baseado na  $A_{reflatcil}$  é uma função descontínua da razão  $l_v(\theta)/d_v$ . Os três perfis mostrados (*a*, *b* e *c*) nas duas figuras correspondem a diferentes regimes de fluxo como indicado.

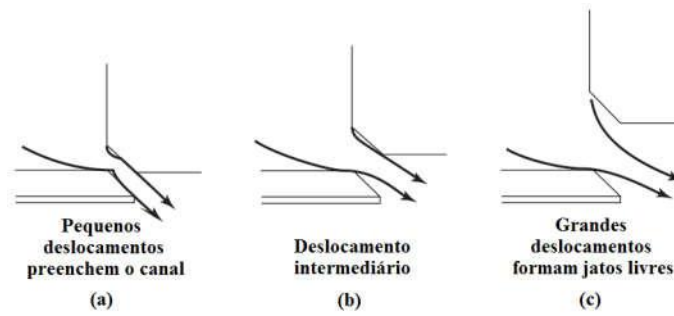


Figura 3.5: Perfil do fluxo para o Coeficiente de Descarga ( $C_D$ ) para a válvula de admissão, relacionado à  $A_{reflatcil}$ . Fonte: ANNAND e ROE (1974).

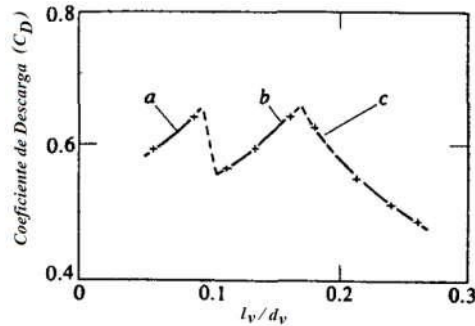


Figura 3.6: Coeficiente de descarga ( $C_D$ ) de uma típica válvula de admissão, relacionado à  $A_{reflatcil}$ . Os diferentes segmentos (a, b, c) correspondem aos regimes de fluxo indicados. Fonte: ANNAND e ROE (1974).

Em  $l_v(\theta)$  muito baixos (Fig. 3.5, Fig. 3.6, a), o fluxo permanece ligado à cabeça da válvula e à parede do cilindro, proporcionando altos valores para o  $C_D$ .

Nos  $l_v(\theta)$  intermediários (Fig. 3.5, Fig. 3.6, b), o fluxo se separa da cabeça da válvula no lado interno do assento da válvula como mostrado. Uma diminuição abrupta no  $C_D$  ocorre neste momento. O  $C_D$  aumenta, então, com aumento do  $l_v(\theta)$ , uma vez que o tamanho da região separada permanece aproximadamente constante, enquanto a área de fluxo mínimo está aumentando.

Em grandes  $l_v(\theta)$  (Fig. 3.5, Fig. 3.6, c), o fluxo se separa da borda interna do assento da válvula e também da parede do cilindro, implicando em um fluxo livre, resultando na queda do  $C_D$ .

Em estudos do fluxo de massa através de uma válvula de exaustão, ocorrem diferentes regimes de fluxo em pequenos e grandes deslocamentos da válvula, como mostrado na Fig. 3.7, na página seguinte.

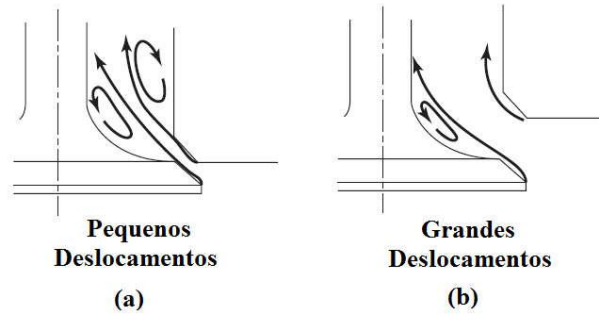


Figura 3.7: Perfil do fluxo para o Coeficiente de Descarga ( $C_D$ ) para a válvula de exaustão, relacionado à  $A_{reflatcil}$ . Fonte: ANNAND e ROE (1974).

Os valores do  $C_D$  baseados na  $A_{reflatcil}$ , para várias combinações de válvulas e de coletores de exaustão, são apresentados na Fig. 3.8. Segundo HEYWOOD (1988), a curva da válvula isolada com coletor de exaustão reto, representa o melhor projeto e o melhor desempenho, conforme indicado na referida figura.

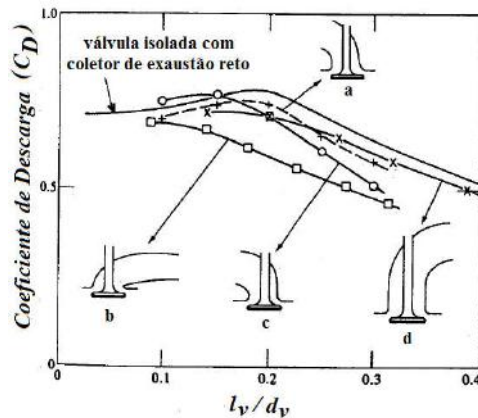


Figura 3.8: Coeficiente de descarga ( $C_D$ ) de uma típica válvula de exaustão, relacionado à  $A_{reflatcil}$ . Fonte: ANNAND e ROE (1974).

Segundo HEYWOOD (1988), para grandes deslocamentos iguais a  $l_v(\theta)/d_v > 0,2$ , a separação do fluxo reduz o  $C_D$ . Em  $l_v(\theta)/d_v = 0,25$ , a área efetiva é de aproximadamente 90% da área de referência. Para  $l_v(\theta)/d_v < 0,2$ , o fluxo é cerca de 95%.

O projeto do coletor de exaustão afeta significativamente o  $C_D$  em grandes deslocamentos do  $l_v(\theta)$ , conforme indicado pelos dados dos quatro projetos de coletores de exaustão na Fig. 3.8 (a, b, c e d). Contudo, bons projetos podem se aproximar do desempenho de válvulas isoladas.

As válvulas de exaustão operam em uma ampla gama de razões de pressão (de 1 a 5). Para taxas de pressão superiores a 2, o fluxo será estagnado, mas o efeito da razão de pressão sobre o  $C_D$  é pequeno, e restrito a grandes deslocamentos do  $l_v(\theta)$ . Por exemplo,  $\pm 5\%$  para  $l_v(\theta)/d_v = 0,3$ .

De acordo com FERGUSON e KIRKPATRICK (2016), os padrões de fluxo de exaustão apresentados na Fig. 3.8, permanecem basicamente inalterados à medida que a válvula de exaustão se abre, de modo que o  $C_D$  é uma função fraca do  $l_v(\theta)$  da válvula de exaustão.

A separação do fluxo de exaustão do assento da válvula em grandes deslocamentos do  $l_v(\theta)$ , faz com que o  $C_D$  diminua ligeiramente. É importante ressaltar que o  $C_D$  é fortemente influenciado pelo projeto do coletor de exaustão. Para efeitos de padronização do perfil do coletor de exaustão, foi adotada neste trabalho a curva do  $C_D$  para a válvula isolada com coletor de exaustão reto.

Uma vez que os perfis de deslocamento das válvulas não são necessariamente conhecidos, CATON (2016) determinou-os relacionando o deslocamento máximo da válvula, o ângulo instantâneo do eixo de manivelas e uma forma senoidal, recomendada por SHERMAN e BLUMBERG (1977), de acordo com a Eq. 3.39:

$$l_v(\theta) = l_{max} \text{sen} \left( \pi \frac{\theta - \theta_{abertura\_válvula}}{\theta_{duracao}} \right) \quad (3.39)$$

Então, se substituirmos a Eq. 3.38 na Eq. 3.33, teremos a expressão para a taxa de fluxo de massa de ar de admissão e de gases de exaustão, para um fluido na condição subsônica, no domínio do tempo:

$$\frac{dm_{ar/gases}}{dt} = \frac{p_{mon} C_D \pi d_v l_v(\theta)}{(\gamma R_{mistura} T_{mon})^{\frac{1}{2}}} \left( \frac{p_{jus}}{p_{mon}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \left\{ \frac{2\gamma}{\gamma - 1} \left[ 1 - \left( \frac{p_{jus}}{p_{mon}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (3.40)$$

Entretanto, estamos referenciando todas as variáveis deste trabalho em relação ao ângulo do eixo de manivelas. A conversão do domínio do tempo para o domínio do ângulo pode ser realizada, relacionando a velocidade angular e a rotação do motor, utilizando a seguinte expressão:



$$dt = \frac{d\theta}{\omega} = \frac{d\theta}{6N} \quad (3.41)$$

Portanto, chegamos à expressão final para a taxa de fluxo de massa de ar de admissão e de gases de exaustão, para um fluido na condição subsônica, no domínio do ângulo do eixo de manivelas:

$$\frac{dm_{ar/gases}}{d\theta} = \frac{1}{6N} \frac{p_{mon} C_D \pi d_v l_v(\theta)}{(\gamma R_{mistura} T_{mon})^{\frac{1}{2}}} \left( \frac{p_{jus}}{p_{mon}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \left\{ \frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[ 1 - \left( \frac{p_{jus}}{p_{mon}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (3.42)$$

E por conseguinte, chegamos à expressão final para a massa instantânea de ar de admissão e de gases de exaustão, para um fluido na condição subsônica, no domínio do ângulo do eixo de manivelas:

$$m_{insar/gases} = \frac{1}{6N} \int_{\theta_{inicial}}^{\theta_{final}} \frac{p_{mon} C_D \pi d_v l_v(\theta)}{(\gamma R_{mistura} T_{mon})^{\frac{1}{2}}} \left( \frac{p_{jus}}{p_{mon}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \times \left\{ \frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[ 1 - \left( \frac{p_{jus}}{p_{mon}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} d\theta \quad (3.43)$$

Agora, se substituirmos as Eq. 3.38 e 3.41 na Eq. 3.36, teremos a expressão final para a taxa de fluxo de massa de ar de admissão e de gases de exaustão, para um fluido na condição sônica, no domínio do ângulo do eixo de manivelas:

$$\frac{dm_{ar/gases}}{d\theta} = \frac{1}{6N} \frac{p_{mon} C_D \pi d_v l_v(\theta)}{(R_{mistura} T_{mon})^{\frac{1}{2}}} \gamma^{\frac{1}{2}} \left( \frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (3.44)$$

E por conseguinte, chegamos à expressão final para a massa instantânea de ar de admissão e de gases de exaustão, para um fluido na condição sônica, no domínio do ângulo do eixo de manivelas:

$$m_{insar/gases} = \frac{1}{6N} \int_{\theta_{inicial}}^{\theta_{final}} \frac{p_{mon} C_D \pi d_v l_v(\theta)}{(R_{mistura} T_{mon})^{\frac{1}{2}}} \gamma^{\frac{1}{2}} \left( \frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} d\theta \quad (3.45)$$

### 3.3.3 Equação da Massa Instantânea de Combustível

MAROTEAUX e SAAD (2013) determinaram a taxa de fluxo de massa de combustível injetada no cilindro, em função da taxa de injeção ( $dq_{inj}/dt$ ) do injetor, e da massa específica do combustível ( $\rho_{comb}$ ), conforme a Eq. 3.46:

$$\frac{dm_{comb}}{dt} = \rho_{comb} \frac{dq_{inj}}{dt} \quad (3.46)$$

A taxa de injeção do injetor, por sua vez, é uma função da pressão de injeção, da pressão no interior do cilindro, da massa específica do combustível, da área dos furos do injetor, e de um coeficiente de descarga constante (característico do injetor):

$$\frac{dq_{inj}}{dt} = C_{D_{inj}} A_{furos} \sqrt{\frac{2(p_{inj} - p)}{\rho_{comb}}} \quad (3.47)$$

Substituindo as Eq. 3.41 e 3.47 na Eq. 3.46, chegamos à expressão final para a taxa de fluxo de massa de combustível injetada no cilindro, no domínio do ângulo do eixo de manivelas, mostrada na Eq. 3.48:

$$\frac{dm_{comb}}{d\theta} = \frac{1}{6N} \rho_{comb} C_{D_{inj}} A_{furos} \sqrt{\frac{2(p_{inj} - p)}{\rho_{comb}}} \quad (3.48)$$

Por conseguinte, se integramos a Eq. 3.48, chegaremos à expressão final para a massa instantânea de combustível injetada no cilindro, no domínio do ângulo do eixo de manivelas, mostrada na Eq. 3.49:

$$m_{inscomb} = \frac{1}{6N} \rho_{comb} C_{D_{inj}} A_{furos} \int_{\theta_{inicio_{inj}}}^{\theta_{final_{inj}}} \left\{ \sqrt{\frac{2(p_{inj} - p)}{\rho_{comb}}} \right\} d\theta \quad (3.49)$$

### 3.3.4 Resumo das Principais Equações que Governam um Sistema Termodinâmico Aberto

Este tópico apresenta um resumo das principais equações necessárias à modelagem de um sistema termodinâmico aberto, ou quase-estático.

Equação da Conservação da Massa Instantânea: Eq. 3.1

$$\sum m_{ins} = m_{insar} + m_{inscomb} - m_{insgases}$$

Equação da Conservação da Taxa do Fluxo de Massa: Eq. 3.2

$$\sum \frac{dm}{d\theta} = \frac{dm_{ar}}{d\theta} + \frac{dm_{comb}}{d\theta} - \frac{dm_{gases}}{d\theta}$$

Equação da Variação da Pressão: Eq. 3.15

$$\frac{dp}{d\theta} = \left\{ T(C_{p_{mistura}} - C_{v_{mistura}}) \sum \left( \frac{dm}{d\theta} \right) + \frac{dT}{d\theta} (C_{p_{mistura}} - C_{v_{mistura}}) \sum (m_{ins}) - \frac{\delta W}{d\theta} \right\} \times \frac{1}{V}$$

Equação da Variação da Temperatura: Eq. 3.23

$$\frac{dT}{d\theta} = \left\{ \frac{1}{pV} \frac{\delta Q_{total}}{d\theta} - \frac{1}{pV} \frac{\delta W}{d\theta} + \frac{1}{pV} \sum \left( \frac{dm}{d\theta} h_{mistura} \right) \right\} \frac{(C_{p_{mistura}} - C_{v_{mistura}})}{C_{v_{mistura}}} \times T$$

Equação da Taxa de Fluxo de Massa de Ar de Admissão ou de Gases de Exaustão, na condição subsônica: Eq. 3.42

$$\frac{dm_{ar/gases}}{d\theta} = \frac{1}{6N} \frac{p_{mon} C_D \pi d_v l_v(\theta)}{(\gamma R_{mistura} T_{mon})^{\frac{1}{2}}} \left( \frac{p_{jus}}{p_{mon}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \left\{ \frac{2\gamma}{\gamma - 1} \left[ 1 - \left( \frac{p_{jus}}{p_{mon}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}}$$

Equação da Massa Instantânea de Ar de Admissão ou de Gases de Exaustão, na condição subsônica: Eq. 3.43

$$m_{insar/gases} = \frac{1}{6N} \int_{\theta_{inicial}}^{\theta_{final}} \frac{p_{mon} C_D \pi d_v l_v(\theta)}{(\gamma R_{mistura} T_{mon})^{\frac{1}{2}}} \left( \frac{p_{jus}}{p_{mon}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \left\{ \frac{2\gamma}{\gamma - 1} \left[ 1 - \left( \frac{p_{jus}}{p_{mon}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} d\theta$$

Equação da Taxa de Fluxo de Massa de Ar de Admissão ou de Gases de Exaustão, na condição sônica: Eq. 3.44

$$\frac{dm_{ar/gases}}{d\theta} = \frac{1}{6N} \frac{p_{mon} C_D \pi d_v l_v (\theta)}{(R_{mistura} T_{mon})^{\frac{1}{2}}} \gamma^{\frac{1}{2}} \left( \frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}$$

Equação da Massa Instantânea de Ar de Admissão ou de Gases de Exaustão, na condição sônica: Eq. 3.45

$$m_{insar/gases} = \frac{1}{6N} \int_{\theta_{inicial}}^{\theta_{final}} \frac{p_{mon} C_D \pi d_v l_v (\theta)}{(R_{mistura} T_{mon})^{\frac{1}{2}}} \gamma^{\frac{1}{2}} \left( \frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} d\theta$$

Equação da Taxa de Fluxo de Massa de Combustível: Eq. 3.48

$$\frac{dm_{comb}}{d\theta} = \frac{1}{6N} \rho_{comb} C_{D_{inj}} A_{furos} \sqrt{\frac{2(p_{inj} - p)}{\rho_{comb}}}$$

Equação da Massa Instantânea de Combustível: Eq. 3.49

$$m_{inscomb} = \frac{1}{6N} \rho_{comb} C_{D_{inj}} A_{furos} \int_{\theta_{inicio_{inj}}}^{\theta_{final_{inj}}} \left\{ \sqrt{\frac{2(p_{inj} - p)}{\rho_{comb}}} \right\} d\theta$$

### 3.3.5 Equações Auxiliares: Queima do Combustível

As equações auxiliares utilizadas neste trabalho para a modelagem da queima de combustível, são aquelas utilizadas por GUTIÉRREZ (2016).

Equação para o cálculo do atraso da ignição:

$$\tau = 4,66 - 4 \times 10^{-2} \theta_{inj} + 1,16 \times 10^{-4} \theta_{inj}^2 - 1,12 \times 10^{-6} p_{injbar} - 8,95 \times 10^{-5} p_{arbar} - 9,25 \times 10^{-6} T_{ar} \quad (3.50)$$

Equação para o cálculo da duração da combustão pré-misturada:

$$\Delta\theta_p = -13,2 - 1,64 \times 10^{-2} p_{injbar} + 3,82 p_{arbar} + 7,3 \times 10^{-2} T_{ar} + \frac{0,22}{\lambda} + 3 \times 10^{-3} N \quad (3.51)$$

Equação para o cálculo da duração da combustão difusiva:

$$\Delta\theta_{total} = 30 + \frac{50}{rAC_{mREAL} \times 0,06691 \times 0,7}$$

$$\Delta\theta_d = \Delta\theta_{total} - \Delta\theta_p \quad (3.52)$$

Equação para o cálculo da função dupla de Wiebe:

$$x(\theta) = 1 - \left[ x_p e^{-a \left( \frac{\theta - \theta_{inj}}{\Delta\theta_p} \right)^{m_p+1}} + x_d e^{-a \left( \frac{\theta - \theta_{inj}}{\Delta\theta_d} \right)^{m_d+1}} \right] \quad (3.53)$$

Equação para o cálculo da taxa de calor transferido ao sistema pela queima do combustível:

$$Q_{combustão} = n_c \times m_{comb} \times PCI$$

$$\frac{\delta Q_{combustão}}{d\theta} = Q_{combustão} \times \frac{dx}{d\theta} \quad (3.54)$$

Equação para o cálculo da taxa de calor transferido pelas paredes do cilindro:

$$\frac{\delta Q_{paredes}}{d\theta} = \frac{\delta Q_{convecção}}{d\theta} + \frac{\delta Q_{radiação}}{d\theta} \quad (3.55)$$

onde:

$$\frac{\delta Q_{convecção}}{d\theta} = \frac{1}{6N} \kappa A (T - T_p)$$

$$\frac{\delta Q_{radiação}}{d\theta} = \frac{1}{6N} \beta_e \sigma A (T^4 - T_p^4)$$

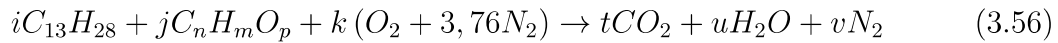
$$\kappa = 7,8 \times 10^{-3} p^{0,5} T^{0,5} v_p^{\frac{1}{3}}$$

$$v_p = \frac{\pi}{30} \times 2DN$$

### 3.3.6 Equações Auxiliares: Combustão Completa

Na combustão completa ou combustão com mistura estequiométrica, a quantidade de ar admitida no cilindro é completamente consumida com a quantidade de combustível injetado.

O algoritmo deste trabalho, foi desenvolvido para trabalhar com óleo Diesel puro, bem como, trabalhar também com misturas de óleo Diesel com biocombustível. Portanto, a Eq. 3.56 está preparada para representar qualquer uma das duas condições.



onde:  $C_{13}H_{28}$  representa o óleo Diesel, e  $C_nH_mO_p$  representa a fórmula química geral para um biocombustível qualquer.

Realizando o balanceamento estequiométrico na Eq. 3.56, obtemos os valores dos seguintes coeficientes:

★ Carbono:

$$\begin{aligned} 13i + nj &= t \\ t &= 13i + nj \end{aligned} \quad (3.57)$$

★ Hidrogênio:

$$\begin{aligned} 28i + mj &= 2u \\ u &= 14i + \frac{mj}{2} \end{aligned} \quad (3.58)$$

★ Oxigênio:

$$\begin{aligned} jp + 2k &= 2t + u \\ k &= t + \frac{1}{2}(u - jp) \end{aligned} \quad (3.59)$$

★ Nitrogênio:

$$3,76 \times 2 \times k = 2v$$

$$v = 3,76k \quad (3.60)$$

Portanto, conhecendo-se os coeficientes estequiométricos, é possível calcular a razão Ar/Combustível molar estequiométrica, dada pela equação a seguir:

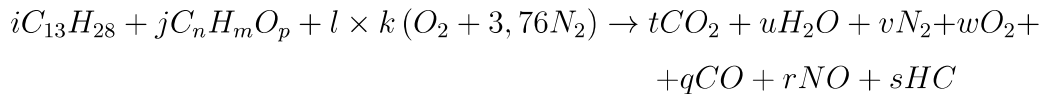
$$rAC_{n_{EST}} = \frac{k}{i + j} \quad (3.61)$$

Da mesma forma, é possível calcular a razão Ar/Combustível mássica estequiométrica, dada pela equação a seguir:

$$rAC_{m_{EST}} = \frac{k (\bar{M}_{O_2} + 3,76\bar{M}_{N_2})}{(i \times \bar{M}_{C_{13}H_{28}}) + (j \times \bar{M}_{C_nH_mO_p})} \quad (3.62)$$

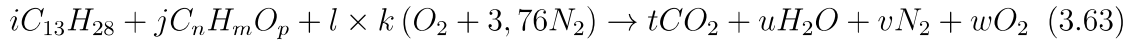
### 3.3.7 Equações Auxiliares: Combustão Incompleta

A combustão incompleta, ou combustão real, ocorre quando toda a quantidade de ar admitida no cilindro não foi completamente consumida com o combustível injetado, gerando, assim, excesso de oxigênio na exaustão, e demais produtos além daqueles formados na combustão completa. Como exemplo de produtos da combustão para uma reação incompleta, poderíamos citar as seguintes espécies químicas, relacionadas na página seguinte.



A combustão incompleta poderia ser descrita acrescentando as espécies químicas como o monóxido de carbono, o óxido nítrico e hidrocarbonetos não queimados. No entanto, foram adotadas simplificações nas espécies químicas, sendo considerado apenas o oxigênio como um dos produtos da combustão, adicional àqueles anteriormente descritos na combustão completa. Isso porque, não é o foco deste trabalho modelar a combustão, para a determinação das emissões.

A equação da combustão incompleta adotada, será então aquela apresentada na Eq. 3.63:



Realizando um novo balanceamento estequiométrico, podemos determinar os novos coeficientes,  $l$  e  $w$ . As Eq. 3.57 e 3.58, para carbono e hidrogênio, respectivamente, permanecem válidas.

★ Oxigênio:

$$\begin{aligned} jp + 2lk &= 2t + u + 2w \\ w &= lk - t + \frac{1}{2}(jp - u) \end{aligned} \quad (3.64)$$

★ Nitrogênio:

$$\begin{aligned} 3,76 \times 2 \times lk &= 2v \\ v &= 3,76lk \end{aligned} \quad (3.65)$$

Portanto, pode-se calcular a razão Ar/Combustível molar real, dada pela equação a seguir:

$$rAC_{n_{REAL}} = \frac{l \times k}{i + j} \quad (3.66)$$

E por conseguinte, pode-se calcular a razão Ar/Combustível mássica real, dada pela equação a seguir:

$$rAC_{m_{REAL}} = \frac{l \times k (\bar{M}_{O_2} + 3,76\bar{M}_{N_2})}{(i \times \bar{M}_{C_{13}H_{28}}) + (j \times \bar{M}_{C_nH_mO_p})} \quad (3.67)$$



### 3.3.8 Equações Auxiliares: Razão de Equivalência Ar/Combustível ( $\lambda$ )

A razão de equivalência Ar-Combustível ( $\lambda$ ), é a proporção da razão Ar/Combustível real para a estequiométrica, para uma dada mistura. Quando a mistura possui uma quantidade maior de ar do que combustível, diz-se, comumente que, trata-se de uma mistura pobre. Quando o inverso ocorre, trata-se de uma mistura rica. Matematicamente, podemos dizer:

★ Mistura Pobre:

$$\lambda > 1$$

★ Mistura Estequiométrica:

$$\lambda = 1$$

★ Mistura Rica:

$$\lambda < 1$$

Como a composição dos produtos da combustão difere significativamente quando se usam mistura rica e mistura pobre, e como a razão Ar/Combustível estequiométrica depende da composição do combustível, um parâmetro mais informativo é a razão de equivalência Ar/Combustível, calculada pela equação a seguir:

$$\lambda = \frac{rAC_{m_{REAL}}}{rAC_{m_{EST}}} \quad (3.68)$$

A sonda lambda é o instrumento utilizado para realizar a medição da razão de equivalência Ar/Combustível, nos gases de exaustão dos motores a combustão modernos.

### 3.3.9 Equações Auxiliares: Poder Calorífico Inferior da Mistura de Biodiesel

O *PCI* das misturas de biobiodiesel foi calculado com base na percentagem em volume dos componentes da mistura. As percentagens, em volume, das misturas utilizadas no simulador são apresentadas na página seguinte.

- ★ B0 = 100% Diesel e 0% biocombustível;
- ★ B8 = 92% Diesel e 8% biocombustível;
- ★ B9 = 91% Diesel e 9% biocombustível;
- ★ B10 = 90% Diesel e 10% biocombustível;
- ★ B20 = 80% Diesel e 20% biocombustível;
- ★ B50 = 50% Diesel e 50% biocombustível; e
- ★ B100 = 0% Diesel e 100% biocombustível.

Inicialmente é necessário conhecer a massa de cada componente na composição da mistura. Para isso, basta multiplicar a porcentagem em volume pela massa específica, conforme apresentada na equação a seguir:

$$m_i = \rho_i V_{i\%} \quad (3.69)$$

Depois é necessário conhecer qual é a massa total da mistura, dada pela equação abaixo:

$$m_{total} = m_i + m_j \quad (3.70)$$

Em seguida calcula-se qual é a porcentagem da massa que aquele componente ocupa na massa total.

$$m_{i\%} = \frac{m_i}{m_{total}} \quad (3.71)$$

Calculamos agora o *PCI* relativo do componente, em relação à porcentagem da massa que ele ocupa, conforme a equação abaixo:

$$PCI_{relativo_i} = m_{i\%} PCI_i \quad (3.72)$$

Por fim, chegamos à expressão que calcula o  $PCI$  total da mistura, de acordo com a Eq. 3.73:

$$PCI_{totalmistura} = PCI_{relativo_i} + PCI_{relativo_j} \quad (3.73)$$

### 3.3.10 Equações Auxiliares: Parâmetros Geométricos do Cilindro

As equações auxiliares utilizadas neste trabalho para a modelagem dos parâmetros geométricos do cilindro, são aquelas utilizadas por GUTIÉRREZ (2016).

Considere o cilindro da Fig. 3.9, a seguir:

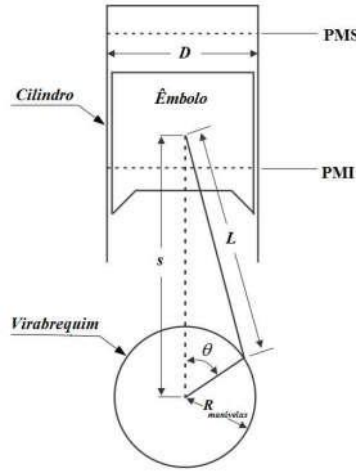


Figura 3.9: Corte esquemático de um cilindro de um motor Diesel.

Equação para o cálculo da posição instantânea do êmbolo:

$$s(\theta) = R_{manivelas} \cos(\theta) + \sqrt{L^2 - (R_{manivelas} \sin(\theta))^2} \quad (3.74)$$

Equação para o cálculo da área instantânea da parede do cilindro:

$$A = \pi D \left( \frac{D}{2} + L + R_{manivelas} + \frac{2R_{manivelas}}{r-1} - s(\theta) \right) \quad (3.75)$$

Equação para o cálculo do volume instantâneo do cilindro:

$$V = \frac{\pi D^2}{4} \left( L + R_{manivelas} + \frac{2R_{manivelas}}{r-1} - s(\theta) \right) \quad (3.76)$$

### 3.3.11 Equações Auxiliares: Parâmetros de Desempenho do Motor

Neste trabalho serão consideradas as seguintes variáveis como sendo parâmetros de desempenho do motor: trabalho indicado, pressão média indicada, potência indicada, potência efetiva, torque indicado, torque efetivo, consumo específico de combustível, pressão máxima no interior do cilindro, referenciados em relação ao ângulo do eixo de manivelas.

As equações auxiliares utilizadas neste tópico, especificamente, para a modelagem dos parâmetros de desempenho do motor, são aquelas utilizadas por SOUZA JUNIOR (2009), e são apresentadas a seguir:

- ★ Trabalho Indicado: O trabalho indicado é calculado enquanto o ciclo encontra-se com as válvulas de admissão e de exaustão fechadas. A equação é apresentada a seguir, conforme HEYWOOD (1988):

$$W_{ind} = \int_{\theta_{feval_{adm}}}^{\theta_{abval_{ext}}} p(\theta) dV \quad (3.77)$$

- ★ Pressão Média Indicada: A pressão média indicada representa a pressão uniforme no interior do cilindro. Se tal pressão uniforme pudesse ser mantida durante o ciclo, seria realizado o mesmo trabalho indicado. Pode ser calculada pela expressão a seguir, conforme HEYWOOD (1988):

$$p_{mind} = \frac{W_{ind}}{V_d} \quad (3.78)$$

- ★ Potência Indicada: Potência indicada é aquela que ocorre no interior do cilindro. Pode ser calculada pela expressão a seguir, conforme HEYWOOD (1988):

$$Pot_{ind} = \frac{p_{mind} \times V_d \times N}{120} \quad (3.79)$$

- ★ Potência Efetiva: A potência efetiva ou potência útil é aquela transferida ao eixo do motor, já consideradas as perdas mecânicas. Pode ser calculada pela expressão a seguir:

$$Pot_{efet} = \eta_m \times Pot_{ind} \quad (3.80)$$

- ★ Torque Indicado: Torque indicado é aquele que ocorre no interior do motor, sendo responsável pela capacidade do motor produzir força motriz. É essa força que faz o veículo sair da inércia. Pode ser calculado pela expressão a seguir, conforme HEYWOOD (1988):

$$Tq_{ind} = \frac{60 \times Pot_{ind}}{2\pi N} \quad (3.81)$$

- ★ Torque Efetivo: Torque efetivo é aquele transferido ao eixo do motor, já consideradas as perdas mecânicas. Pode ser calculado pela expressão a seguir:

$$Tq_{efet} = \eta_m \times Tq_{ind} \quad (3.82)$$

- ★ Consumo Específico de Combustível: Consumo específico de combustível é definido como sendo a quantidade de combustível necessária para se produzir uma determinada potência (efetiva), durante um certo intervalo de tempo. Pode ser calculada pela expressão a seguir, conforme HEYWOOD (1988):

$$CEC = \frac{C_{comb}}{Pot_{efet}} \quad (3.83)$$

onde, o consumo de combustível pelo motor é calculado pela expressão a seguir, conforme GUTIÉRREZ (2016):

$$C_{comb} = \frac{30 \times N_{cil} \times N \times m_{comb_{total}}}{0,001} \quad (3.84)$$

A Eq. 3.84, referente ao consumo de combustível, aplica-se somente a motores de quatro tempos.

### 3.3.12 Equações Auxiliares: Duração do Ângulo de Injeção de Combustível - Técnica de Levenberg-Marquardt Não Linear

Foi implementada uma técnica de otimização, conhecida como Técnica Levenberg-Marquardt Não Linear, a qual foi aplicada para estimar a duração ( $\Delta\theta_{inj}$ ) do ângulo de injeção de combustível.

A referida técnica é a mesma empregada por GUTIÉRREZ (2016) em seus estudos, na ocasião, para identificação dos parâmetros de falhas do motor.

De acordo com GUTIÉRREZ (2016), para desenvolver um modelo que permita quantificar o intervalo de duração da injeção de combustível, recorreremos às técnicas de estimação de parâmetros. As técnicas de estimação de parâmetros são algoritmos que, dadas informações adicionais sobre incertezas nas medições, e as variações nos parâmetros de desempenho do motor Diesel, calculam a “melhor estimativa” das mudanças ocorridas na injeção de combustível, e que geraram os parâmetros medidos durante os testes.

Para compreender a metodologia de estimativa de parâmetros em motores Diesel, é apresentada a Eq. 3.85. Ela define a relação entre as medições realizadas (no caso deste trabalho, os dados experimentais de SOUZA JUNIOR (2009) e de GUTIÉRREZ (2016), representados pelo vetor  $Z$ ), e os parâmetros de desempenho desejados do motor (neste caso, o modelo termodinâmico desenvolvido neste trabalho, representado pelos valores de  $H(g)$ , onde o vetor  $g$  contém a incógnita desejada, ou seja, a duração da injeção,  $\Delta\theta_{inj}$ , sendo os demais parâmetros mantidos constantes). Após estimado o  $\Delta\theta_{inj}$ , pode-se, então, calcular a quantidade de combustível injetada no cilindro.

$$Z = H(g) + G \quad (3.85)$$

Segundo GUTIÉRREZ (2016), para se obter estimativas mais acuradas, as técnicas de estimação foram assumindo hipóteses mais complexas. A seguir o procedimento da técnica de minimização, do ponto de vista das hipóteses utilizadas para se fazer a “melhor estimativa” do vetor desconhecido,  $g$ . Os métodos de estimação de parâmetros,  $S$ , devem ser capazes de minimizar o erro entre os valores observados de  $Z$  e os valores,  $H(g)$ , gerados pelo vetor  $g$ , isto é, a Eq. 3.86 deve ser minimizada.

$$e = Z - H(g) \quad (3.86)$$

Um dos métodos mais simples para minimizar a Eq. 3.86, é a minimização da soma dos quadrados dos elementos do vetor  $e$ . Assim, os maiores erros são mais penalizados do que os menores, porém, não levam em consideração os ruídos nas medições (vetor  $G$  da Eq. 3.85).

Seja  $S$ , a quantidade escalar que define a função objetivo que se quer minimizar:

$$S = e^T \cdot e = (Z - H(g))^T (Z - H(g)) \quad (3.87)$$

onde:

$$(Z - H(g))^T \equiv (Z_1 - H_1, Z_2 - H_2, \dots, Z_n - H_n) \quad (3.88)$$

Segundo GUTIÉRREZ (2016), para resolver a Eq. 3.87 pelo método dos mínimos quadrados, deve-se escolher o algoritmo adequado que lide com problemas não lineares. Nesse sentido, foi escolhida a técnica de Levenberg-Marquardt Não Linear, a qual é um processo iterativo, e sua convergência depende do critério de parada estabelecido.

A fim de minimizar a Eq. 3.87, deve-se igualar a zero as primeiras derivadas de  $S(g)$ , em relação aos seus parâmetros, conforme apresentado na Eq. 3.89:

$$\frac{\partial S(g)}{\partial g_1} = \frac{\partial S(g)}{\partial g_2} = \dots = \frac{\partial S(g)}{\partial g_n} = 0 \quad (3.89)$$

Na forma matricial, a Eq. 3.89, após ser derivada, pode ser escrita como:

$$\nabla S_g = -2 \left[ \frac{\partial H^T(g)}{\partial g} \right] (Z - H(g)) = 0 \quad (3.90)$$

onde:

$$\frac{\partial H^T(g)}{\partial g} = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial g_1} \\ \vdots \\ \frac{\partial}{\partial g_2} \end{bmatrix} (H_1 \dots H_n) \quad (3.91)$$

A matriz de influência, conhecida também como matriz de sensibilidade, ou ainda, como Jacobiano,  $J(g)$ , é definida como a transposta da matriz apresentada na Eq. 3.92.

$$J(g) = \left[ \frac{\partial H^T(g)}{\partial g} \right]^T = \begin{bmatrix} \frac{\partial H_1}{\partial g_1} & \cdots & \frac{\partial H_1}{\partial g_f} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial H_b}{\partial g_1} & \cdots & \frac{\partial H_b}{\partial g_f} \end{bmatrix} \quad (3.92)$$

De acordo com GUTIÉRREZ (2016), os coeficientes de sensibilidade,  $J_{bf}$ , são definidos como sendo as derivadas primeiras das medições estimadas, usando o simulador termodinâmico,  $H(g)$ , em relação a cada parâmetro  $bf$ , ou seja:

$$J_{bf} = \frac{\partial H_b}{\partial g_f} \quad (3.93)$$

Os coeficientes,  $J_{bf}$ , podem ser calculados por meio da aproximação por diferenças finitas. Substituindo a Eq. 3.93 na Eq. 3.90, teremos:

$$-2J^T(g) \cdot (Z - H(g)) = 0 \quad (3.94)$$

Segundo GUTIÉRREZ (2016), nos casos onde o sistema é considerado linear, a matriz de sensibilidade não é uma função dos parâmetros desconhecidos,  $g$ , e a Eq. 3.94 pode ser resolvida de forma explícita.

Para o motor Diesel, a relação entre o parâmetro indicador de duração da injeção de combustível, e os parâmetros de desempenho medidos é não-linear. Portanto, há uma dependência funcional entre a matriz de sensibilidade e os parâmetros independentes.

A solução da Eq. 3.94 requer um procedimento iterativo, obtido por meio da linearização do vetor  $H(g)$  em torno da solução  $g^k$ . A linearização, utilizando a série de Taylor, é dada pela equação a seguir:

$$H(g) = H(g^k) + J(g^k) \cdot (g - g^k) \quad (3.95)$$

onde:

$H(g^k)$ : simulações estimadas na iteração  $k$ ; e

$J(g^k)$ : matriz jacobiano avaliada na iteração  $k$ .



De acordo com GUTIÉRREZ (2016), substituindo a Eq. 3.95 na Eq. 3.94, e rearranjado a expressão resultante, o procedimento iterativo utilizado na estimativa dos parâmetros independentes é calculado conforme a equação a seguir:

$$g^{k+1} = g^k + \left[ (J^k)^T \cdot J^k \right]^{-1} \cdot \{ (J^{kT}) \cdot (Z - H(g^k)) \} \quad (3.96)$$

O procedimento iterativo dado pela Eq. 3.96 requer que uma matriz específica seja não-singular, conforme a equação a Eq. 3.97:

$$\left| (J^k)^T \cdot J^k \right| \neq 0 \quad (3.97)$$

Segundo GUTIÉRREZ (2016), se o determinante da Eq. 3.97 for igual a zero, ou próximo de zero, os parâmetros  $g_f$  não poderão ser determinados por meio do processo iterativo da Eq. 3.96. Para minimizar essas dificuldades, o método de Levenberg-Marquardt foi utilizado. Ele modifica o processo iterativo da Eq. 3.96, tornando-a da forma dada pela equação a seguir:

$$g^{k+1} = g^k + \left[ (J^k)^T \cdot J^k + \psi^k \Omega^k \right]^{-1} \cdot \{ (J^{kT}) \cdot (Z - H(g^k)) \} \quad (3.98)$$

onde:

$$\Omega^k = \text{diag} \left[ (J^k)^T \cdot J^k \right] \quad (3.99)$$

O objetivo de se incluir o termo  $[\psi^k \Omega^k]$  na Eq. 3.98, é para amortecer as oscilações e instabilidades devido ao mau-condicionamento da matriz, dada pela Eq. 3.96.

Três critérios de parada foram sugeridos por OZISIK (2000), para interromper o processo iterativo. Foram eles:

1.  $S(g) < \epsilon_1$ ;
2.  $\left\| (J^k)^T \cdot (Z - H(g^k)) \right\| < \epsilon_2$ ; e
3.  $\|g^{k+1} - g^k\| < \epsilon_3$ .

onde:  $\epsilon_i$  são as tolerâncias, e  $\|\cdot\|$  indica o cálculo da norma Euclidiana, dada pela equação abaixo:

$$\|x\| = (x^T x)^{\frac{1}{2}} \quad (3.100)$$

No caso deste trabalho, foi adotado o critério de parada número 1. De acordo com GUTIÉRREZ (2016), o algoritmo para a implementação computacional encontra-se em OZISIK (2000).

### 3.3.13 Equações Auxiliares: Análise Estatística

De acordo com DA CUNHA e CARVAJAL (2009), o *box plot* é uma ferramenta gráfica que costuma ser utilizada para sintetizar em uma mesma figura, várias informações relativas à distribuição de uma determinada variável quantitativa. O *box plot* é utilizado para comparar graficamente, se há variância ou não, entre os dados de duas variáveis ou mais. Nele também são representadas as observações discrepantes, conhecidas como *outliers*.

Na Fig. 3.10, observando o gráfico de baixo para cima, o traço inferior representa o 1º quartil, a base da caixa representa o 2º quartil, o traço cheio representa a mediana, o topo da caixa representa o 3º quartil, e o traço superior representa o 4º quartil.

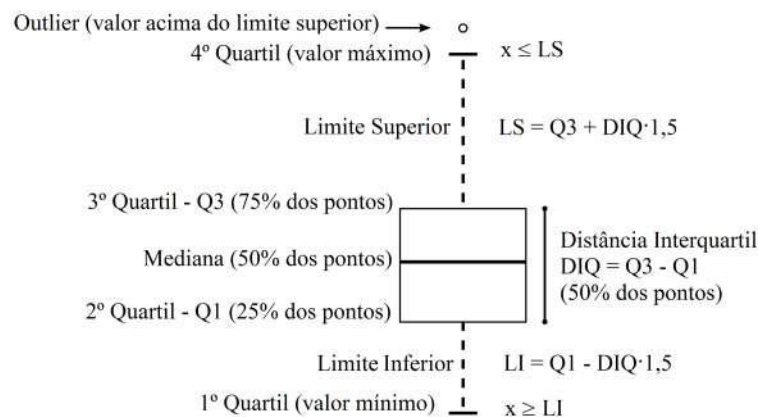


Figura 3.10: *Exemplo de um box plot.*

O teste  $F$  é utilizado para avaliar, matematicamente, se há diferença entre as variâncias de duas variáveis quantitativas. Este teste é condição *sine qua non* para a realização do teste  $t$  de Student.

O teste *t de Student* é um dos testes estatísticos conhecidos como Teste de Hipótese. Ele é aplicado para a comparação entre as médias de dois conjuntos de amostras, como no caso deste trabalho, que se deseja comparar as pressões experimentais e simuladas. Existem outros Testes de Hipótese para comparação de três ou mais médias amostrais, tais como a distribuição *F de Fisher-Snedecor* ou a *ANOVA (Analysis of Variance)*.

Segundo DA CUNHA e CARVAJAL (2009), o Teste de Hipótese é aplicado quando se deseja decidir entre duas afirmações mutuamente excludentes a respeito do valor correto. Tem-se então, a hipótese nula  $H_0$ , e a hipótese alternativa  $H_1$ .

Quando não há diferença entre as médias amostrais ( $x$  e  $y$ , por exemplo), aceita-se a hipótese  $H_0$  e rejeita-se a hipótese  $H_1$ . Matematicamente podemos dizer:

$$H_0 = \mu_x - \mu_y = 0 \quad (3.101)$$

Caso haja diferença entre as médias amostrais, rejeita-se a hipótese  $H_0$  e aceita-se a hipótese  $H_1$ . Então:

$$H_0 = \mu_x - \mu_y \neq 0 \quad (3.102)$$

No caso deste trabalho, a hipótese  $H_0$  é atribuída à igualdade entre as médias das curvas de pressão experimental e simulada. Já a hipótese  $H_1$  é atribuída a diferença entre as médias das curvas supracitadas.

O resultado do Teste de Hipótese *t de Student* é dado pela variável denominada nível crítico ou *p-valor*. O *p-valor* é o menor valor de  $\alpha$  (nível de significância do teste, geralmente  $\alpha = 0,01$  ou  $0,05$ ) para o qual, ao usar essa metodologia, e trabalhar com os valores observados dos dois conjuntos amostrais, ainda rejeitaríamos a hipótese  $H_0$ . Segundo DA CUNHA e CARVAJAL (2009), o conceito de *p-valor* é um dos mais importantes, por ser muito usado nas publicações científicas, quando se trata de reportar os resultados de um Teste de Hipótese.

Resumidamente, podemos afirmar, sobre o resultado do Teste de Hipótese *t de Student*:

★ se  $p\text{-valor} > \alpha \rightarrow$  aceita-se a hipótese  $H_0$ , rejeita-se  $H_1$ ; ou

★ se  $p\text{-valor} < \alpha \rightarrow$  aceita-se a hipótese  $H_1$ , rejeita-se  $H_0$ .

Mas é necessário referenciar o resultado do teste a um intervalo de confiança, calculado da seguinte forma:

$$interv_{conf} = (1 - \alpha) \times 100 \quad (3.103)$$

Basicamente, duas condições devem ser atendidas para que se possa aplicar o Teste de Hipótese  $t$  de *Student*, a fim de comparar médias com duas amostras não-pareadas, segundo afirma DA CUNHA e CARVAJAL (2009). São elas:

1. as variâncias da variável considerada (pressão) nos dois conjuntos amostrais, devem ser iguais; e
2. a distribuição da variável deve ser *Normal* em ambos os conjuntos amostrais.

Amostras não pareadas significam que os resultados de um conjunto amostral não dependem do outro conjunto, como no caso dos resultados das pressões experimentais e simuladas.

A primeira condição pode ser verificada pela aplicação do teste  $F$  supracitado. Já a segunda condição é um pouco mais complexa. Foi constatado que a distribuição dos valores das pressões experimentais e simuladas deste trabalho, seguem uma distribuição de *Poisson*, e não uma distribuição *Normal*, como pede a segunda condição.

Contudo, de acordo com a afirmação de DA CUNHA e CARVAJAL (2009), à medida que crescem os tamanhos dos dois conjuntos amostrais (que é o caso deste trabalho, com um número grande de amostras), a premissa de Normalidade vai se tornando cada vez menos crucial, devido ao Teorema Central do Limite, e, portanto, pode-se aplicar o Teste de Hipótese  $t$  de *Student*.

O Teorema Central do Limite afirma que, independentemente de qual seja a distribuição original das amostras analisadas, ela se aproxima cada vez mais da distribuição *Normal*, à medida que o tamanho da amostra cresce.

# Capítulo 4

## Desenvolvimento do Algoritmo

Todos os algoritmos deste trabalho foram desenvolvidos utilizando o MATLAB™, da ©1984-2016 *The MathWorks, Inc.*

Como pilar deste trabalho, foi escolhido e utilizado o algoritmo desenvolvido por GUTIÉRREZ (2016), em MATLAB™. Foram acrescentadas as equações apresentadas nos Capítulos 3 e 4, a fim de transformar o modelo zero-dimensional, estático, criado pelo autor supracitado, em um modelo unidimensional, quase-estático.

A razão para esta escolha deveu-se ao fato do motor Diesel veicular (modelo 6.12 TCE, 6 cilindros, fabricante MWM), utilizado por GUTIÉRREZ (2016) para a realização de seus estudos e testes de bancada, tratar-se da mesma série do motor instalado no Navio Rebocador de Alto Mar “Triunfo” (modelo 6.12 TCA), da MB, empregado na função de motor Diesel gerador de emergência.

Ao algoritmo original de GUTIÉRREZ (2016), foram adicionados novas equações para calcular: a percentagem em volume das misturas de biodiesel; o *PCI* das misturas de biodiesel; os parâmetros de desempenho do motor; as modelagens das massas instantâneas de admissão de ar, de exaustão de gases e de combustível injetada; os deslocamentos e as áreas efetivas das válvulas de admissão e de exaustão; os coeficientes de descarga das referidas válvulas; os calores específicos (e molares) a pressão e volume constantes das espécies químicas; as entalpias específicas (e molares) das espécies químicas; e a otimização da duração do ângulo de injeção de combustível, por meio da Técnica Levenberg-Marquardt Não Linear.

Uma das inovações trazidas pela transformação do modelo zero-dimensional, estático, em unidimensional, quase-estático, é a possibilidade de se conhecer as massas de ar, de combustível e de gases de exaustão, em cada instante do ângulo do eixo de manivelas, que serão apresentadas por meio de gráficos mais adiante.

Ao corpo principal do algoritmo de GUTIÉRREZ (2016), foram implementadas as Eq. 3.1, 3.2, 3.6, 3.7, 3.8, 3.9, 3.10, 3.15, 3.17, 3.18, 3.23, 3.42, 3.43, 3.44, 3.45, 3.48 e 3.49.

Além disso, foram criadas oito funções no MATLAB<sup>TM</sup>, externas ao corpo principal, a fim de auxiliar no cálculo das equações secundárias. São elas:

- ★ cálculo do  $\bar{C}_{p_i}$ ,  $\bar{C}_{v_i}$  e  $\bar{h}_i$  das espécies: Eq. 3.11, 3.12, 3.13, 3.14 e 3.19;
- ★ cálculo da área efetiva da válvula, do deslocamento instantâneo da válvula, e do coeficiente de descarga, durante a admissão de ar: Eq. 3.38, 3.39, 4.1, 4.2 e 4.3;
- ★ cálculo da área efetiva da válvula, do deslocamento instantâneo da válvula, e do coeficiente de descarga, durante a exaustão de gases: Eq. 3.38, 3.39 e 4.4;
- ★ cálculo da percentagem em volume das misturas de biodiesel: Eq. 3.69, 3.70 e 3.71;
- ★ cálculo da combustão completa e incompleta: Eq. 3.56, 3.57, 3.58, 3.59, 3.60, 3.61, 3.62, 3.63, 3.64, 3.65, 3.66 e 3.67;
- ★ cálculo do  $PCI$  da mistura: Eq. 3.72 e 3.73;
- ★ cálculo dos parâmetros de desempenho do motor: Eq. 3.77, 3.78, 3.79, 3.80, 3.81, 3.82, 3.83 e 3.84; e
- ★ cálculo da duração da injeção de combustível (Levenberg-Marquardt): Eq. 3.85, 3.86, 3.87, 3.88, 3.89, 3.90, 3.91, 3.92, 3.93, 3.94, 3.95, 3.96, 3.97, 3.98, 3.99 e 3.100.

## 4.1 Determinação do Coeficiente de Descarga para as Válvulas de Admissão e de Exaustão

Uma vez adotado o coeficiente de descarga ( $C_D$ ), baseado na área de referência lateral de um cilindro imaginário ( $A_{reflatcil}$ ), foi necessária a criação de polinômios específicos para esse cálculo, por meio da digitalização das três curvas ( $a$ ,  $b$  e  $c$ ) da Fig. 3.6, tendo em vista que a equação original para o cálculo do referido coeficiente não encontrava-se disponível.

De posse dos valores dos pares ordenados ( $l_v(\theta)/d_v, C_D$ ), foram aplicadas três regressões polinomiais de 3ª ordem. Dessa forma, foram criados três polinômios que

podem ser utilizados para se determinar os valores do  $C_D$ , para os três regimes de fluxo. Os polinômios desenvolvidos foram:

$$C_{D_{curva_a}} = a_1x^3 + a_2x^2 + a_3x + a_4 \quad (4.1)$$

$$C_{D_{curva_b}} = b_1x^3 + b_2x^2 + b_3x + b_4 \quad (4.2)$$

$$C_{D_{curva_c}} = c_1x^3 + c_2x^2 + c_3x + c_4 \quad (4.3)$$

As curvas que representam os polinômios acima são apresentadas na Fig. 4.1 (b). Já a Fig. 4.1 (a) representa as curvas originais de ANNAND e ROE (1974).

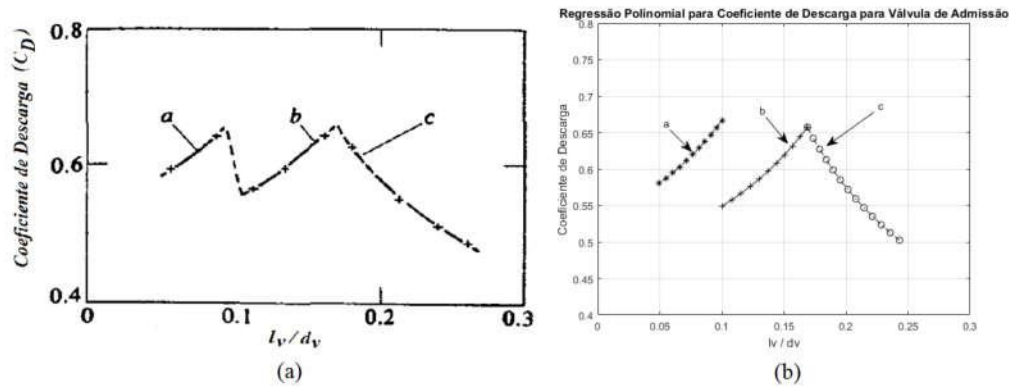


Figura 4.1: *Regressão Polinomial do  $C_D$  para a válvula de admissão, baseado na  $A_{reflatcil}$ .*

Raciocínio análogo foi realizado para o  $C_D$  referente à válvula de exaustão. A curva apresentada na Fig. 3.8 também foi digitalizada. Foi adotada a curva da válvula isolada com coletor de exaustão reto, pois segundo ANNAND e ROE (1974), é o perfil que melhor descreve o  $C_D$ . Foi aplicada uma regressão polinomial de 6ª ordem, criando assim, um polinômio que pode ser utilizado para se determinar os valores do  $C_D$  para a válvula de exaustão. O polinômio desenvolvido é apresentado na Eq. 4.1:

$$C_{D_{curva_{val.isol.}}} = a_1x^6 + a_2x^5 + a_3x^4 + a_4x^3 + a_5x^2 + a_6x + a_7 \quad (4.4)$$

A curva que representa o polinômio da Eq. 4.4 é apresentada na Fig. 4.2 (b), abaixo. Já a Fig. 4.2 (a) representa a curva original de ANNAND e ROE (1974).

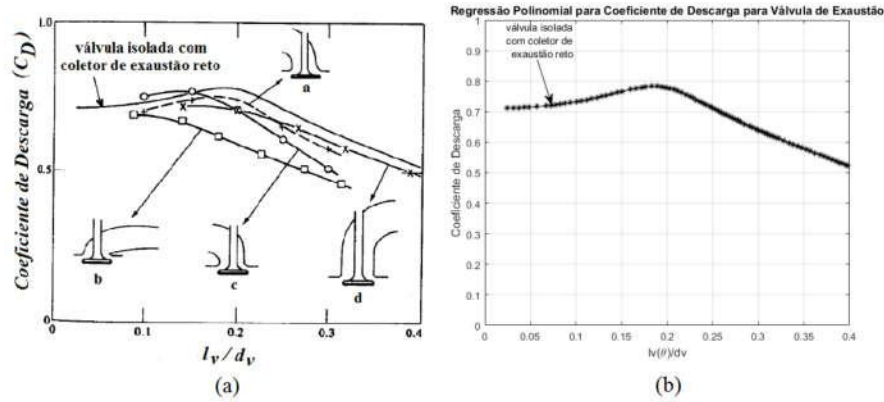


Figura 4.2: Regressão Polinomial do  $C_D$  para a válvula de exaustão, baseado na  $A_{reflatcil}$ .

Os coeficientes dos polinômios desenvolvidos nas Eq. 4.1, 4.2, 4.3 e 4.4, são apresentados na Tab. 4.1, a seguir:

Tabela 4.1: Coeficientes dos Polinômios para o  $C_D$  da Válvula de Admissão e de Exaustão, baseados na  $A_{reflatcil}$ .

Curva	$R^2$	Coeficientes dos Polinômios						
		(a,b,c) <sub>1</sub>	(a,b,c) <sub>2</sub>	(a,b,c) <sub>3</sub>	(a,b,c) <sub>4</sub>	a <sub>5</sub>	a <sub>6</sub>	a <sub>7</sub>
a	1	51,81	-0,9984	0,9554	0,5294	—	—	—
b	1	40,37	-7,609	1,384	0,4462	—	—	—
c	1	-81,46	62,6	-17,4	2,202	—	—	—
válvula isolada	0,997	-5298	6192	-2599	458,4	-31,52	0,876	0,7057

Observe que a medida de ajuste da regressão polinomial,  $R^2$ , foi igual a 1 para o caso das três curvas referentes ao  $C_D$  da válvula de admissão, e muito próxima de 1 no caso da válvula de exaustão. Isto significa que os polinômios tiveram uma boa aderência aos pontos originais.

Para a resolução do sistema de equações diferenciais, referentes à pressão, temperatura e massa instantânea, foi utilizado o método de *Runge Kutta* de 4ª ordem. A razão para a adoção desse método é devido a sua rápida convergência, permitindo um ganho no tempo de processamento.

O tempo de conclusão para a simulação gira em torno de 130 segundos, considerando a configuração: Processador Intel® Core™ i7-4510U, CPU @ 2.00GHz, 8GB de RAM, 2GB de Vídeo, Sistema Operacional Windows 8.1, 64 bits.



## 4.2 Fluxograma do Simulador Termodinâmico, Unidimensional, Quase-Estático

Para uma melhor compreensão do funcionamento do algoritmo desenvolvido neste trabalho, foi elaborado um fluxograma apresentado na Fig. 4.3, abaixo. As caixas com linha cheia representam o algoritmo original de GUTIÉRREZ (2016), e as caixas com linha tracejada representam as inovações implementadas.

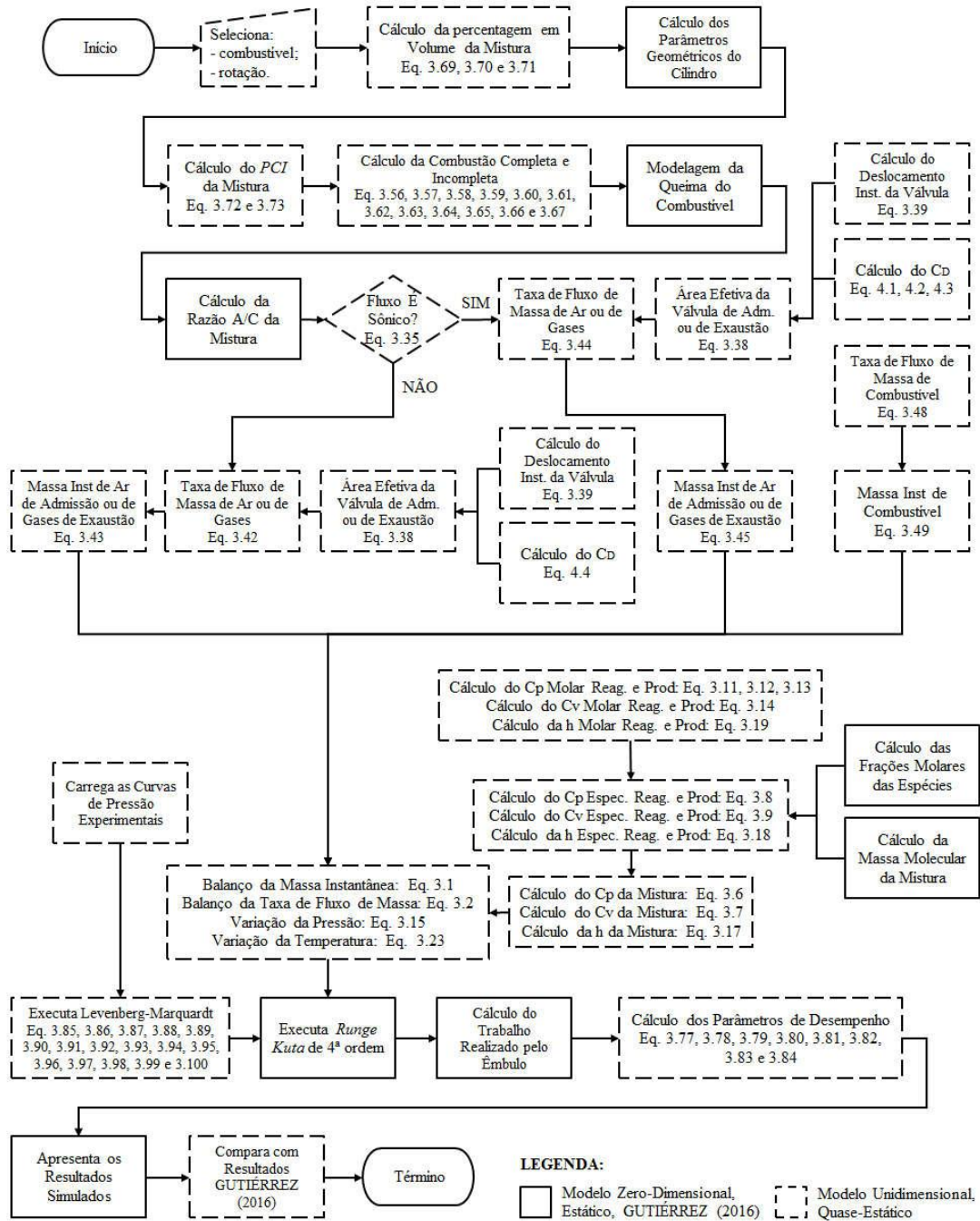


Figura 4.3: Fluxograma do Algoritmo de Simulação Termodinâmica Unidimensional, Quase-Estático.

## 4.3 Tratamento dos Dados Experimentais para Análise Estatística

Os dados experimentais das curvas de pressão no interior do cilindro não estavam disponíveis na dissertação de SOUZA JUNIOR (2009), apenas os gráficos das referidas curvas. E as curvas de pressões não abrangiam o ciclo completo (duas voltas do ângulo do eixo de manivelas), e sim, correspondiam apenas aos valores de pressão entre o fechamento da válvula de admissão, e a abertura da válvula de exaustão.

Para se obter tais informações, foi utilizado o *software MarkGrapf* Versão 2.0 Beta, desenvolvido pelo Prof. José Alípio Castelo Branco Junior, do LTTC da COPPE-UFRJ, para a digitalização de gráficos. Posicionando e clicando o cursor do *mouse* ao longo da curva desejada, o *software* gera os pontos dos pares ordenados correspondentes.

Contudo, não há como garantir uma quantidade precisa de pontos desejados, pois o processo é manual. E para se realizar o Teste de Hipótese *t de Student*, é necessário que os dois conjuntos amostrais (pressão experimental e simulada) sejam do mesmo tamanho.

Portanto, para que o número de pontos da curva experimental digitalizada seja o mesmo da curva simulada, foi necessário realizar uma regressão gaussiana de 8ª ordem, a fim de criar uma função, que depois pudesse gerar os pontos da curva do tamanho desejado. A equação da referida regressão é apresentada a seguir:

$$\begin{aligned} Repr_{gauss} = & a_1 e^{\left(\frac{x-b_1}{c_1}\right)^2} + a_2 e^{\left(\frac{x-b_2}{c_2}\right)^2} + a_3 e^{\left(\frac{x-b_3}{c_3}\right)^2} + a_4 e^{\left(\frac{x-b_4}{c_4}\right)^2} + a_5 e^{\left(\frac{x-b_5}{c_5}\right)^2} + \\ & a_6 e^{\left(\frac{x-b_6}{c_6}\right)^2} + a_7 e^{\left(\frac{x-b_7}{c_7}\right)^2} + a_8 e^{\left(\frac{x-b_8}{c_8}\right)^2} \end{aligned} \quad (4.5)$$

Os coeficientes da equação acima são apresentados na Tab. 4.2, na página seguinte:

Tabela 4.2: Coeficientes da Regressão Gaussiana referentes às Curvas de Pressão Experimental.

Curva de Pressão	$R^2$	Coeficientes da Regressão Gaussiana											
		$a_1$	$b_1$	$c_1$	$a_2$	$b_2$	$c_2$	$a_3$	$b_3$	$c_3$	$a_4$	$b_4$	$c_4$
B3_1500_10	0,9998	$3,747 \times 10^{-5}$	361,1	2,717	$1,402 \times 10^{-6}$	356,6	3,643	$3,853 \times 10^{-4}$	347,5	2,854	$1,018 \times 10^{-6}$	363,4	6,38
B3_2000_20	0,9997	$-5,654 \times 10^{-5}$	364,5	2,959	$1,668 \times 10^{-6}$	355	3,779	$-1,975 \times 10^{-5}$	391,3	11,78	$2,049 \times 10^{-6}$	362,6	5,004
B10_1500_10	0,9995	0	363,5	0,02277	$-4,893 \times 10^{-7}$	365,7	6,875	$3,032 \times 10^{-6}$	365	22,55	$1,239 \times 10^{-6}$	353,9	2,845
B10_2000_20	0,9997	$1,39 \times 10^{-6}$	358,6	4,263	$1,817 \times 10^{-6}$	365,6	9,391	$1,117 \times 10^{-6}$	353,9	2,088	$5,329 \times 10^{-6}$	369,7	22,96
B20_1500_10	0,9998	$1,195 \times 10^{-6}$	358,8	4,159	$1,042 \times 10^{-6}$	363,9	5,076	$6,16 \times 10^{-5}$	356,1	2,04	$6,877 \times 10^{-5}$	369,9	7,065
B20_2000_20	0,9997	$6,494 \times 10^{-4}$	411,9	9,503	$1,484 \times 10^{-6}$	356,7	1,861	$-1,58 \times 10^{-6}$	366,6	4,497	$-5,987 \times 10^{-6}$	369,5	7,5
B50_1500_10	0,9993	$8,95 \times 10^{-5}$	358,2	3,992	0	361	0,0376	$-3,147 \times 10^{-5}$	371,9	6,218	$8,929 \times 10^{-5}$	354,1	1,978
B50_2000_20	0,9992	$3,429 \times 10^{-5}$	364,9	1,775	$-4,897 \times 10^{-6}$	391,6	20,28	$2,472 \times 10^{-7}$	364,7	8,103	$7,705 \times 10^{-5}$	354,1	2,35
B100_1500_10	0,9998	$3,323 \times 10^{-6}$	365,4	24,59	$1,217 \times 10^{-6}$	357,2	3,708	$2,409 \times 10^{-5}$	412,7	19,15	$1,096 \times 10^{-6}$	353,8	2,035
B100_2000_20	0,9996	$1,27 \times 10^{-6}$	362,8	4,426	$1,89 \times 10^{-6}$	356,1	3,843	$1,441 \times 10^{-6}$	367,6	8,924	0	354,9	0,01644
		$a_5$	$b_5$	$c_5$	$a_6$	$b_6$	$c_6$	$a_7$	$b_7$	$c_7$	$a_8$	$b_8$	$c_8$
B3_1500_10		$9,93 \times 10^{-5}$	353	1,877	$1,056 \times 10^{-6}$	368,7	10,21	$1,359 \times 10^{-6}$	367,6	56,72	$3,038 \times 10^{-6}$	363,8	23,52
B3_2000_20		$1,48 \times 10^{-6}$	368,9	9,419	0	374,3	0,03326	$3,789 \times 10^{-6}$	366,7	26,94	$1,073 \times 10^{-6}$	373,7	69,43
B10_1500_10		$6,908 \times 10^{-5}$	366,6	3,406	$-1,753 \times 10^{-5}$	373,6	1,951	$5,021 \times 10^{-7}$	365,6	7,088	$1,646 \times 10^{-6}$	367,1	52,15
B10_2000_20		$-2,39 \times 10^{-6}$	375,3	24,84	$2,273 \times 10^{-6}$	371,4	49,68	—	—	—	—	—	—
B20_1500_10		$9,951 \times 10^{-5}$	353,6	1,452	$3,541 \times 10^{-6}$	365,9	20,94	$2,119 \times 10^{-6}$	367,1	46,93	$-8,863 \times 10^{-5}$	372,3	23,88
B20_2000_20		$8,101 \times 10^{-5}$	353,4	1,521	$1,354 \times 10^{-6}$	371,2	61,55	$9,215 \times 10^{-6}$	368,1	8,439	$3,488 \times 10^{-6}$	365,7	25,28
B50_1500_10		$3,451 \times 10^{-6}$	365	13,53	0	374,6	$2,22 \times 10^{-14}$	$4,508 \times 10^{-6}$	383,1	48,13	$-2,606 \times 10^{-6}$	401	32,28
B50_2000_20		$-2,254 \times 10^{-7}$	364,9	7,753	$2,71 \times 10^{-7}$	435,4	63,91	$-1,881 \times 10^{-7}$	426,4	31,86	0	359,9	0,05209
B100_1500_10		$1,307 \times 10^{-6}$	362,2	6,046	$1,241 \times 10^{-6}$	368,9	9,346	$1,191 \times 10^{-6}$	362,8	54,04	—	—	—
B100_2000_20		$-6,739 \times 10^{-6}$	400,8	0,05482	$3,646 \times 10^{-6}$	366,4	23,01	$1,677 \times 10^{-6}$	370,6	55,96	—	—	—

Observe que a medida de ajuste da regressão gaussiana,  $R^2$ , foi muito próxima de 1, para todos os casos. Isto significa que as regressões tiveram uma boa aderência aos pontos originais.

# Capítulo 5

## Resultados e Discussões

### 5.1 Validação do Algoritmo

SOUZA JUNIOR (2009) realizou seus estudos utilizando o motor Diesel de compressão monocilíndrico, modelo M95W, quatro tempos, de fabricação AGRALE. O autor também realizou testes experimentais em bancada com o referido motor, que encontrava-se disponível no Laboratório de Máquinas Térmicas, da COPPE-UFRJ.

No experimento realizado por SOUZA JUNIOR (2009), ele utilizou os combustíveis B3, B10, B20, B50 e B100, nas rotações de 1500, 2000 e 2500 *rpm*, nas cargas de 10, 20 e 30 *Nm*, para determinação dos parâmetros de desempenho do motor, tais como trabalho indicado, pressão média indicada, potência indicada, potência efetiva, torque indicado, torque efetivo, consumo específico de combustível e pressão máxima no interior do cilindro, com todas as variáveis sendo referenciadas em relação ao ângulo do eixo de manivelas. O combustível B3 refere-se ao óleo Diesel, pois foi recebido pelo autor já com o teor de 3% de biocombustível.

Segue abaixo a Fig. 5.7 ilustrativa do motor M95W AGRALE. Suas principais características são apresentadas na Tab. 5.1, na página seguinte.

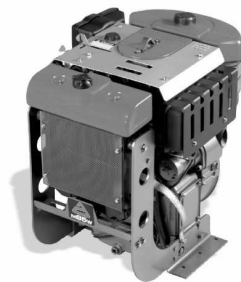


Figura 5.1: *Motor Diesel M95W AGRALE.*

Tabela 5.1: Especificações Técnicas do Motor Diesel M95W.

Tipo de Motor	4 tempo - Diesel
Marca / Modelo	AGRALE / M95W
Número de Cilindros e Tipo	1 cilindro - vertical
Tipo de Injeção	direta
Diâmetro do Êmbolo	95 mm
Curso do Êmbolo	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 <sup>3</sup>
Relação Biela/Manivela	3,24
Razão de Compressão	21:1
Ângulo de Injeção	-17° (17° APMS)
Ângulo de Fechamento da Válvula de Admissão	-150° (150° APMS)
Ângulo de Abertura da Válvula de Exaustão	160° (160° DPMS)

Portanto, os resultados dos dados experimentais de SOUZA JUNIOR (2009) foram utilizados para validar o algoritmo desenvolvido neste trabalho, que teve como inovações em relação algoritmo de GUTIÉRREZ (2016), a possibilidade de simular com misturas de biocombustível, medidas de desempenho do motor, massa instantânea de ar e de combustível,  $C_D$  das válvulas de admissão e de exaustão, e a duração do ângulo de injeção, calculada pela Técnica Levenberg-Marquardt Não Linear.

As simulações foram feitas utilizando os combustíveis B3, B10, B20, B50 e B100, nas rotações de 1500 e 2000 *rpm*, e com as cargas de 10 e 20 *Nm*. Para a validação, foram comparados os resultados experimentais dos parâmetros de desempenho do motor, realizados por SOUZA JUNIOR (2009), com os resultados simulados pelo algoritmo deste trabalho. Os parâmetros de desempenho comparados foram: pressão máxima no interior do cilindro, pressão média indicada, potência indicada, torque indicado e o consumo específico de combustível.

O procedimento adotado para a validação utilizou análise estatística, e foi o seguinte:

- ★ verificar se houve dispersão entre os valores das pressões experimental e simulada, utilizando a ferramenta estatística *box plot*;
- ★ verificar se houve variância entre os valores das pressões experimental e simulada, utilizando o *teste F*;
- ★ verificar se houve diferença entre as médias das curvas de pressão no interior do cilindro, para a experimental e a simulada, utilizando o Teste de Hipótese *t de Student*; e

★ comparar, percentualmente, os valores das pressões máximas, das pressões médias indicadas, das potências indicadas, dos torques indicados e dos consumo específico de combustível, para o experimental e o simulado.

O nível de significância adotado para a validação foi  $\alpha = 0,01$ , e, portanto, o intervalo de confiança foi igual a 99%.

O *software* utilizado para a realização da análise estatística foi o *R Studio*. Trata-se de um *software* específico para este tipo de tarefa.

### 5.1.1 Combustível B3, 1500 rpm, 10 Nm

Na Fig. 5.2 é apresentado o gráfico da massa instantânea.

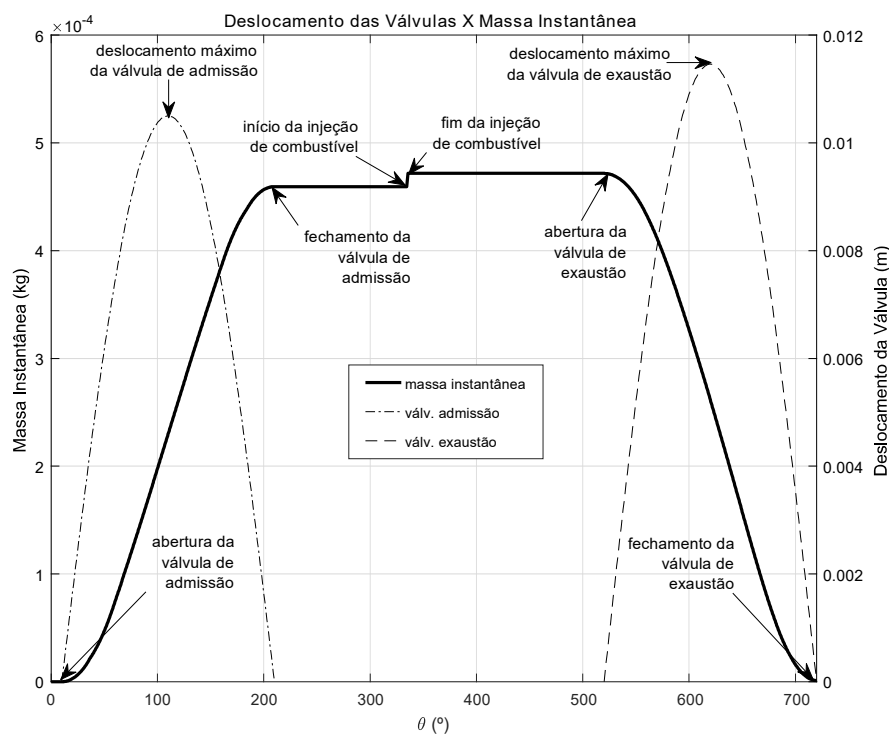


Figura 5.2: Gráfico da Massa Instantânea, para o combustível B3, 1500 rpm e 10 Nm.

O gráfico da massa instantânea da Fig. 5.2, é a síntese da transformação do modelo zero-dimensional, estático, para o modelo unidimensional, quase-estático. Nele é possível conhecer a massa, em qualquer instante do ângulo do eixo de manivelas. Ao chegar ao ângulo de abertura da válvula de admissão, a massa de ar começa gradativamente sendo admitida no interior do cilindro, indicada

por uma curva ascendente. A quantidade de massa no interior do cilindro vai se acumulando, até que chega o instante de fechamento da válvula de admissão. A partir deste instante, a massa de ar fica constante, e começa a ser comprimida pela subida do êmbolo, até que chega o instante do ângulo de injeção de combustível.

A duração da injeção é muito rápida, e dura apenas alguns centésimos de grau. Esta duração foi calculada pela Técnica de Levenberg-Marquardt Não Linear. Pode-se visualizar a injeção de combustível pelo pequeno acréscimo na massa de ar, que agora se torna massa da mistura ar/combustível. Por esta representação gráfica, é possível ter a noção exata do que significa razão de compressão de 20:1, por exemplo, no caso deste motor M95W. A quantidade de ar é muito superior à de combustível, que poderia ser dito, facilmente, motor movido a ar, e não a combustível.

Agora, a massa da mistura continua constante, sendo comprimida pelo processo da compressão do motor, e passando pelo processo da explosão. Até que chega o instante da abertura da válvula de exaustão, onde gradualmente a massa dos gases da exaustão vai deixando o cilindro, por meio de uma curva descendente, até chegar a zero, e ocorrer o fechamento da válvula de exaustão, dando origem a um novo ciclo.

Na Fig. 5.3 é apresentado o gráfico da pressão no interior do cilindro.

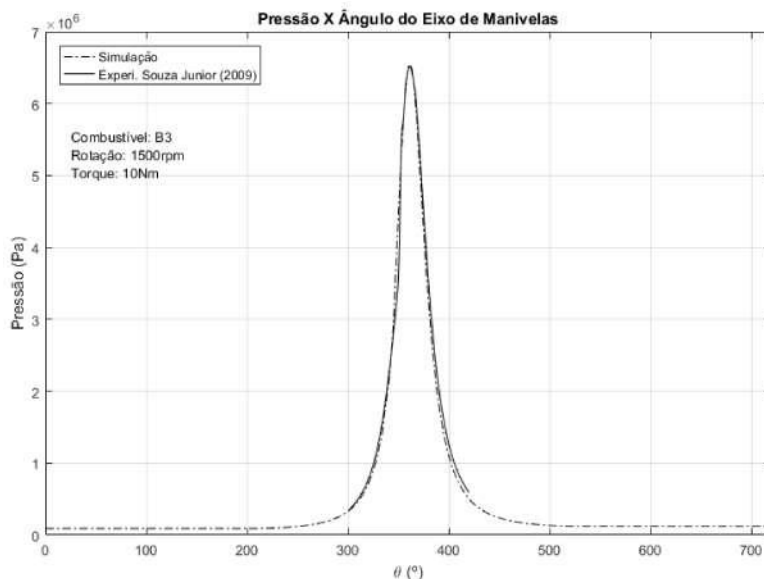


Figura 5.3: Gráfico da pressão no interior do cilindro, para o combustível B3, 1500 rpm e 10 Nm.

Pode-se verificar pelo gráfico da Fig. 5.3, que, visualmente, a curva da pressão simulada está bem ajustada à curva da pressão experimental. A curva simulada

representa bem a curva real. Mas é necessário uma análise estatística, para se fazer tal afirmação.

A fim de verificar se houve dispersão entre os valores das pressões experimental e simulada, referentes à operação do motor com o combustível B3, na rotação de 1500 rpm e com o torque de 10 Nm, foi realizado um *box plot*. Ressalta-se que os dados experimentais são referentes à regressão gaussiana. Os resultados são apresentados a seguir:

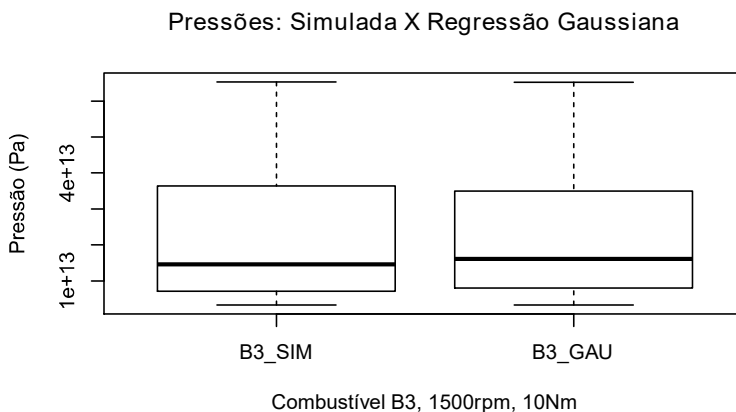


Figura 5.4: *Box plot para o combustível B3, 1500 rpm e 10 Nm.*

Analisando a Fig. 5.4, é possível verificar que a distribuição dos valores não apresenta variabilidade entre as pressões simulada e a regressão gaussiana. Também não apresenta *outliers*, ou seja, não apresenta valores discrepantes, nem acima e nem abaixo dos limites superior e inferior, respectivamente.

Esta distribuição semelhante entre as pressões, a simulada e a regressão gaussiana, já é um indicativo que as variâncias entre as duas curvas de pressão são iguais a zero, ou próximas dele. Mas é necessário realizar o *teste F* para se obter a confirmação matemática. O resultado do referido teste é apresentado na Tab. 5.2, a seguir:

Tabela 5.2: Resultado do *teste F* para o combustível B3, 1500 rpm e 10 Nm.

<i>teste F</i> : B3_SIM / B3_GAU	
$F = 0,9797$	graus liberd. = 240 p-valor = 0,8739
99% intervalo de confiança da razão das variâncias: 0,7017643 a 1,3677242	
razão das variâncias: 0,9797041	

Como  $p - valor > \alpha$ , então, podemos afirmar com 99% de confiança, que não há diferença significativa entre as variâncias da curva experimental e a simulada.



Vamos realizar agora o Teste de Hipótese *t de Student*, para verificar se houve diferença entre as médias das curvas experimental e simulada. O resultado do referido teste é apresentado na Tab. 5.3, a seguir:

Tabela 5.3: Resultado do Teste de Hipótese *t de Student* para o combustível B3, 1500 rpm e 10 Nm.

Teste <i>t de Student</i> : B3.SIM / B3.GAU	
$t = 0,39856$	graus liberd. = 480 p-valor = 0,6904
99% intervalo de confiança: $-3,936296 \times 10^{12}$ a $5,370653 \times 10^{12}$	
média B3_SIM	média B3_GAU
$2,398905 \times 10^{13}$	$2,327187 \times 10^{13}$

Como  $p - valor > \alpha$ , então, podemos afirmar com 99% de confiança, que não há diferença significativa entre as médias da curva experimental e a simulada.

Vamos agora comparar os parâmetros de desempenho do motor, apresentados na Tab. 5.4, a seguir:

Tabela 5.4: Parâmetros de Desempenho do Motor M95W, para o combustível B3, 1500 rpm e 10 Nm.

	Combustível B3, 1500 rpm, 10 Nm				
	Experimental Souza Junior (2009)	Simulação Souza Junior (2009)	Simulação Atual	Desvios Simul. Souza Junior (2009) (%)	Desvios Simulação Atual (%)
Pressão Máxima (bar)	65,01	66,70	65,47	+ 2,60	+ 0,71
Pressão Média Indicada (bar)	3,41	3,49	3,41	+ 2,35	0
Potência Indicada (kW)	1,59	1,57	1,59	- 1,26	0
Torque Indicado (Nm)	10,1	—	10,1	—	0
CEC (g/kW h)	367	365*	365	- 0,54	- 0,54

(\*) valor retirado da curva de *CEC* do motor, fornecida pelo fabricante.

Pode-se verificar na Tab. 5.4, que o desvio da simulação atual para o parâmetro da pressão máxima, em relação ao resultado experimental, obteve um desvio menor que o da simulação feita por SOUZA JUNIOR (2009). Para os parâmetros pressão média, potência e torque indicados, não houve desvios em relação aos resultados experimentais, diferentemente dos desvios simulados de SOUZA JUNIOR (2009). O valor do *CEC* simulado por SOUZA JUNIOR (2009) foi retirado da curva do motor, fornecida pelo fabricante. Neste caso, o desvio da simulação atual para o *CEC*, o qual foi calculado pelo algoritmo, obteve o mesmo valor que o simulado de SOUZA JUNIOR (2009).

## 5.1.2 Análise dos Demais Casos

A Fig. 5.5 abaixo, apresenta de forma sintetizada, os gráficos para as massas instantâneas e pressões no interior do cilindro, para o combustível B3 na rotação de 2000 *rpm* e 20 *Nm*, bem como para os demais combustíveis B10, B20, B50 e B100, nas rotações de 1500 e 2000 *rpm*, e nos torques de 10 e 20 *Nm*.

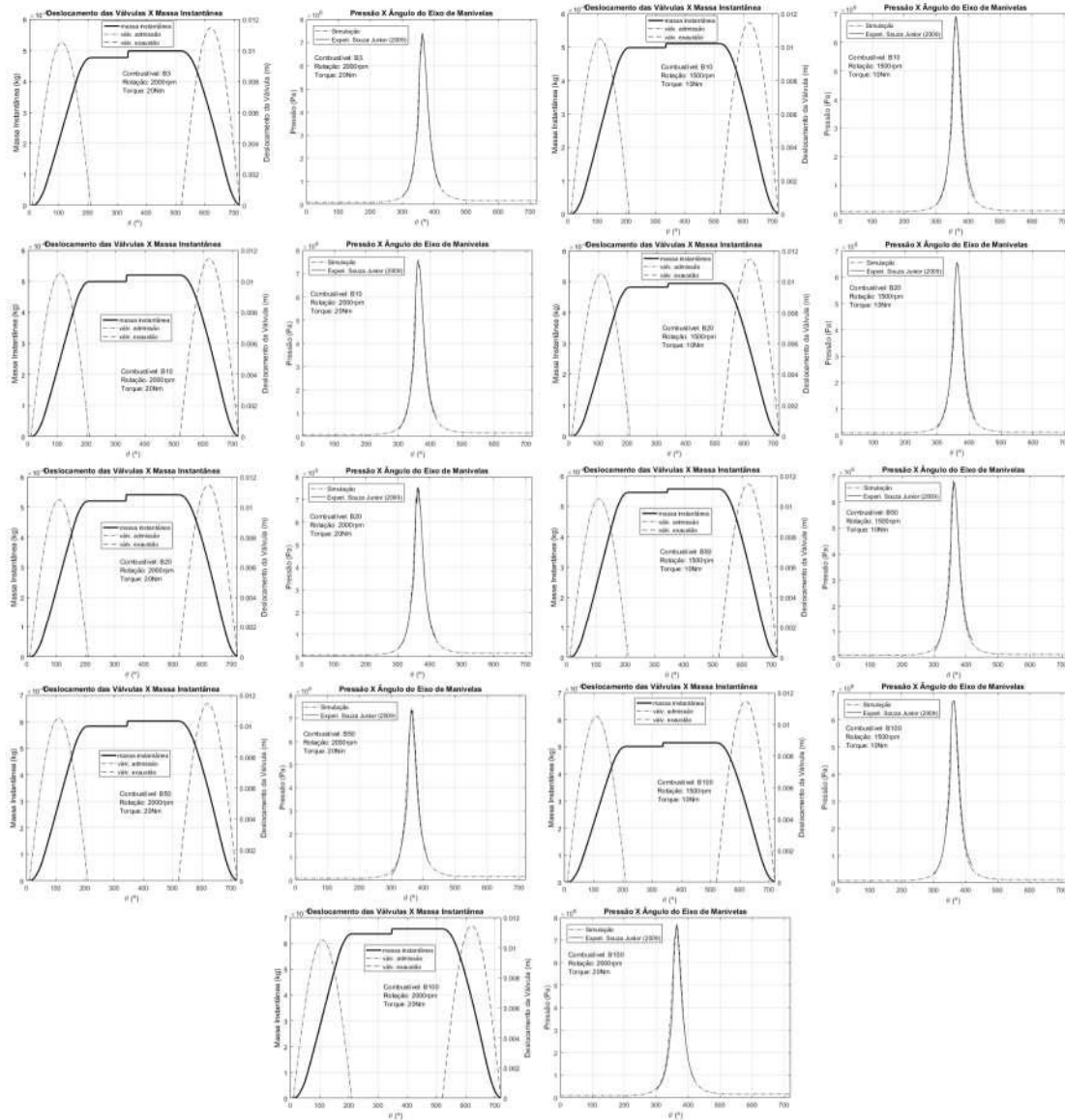


Figura 5.5: Gráficos da massa instantânea e da pressão no interior do cilindro, para os demais casos estudados.

No que concerne aos gráficos da massa instantânea, pode-se verificar na Fig. 5.5, que em todos os casos estudados, toda a massa que entrou no cilindro, também saiu, obedecendo a lei da conservação da massa, que governa um sistema termodinâmico aberto.

No que concerne aos gráficos da pressão no interior do cilindro, pode-se verificar na Fig. 5.5, que visualmente, em todos os casos estudados, as curvas das pressões simuladas ficaram bem ajustadas às curvas das suas respectivas pressões experimentais, e, portanto, representando de forma adequada as curvas reais. Contudo, vamos realizar a análise estatística para nos certificarmos de tal afirmação.

Apresenta-se agora os resultados dos *box plot*, sintetizados, para o combustível B3 na rotação de 2000 *rpm* e 20 *Nm*, bem como para os demais combustíveis B10, B20, B50 e B100, e suas variações nas rotações de 1500 e 2000 *rpm*, e nos torques de 10 e 20 *Nm*. Conforme mencionado anteriormente, o *box plot* é uma ferramenta gráfica, utilizada para analisar a dispersão entre os dados, neste caso, entre as pressões experimental e a simulada. Ressalta-se que os dados experimentais são referentes à regressão gaussiana. Os resultados são apresentados na Fig. 5.6, a seguir:

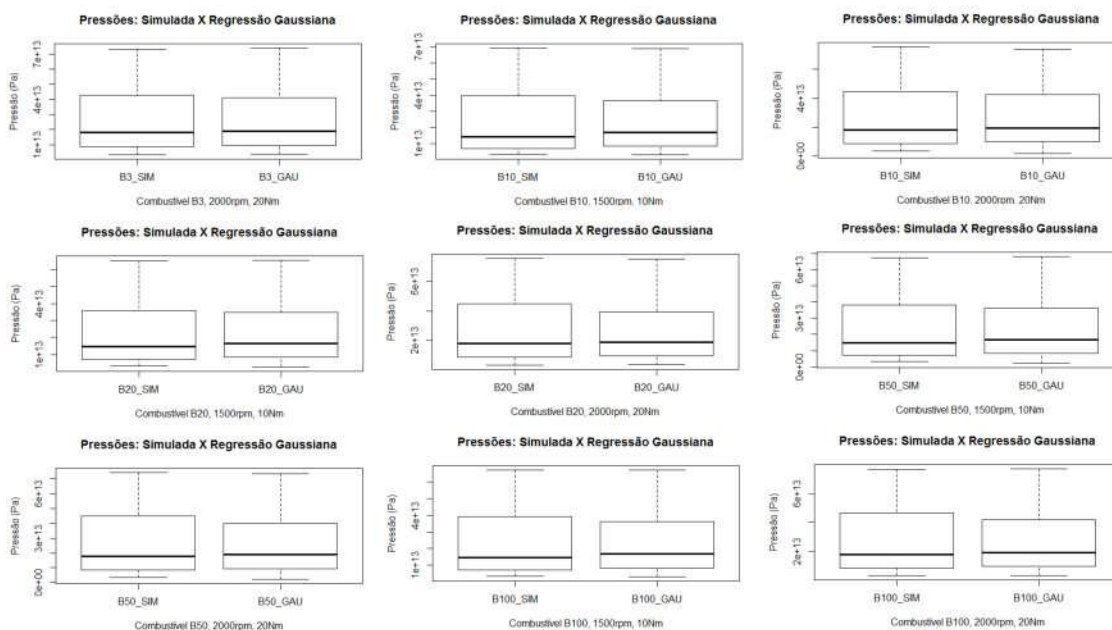


Figura 5.6: *Box plot* para os demais casos estudados.

Analisando a Fig. 5.6, é possível verificar que, para todos os casos estudados, as distribuições dos valores não apresentaram variabilidade entre as pressões simulada e a regressão gaussiana. Também não apresentaram *outliers*, que são os valores discrepantes, sejam eles acima ou abaixo dos limites superior e inferior, respectivamente.

Esta distribuição semelhante entre as pressões, a simulada e a regressão gaussiana, indica que as variâncias entre as duas curvas de pressão são iguais a zero, ou próximas dele. Mas é necessário realizar o *teste F* para ter a confirmação, e em se-

guida, realizar o Teste de Hipóteses *t de Student*, a fim de avaliar se existe diferença entre as médias das curvas supracitadas. Os referidos resultados são apresentados na Tab. 5.5, a seguir:

Tabela 5.5: *Resultados dos testes, F e de t de Student, sintetizados, para os demais casos estudados.*

	<i>Teste F</i>	<i>t de Student</i>
Caso	p-valor	p-valor
B3_2000rpm_20Nm	0,6960	0,9800
B10_1500rpm_10Nm	0,5175	0,7845
B10_2000rpm_20Nm	0,7070	0,9784
B20_1500rpm_10Nm	0,7897	0,6697
B20_2000rpm_20Nm	0,3645	0,8546
B50_1500rpm_10Nm	0,9182	0,6108
B50_2000rpm_20Nm	0,3781	0,7604
B100_1500rpm_10Nm	0,7906	0,7277
B100_2000rpm_20Nm	0,4761	0,8685

De acordo com a Tab. 5.5, todos os *p – valor* referentes ao *teste F* foram maiores que o nível de significância assumido para o referido teste ( $\alpha = 0,01$ ), em todos os casos estudados. Portanto, podemos afirmar com 99% de confiança, que não houve diferença significativa entre as variâncias das curvas experimentais de SOUZA JUNIOR (2009) e as simuladas neste trabalho. O *teste F* é pré-condição para a aplicação do *t de Student*.

Ainda em relação à Tab. 5.5, vamos analisar agora os resultados do Teste de Hipótese *t de Student*, a fim de verificar se houve diferença entre as médias das curvas experimentais e as simuladas. Observa-se que todos os *p – valor* também foram maiores que o nível de significância assumido para o referido teste ( $\alpha = 0,01$ ), em todos os casos estudados. Portanto, podemos afirmar com 99% de confiança, que não houve diferença significativa entre as médias das curvas experimentais de SOUZA JUNIOR (2009) e as simuladas neste trabalho.

Vamos analisar agora os resultados dos parâmetros de desempenho, comparando as simulações feitas neste trabalho, com os resultados dos testes experimentais realizados por SOUZA JUNIOR (2009), e comparando também, com as simulações do método desenvolvido pelo referido pesquisador. Os resultados são apresentados na Tab. 5.6, na página seguinte.

Tabela 5.6: Parâmetros de Desempenho do Motor M95W, para os Demais Casos Estudados.

	Desvios				Desvios				Desvios					
	Experimental Souza Junior (2009)	Simulação Souza Junior (2009) Atual	Simul. Souza Junior (2009) (%)	Desvios Simulação Souza Junior (2009) Atual (%)	Experimental Souza Junior (2009)	Simulação Souza Junior (2009) Atual	Simul. Souza Junior (2009) (%)	Desvios Simulação Souza Junior (2009) Atual (%)	Experimental Souza Junior (2009)	Simulação Souza Junior (2009) Atual	Simul. Souza Junior (2009) (%)	Desvios Simulação Souza Junior (2009) Atual (%)		
	Combustível B3, 2000 rpm, 20 Nm				Combustível B10, 1500 rpm, 10 Nm				Combustível B10, 2000 rpm, 20 Nm					
Pressão Máxima (bar)	73,97	74,42	73,10	+ 0,61	- 1,18	69,00	69,14	69,16	+ 0,20	75,87	73,91	75,93	- 2,58	+ 0,08
Pressão Média Indicada (bar)	5,18	5,29	5,54	+ 2,12	+ 6,95	3,55	3,62	3,41	+ 1,97	5,18	5,36	5,54	+ 3,47	+ 6,95
Potência Indicada (kW)	4,21	4,29	4,21	+ 1,90	0	1,59	1,65	1,60	+ 3,77	4,21	4,34	4,20	+ 3,09	- 0,24
Torque Indicado (Nm)	20,1	—	20,1	—	0	10,1	—	10,2	—	20,1	—	20,1	—	0
CEC (g/kW h)	291	285*	300	- 2,06	+ 3,09	386	368*	366	- 4,66	299	291*	300	- 2,68	+ 0,33
	Combustível B20, 1500 rpm, 10 Nm				Combustível B20, 2000 rpm, 20 Nm				Combustível B50, 1500 rpm, 10 Nm					
Pressão Máxima (bar)	65,51	66,38	65,72	+ 1,33	+ 0,32	75,82	73,21	75,63	- 3,44	67,90	68,50	67,21	+ 0,88	- 1,02
Pressão Média Indicada (bar)	3,71	3,85	3,42	+ 3,77	- 7,82	5,39	5,42	5,59	+ 0,56	3,80	3,68	3,47	- 3,16	- 8,68
Potência Indicada (kW)	1,57	1,48	1,59	- 5,73	+ 1,29	4,21	4,19	4,23	- 0,48	1,57	1,59	1,58	+ 1,27	+ 1,09
Torque Indicado (Nm)	10,1	—	10,1	—	0	20,1	—	20,2	—	10,1	—	10,1	—	0
CEC (g/kW h)	340	369*	337	+ 8,53	- 0,88	291	292*	294	+ 0,34	362	382*	341	+ 5,52	- 5,80
	Combustível B50, 2000 rpm, 20 Nm				Combustível B100, 1500 rpm, 10 Nm				Combustível B100, 2000 rpm, 20 Nm					
Pressão Máxima (bar)	74,44	73,00	74,58	- 1,93	+ 0,19	67,05	67,80	67,31	+ 1,12	76,97	75,54	76,72	- 1,86	- 0,32
Pressão Média Indicada (bar)	5,47	5,69	5,60	+ 4,02	+ 2,38	3,88	4,02	3,40	+ 3,61	5,57	5,36	5,59	- 3,77	+ 0,36
Potência Indicada (kW)	4,23	4,13	4,20	- 2,36	- 0,70	1,56	1,49	1,57	- 4,49	4,23	4,06	4,13	- 4,02	- 2,34
Torque Indicado (Nm)	20,2	—	20,1	—	- 0,50	10,1	—	10,2	—	20,2	—	20,0	—	- 0,99
CEC (g/kW h)	291	304*	294	+ 4,47	+ 1,03	408	436*	402	+ 6,86	316	328*	307	+ 3,80	- 2,85

(\*) valor retirado da curva de CEC do motor, fornecida pelo fabricante.

A coluna com o enunciado Desvios da Simulação de SOUZA JUNIOR (2009), na Tab. 5.6, representa a comparação feita entre seu método zero-dimensional, estático, e os seus resultados experimentais. Já a coluna com o enunciado Desvios da Simulação Atual, representa a comparação feita entre o método unidimensional, quase-estático, desenvolvido neste trabalho, com os resultados experimentais realizados por SOUZA JUNIOR (2009). Os sinais de positivo e negativo indicam se os desvios estão acima ou abaixo, em relação aos dados experimentais. Os resultados dos menores desvios de cada método, estão realçados na tabela, na cor cinza.

A fim de se obter uma melhor visualização acerca dos referidos desvios, foram calculadas as médias, em números absolutos. Os resultados são apresentados na Tab. 5.7, a seguir:

Tabela 5.7: *Média dos Desvios entre os Métodos de Simulação Zero-Dimensional, Estático, e o Unidimensional, Quase-Estático, em Relação aos Dados Experimentais.*

Parâmetros de Desempenho	Média dos Desvios da Simulação de Souza Junior (2009) (%)	Média dos Desvios da Simulação Atual (%)
Pressão Máxima	1,84	0,52
Pressão Média Indicada	3,20	5,91
Potência Indicada	3,15	0,87
CEC	4,38	2,47

Pode-se verificar na Tab. 5.7, que a maior parte dos desvios para os parâmetros de desempenho do motor, apresentados pelo método unidimensional, quase-estático desenvolvido neste trabalho, ficaram abaixo da metade dos desvios apresentados pelo método zero-dimensional, estático, desenvolvido por SOUZA JUNIOR (2009), quando comparados em relação aos dados experimentais do referido pesquisador.

O único parâmetro de desempenho simulado pelo método unidimensional, quase-estático, que apresentou desvio maior que o método zero-dimensional, estático, foi o parâmetro pressão média indicada. Ainda sim, o desvio apresentado pela simulação deste trabalho, ficou com o valor próximo ao desvio simulado por SOUZA JUNIOR (2009), e dentro de uma margem considerada aceitável pela literatura técnica.

### 5.1.3 Consumo Específico de Combustível

O Consumo Específico de Combustível é uma boa métrica de parâmetro de desempenho, uma vez que ele informa qual é a quantidade de combustível consumida para se produzir 1 *kW* de potência, seja em qualquer motor. O consumo simplesmente, não daria esta dimensão para comparação entre diferentes motores.

A Tab. 5.8, na página seguinte, apresenta os resultados comparativos para os *CEC* experimental, de SOUZA JUNIOR (2009) e o simulado.

Tabela 5.8: *Tabela comparativa do CEC do motor M95W.*

Rotação (rpm)	Combustível	CEC Experimental	CEC Souza Junior	CEC Simulação	Desvios CEC	Desvios CEC
		Souza Junior (2009) (g/kWh)	(2009) (g/kWh)	Atual (g/kWh)	Souza Junior (2009) (%)	Simulação Atual (%)
1500	B3	367	365	365	- 0,54	- 0,54
	B10	386	368	366	- 4,66	- 5,18
	B20	340	369	337	+ 8,53	- 0,88
	B50	362	382	341	+ 5,52	- 5,80
	B100	408	436	402	+ 6,86	- 1,47
2000	B3	291	285	300	- 2,06	+ 3,09
	B10	299	291	300	- 2,68	+ 0,33
	B20	291	292	294	+ 0,34	+ 1,03
	B50	291	304	294	+ 4,47	+ 1,03
	B100	316	328	307	+ 3,80	- 2,85

Observa-se pela Tab. 5.8 que o *CEC* vai aumentando à medida que a percentagem de biocombustível também aumenta. Nota-se também que, conforme observado na Tab. 5.7, o resultado da média dos desvios simulados neste trabalho foi de 2,47%, enquanto que a média dos desvios simulados por SOUZA JUNIOR (2009), foi de 4,38%.

### 5.1.4 Conclusões

Os resultados do *teste F* e do Teste de Hipótese *t de Student*, evidenciaram que não houve diferença significativa, ao nível de confiança de 99%, entre a curva de pressão experimental de SOUZA JUNIOR (2009), e a curva de pressão simulada, em todas as rotações e cargas estudadas.

Os resultados dos parâmetros de desempenho, em todas as rotações e cargas estudadas, apresentados nas tabelas, mostram que os valores simulados estão muito próximos dos valores experimentais, e em algumas situações até iguais. A percentagem dos desvios simulados, na maioria do casos estudados, foram menores em relação aos desvios dos resultados experimentais de SOUZA JUNIOR (2009).

Constata-se que, o algoritmo desenvolvido neste trabalho, trouxe melhorias para os resultados, tornando-os mais acurados, precisos e confiáveis. Portanto, com base nos fatos supracitados, pode-se afirmar que o algoritmo de simulação termodinâmica, unidimensional, quase-estático, foi validado.

Observando-se os resultados da potência e torque indicados nas tabelas anteriores, é possível verificar que os valores encontrados para as misturas de biodiesel B10, B20, B50 e B100, conseguiram equiparar-se aos valores do B3 (óleo Diesel). Isto evidencia que o motor M95W foi capaz de realizar o mesmo trabalho, utilizando misturas de biodiesel, sustentando, dessa forma, as mesmas potências e torques indicados.

Entretanto, ao se observar a tabela do consumo específico de combustível, apresentada na Tab. 5.8, verifica-se que o *CEC* aumenta à medida que a percentagem de biocombustível na mistura também aumenta. Isso ocorre devido ao fato do *PCI* do biocombustível ser menor que o *PCI* do óleo Diesel. Portanto, para que as misturas de biodiesel consigam produzir a mesma potência e torque, quando o motor utiliza o combustível original (óleo Diesel), nas rotações e cargas demandadas, foi necessário fornecer uma quantidade maior de biodiesel, no mesmo intervalo de tempo.

Conclui-se que, é possível utilizar misturas de biodiesel em substituição ao óleo Diesel puro, pois o motor é capaz de manter o mesmo trabalho realizado originalmente. Contudo, isso ocasionará o aumento do consumo específico de combustível.



## 5.2 Estudo de Caso

GUTIÉRREZ (2016) realizou seus estudos utilizando o motor do fabricante MWM Motores Diesel, da série MWM Acteon 6.12 TCE, de 4 tempos, empregado em caminhão e mostrado na Fig. 5.7, realizando uma simulação termodinâmica, zero-dimensional, estática, utilizando óleo Diesel como combustível.



Figura 5.7: *Motor Diesel MWM Acteon 6.12 TCE.*

O referido motor possui as seguintes especificações técnicas, apresentadas na Tab. 5.9:

Tabela 5.9: Especificações Técnicas do Motor MWM Acteon 6.12 TCE.

Cilindros	6, em linha
Comando de Válvulas / Válvulas por Cilindro	no cabeçote / 2 válvulas
Diâmetro do Cilindro	105 mm
Curso do Êmbolo	137 mm
Comprimento da Biela	207 mm
Cilindrada Total	7,118 litros
Razão de Compressão	16,8:1
Ângulo de Abertura da Válvula de Admissão	3°
Ângulo de Fechamento da Válvula de Admissão	203°
Ângulo de Abertura da Válvula de Exaustão	507°
Ângulo de Fechamento da Válvula de Exaustão	721°
Diâmetro da Válvula de Admissão	45,1 mm
Diâmetro da Válvula de Exaustão	41,1 mm
Potência Máxima	191 kW
Torque	900 Nm
Ordem de Ignição	1 - 5 - 3 - 6 - 2 - 4
Sentido de Rotação	Anti-horário (visto pelo volante)
Pressão no Rail	350 a 1400 bar
Temperatura da Água de Arrefecimento	80 - 100 °C

Encontra-se instalado a bordo do Navio Rebocador de Alto Mar “Triunfo”, da MB, o motor Diesel MWM Acteon 6.12 TCA, para aplicação marítima. O referido motor é da mesma série que o motor 6.12 TCE, de uso rodoviário, utilizado por GUTIÉRREZ (2016). A única diferença entre eles é o sistema de injeção de combustível. O do motor TCA a injeção é do tipo mecânica, enquanto que o do motor TCE é do tipo *common rail*, de acordo com o manual de ambos. As demais características são idênticas.

O motor Diesel MWM Acteon 6.12 TCA do Navio Rebocador de Alto Mar “Triunfo”, é empregado na função de motor Diesel gerador de emergência, e portanto, opera com rotação constante de 1800 *rpm*, a fim de acionar o gerador de energia elétrica.

Portanto, partindo-se do princípio que o algoritmo de simulação termodinâmica, unidimensional, quase-estático, está validado, a proposta deste Estudo de Caso é realizar a extrapolação para o motor Diesel MWM Acteon 6.12 TCA, instalado no referido navio, e prever qual será seu desempenho utilizando as misturas de biodiesel B8, B9 e B10, previstas na Tab. 1.3, que divulga a percentagem obrigatória de biocombustível no óleo Diesel.

Este estudo pode subsidiar a MB em decisões futuras, em consonância com aquilo que foi mencionado no subitem da Contextualização do Capítulo 1, no caso de, a MB seja orientada a utilizar misturas de biodiesel nos motores Diesel de seus navios.

Os parâmetros de desempenho comparados foram: pressão máxima no interior do cilindro, pressão média indicada, potência indicada, torque indicado e o consumo específico de combustível, sendo os mesmos parâmetros da validação.

GUTIÉRREZ (2016) realizou seus estudos para as rotações de 1000, 1200, 1300, 1600, 1900, 2100, 2300 e 2500 *rpm*. Contudo, este estudo contemplará também, a rotação de 1800 *rpm*, que corresponde à rotação do navio rebocador em tela.

Inicialmente serão apresentados os gráficos de massa instantânea e de pressão no interior do cilindro, utilizando o óleo Diesel. Entretanto, em se tratando do grande número de rotações, serão apresentados apenas alguns gráficos na Fig. 5.8, na página seguinte.

Pode-se verificar nos gráficos da massa instantânea nas Fig. 5.8 (a), (c) e (e), que toda a massa que entrou no cilindro, também saiu, obedecendo a lei da conservação da massa para um sistema termodinâmico aberto.

Observando-se também os gráficos da Fig. 5.8 (b) (d) e (f), as curvas da pressão simulada neste trabalho estão bem ajustadas às curvas dos dados simulados e experimentais de GUTIÉRREZ (2016), utilizando o óleo Diesel como combustível.

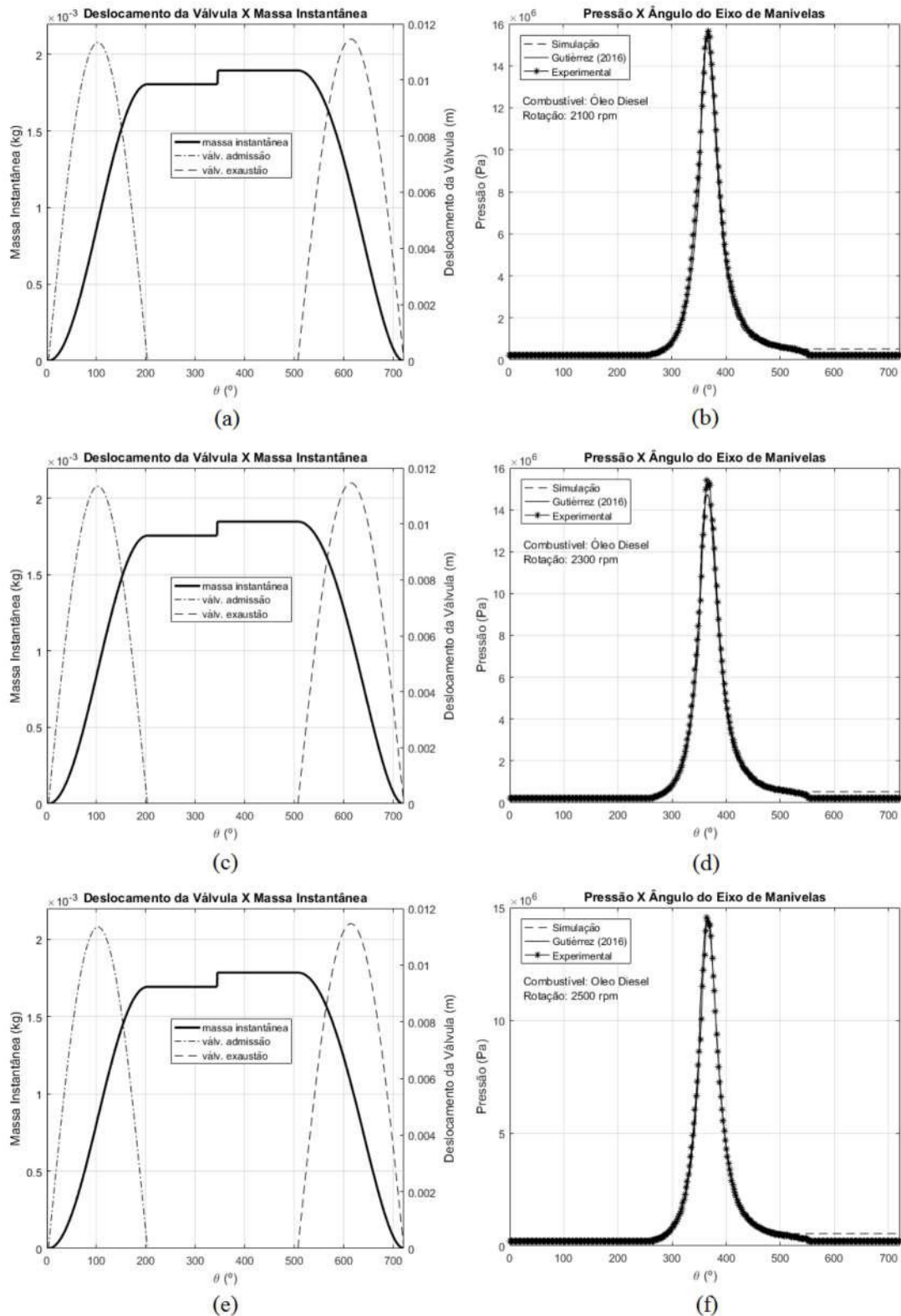


Figura 5.8: Gráficos da Massa Instantânea e da pressão no interior do cilindro, para as rotações de 2100, 2300 e 2500 rpm, utilizando óleo Diesel, comparando as curvas dos dados simulados e experimentais de GUTIÉRREZ (2016), com as curvas simuladas neste trabalho.

Vamos agora verificar como se comporta a pressão no interior do cilindro, no caso do motor MWM Acteon 6.12 TCA utilizar as misturas de biodiesel B8, B9 e B10. Os resultados são apresentados na Fig. 5.9, a seguir.

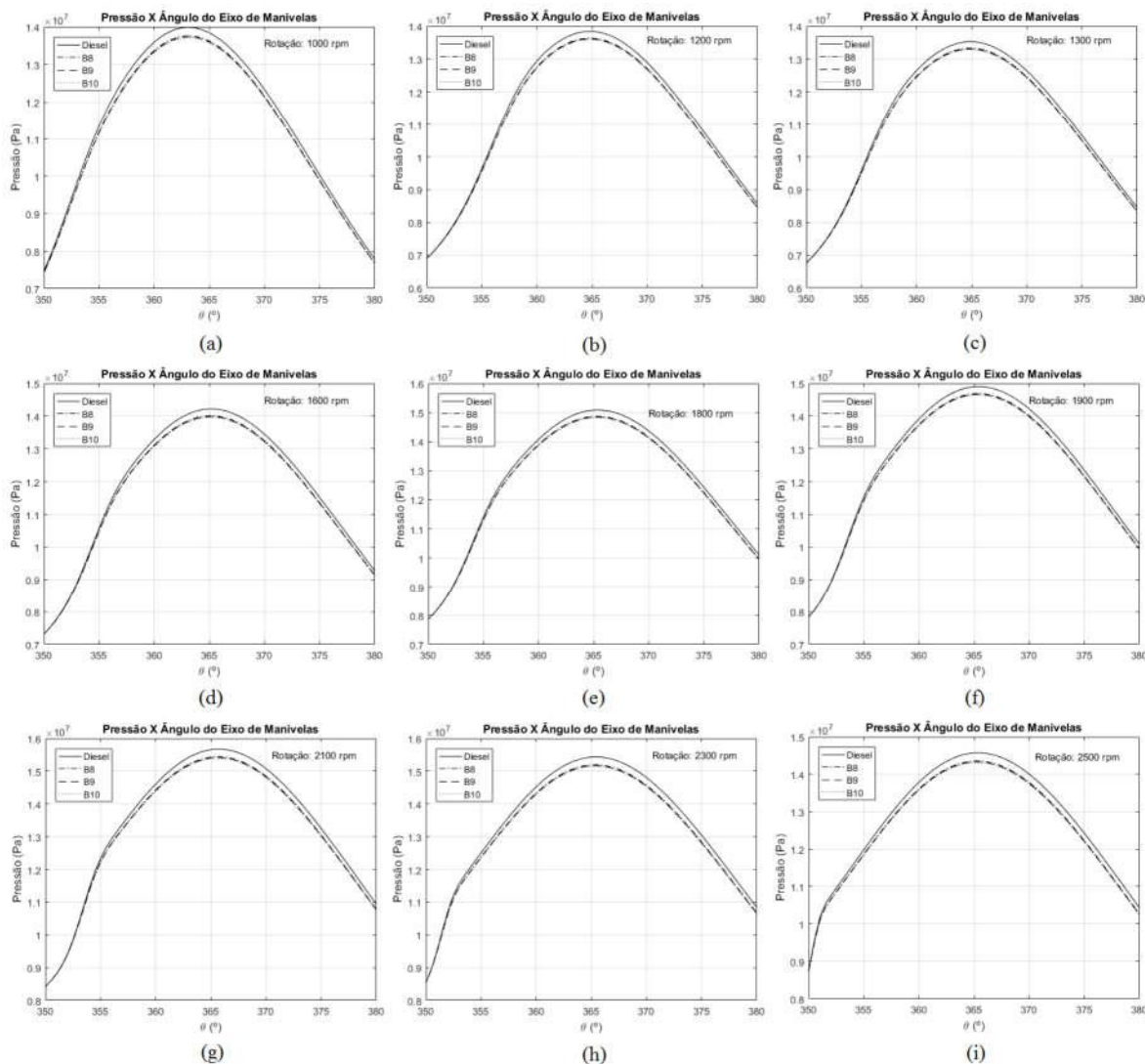


Figura 5.9: Gráficos da pressão no interior do cilindro, para todas as rotações, utilizando óleo Diesel e misturas de biodiesel.

Foi reduzido o intervalo do ângulo do eixo de manivelas, para que pudesse ficar mais fácil a visualização da alteração da pressão, com a mudança do combustível.

Verifica-se que ocorre uma diminuição da pressão no interior do cilindro, à medida que se adiciona, gradualmente, misturas de biodiesel, em todas as rotações estudadas. É perceptível a diferença que ocorre entre o óleo Diesel e as demais misturas de biodiesel. No entanto, a diferença da pressão entre as próprias misturas de biodiesel é bem pequena, devido à diferença de apenas 1% entre elas.

Como houve redução da pressão no interior do cilindro, conseqüentemente os demais parâmetros de desempenho também tiveram reduções. Portanto, para que o motor MWM Acteon 6.12 TCA seja capaz de manter o mesmo desempenho, faz-se necessário a adição de uma quantidade maior de biocombustível, a fim de compensar o menor *PCI* em relação ao do óleo Diesel.

A Fig. 5.10 apresenta o gráfico do consumo de combustível, após a adição das misturas de biodiesel, a fim de manter os mesmos parâmetros de desempenho do motor MWM Acteon 6.12 TCA, utilizando o óleo Diesel. A escala do eixo das abscissas é linear, e apresenta apenas as rotações estudadas.

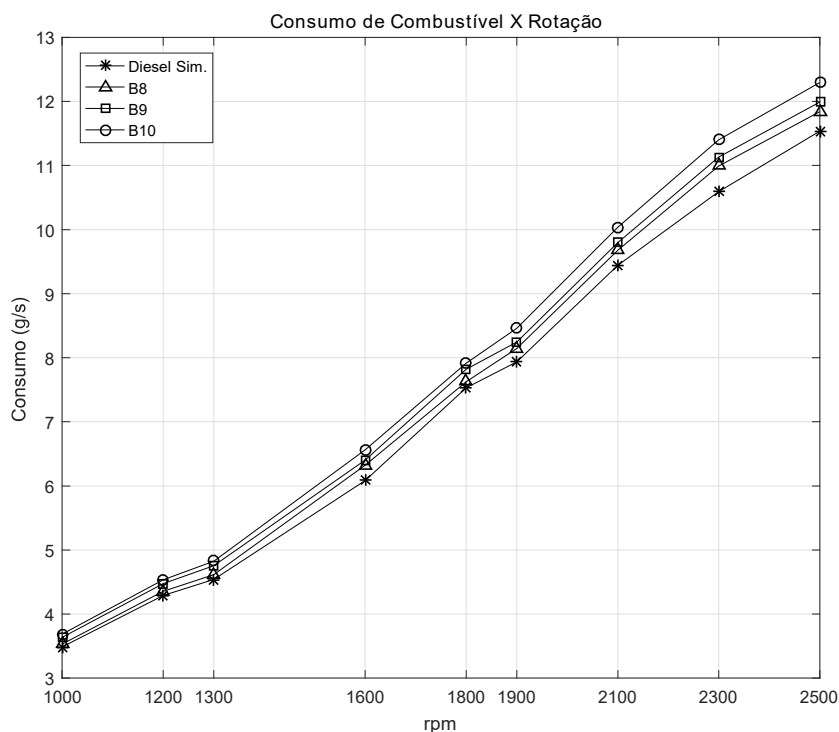


Figura 5.10: Gráfico do Consumo de Combustível no motor MWM Acteon 6.12 TCA.

Observando o gráfico da Fig. 5.10, pode-se constatar que o consumo de combustível realmente aumenta, proporcionalmente, à medida que a porcentagem da mistura de biodiesel também aumenta, para todas as rotações, inclusive para a rotação de 1800 rpm. Isto é uma evidência que o motor MWM Acteon 6.12 TCA, do Navio Rebocador de Alto Mar “Triunfo”, terá um aumento no consumo de combustível, caso utilize misturas de biodiesel.

Outra forma de se constatar o aumento do consumo de combustível, é por meio da duração da injeção de combustível, ou seja, o período compreendido entre os ângulos de início e fim da injeção. A Fig. 5.11 apresenta os ângulos de fim da injeção de combustível. As rotações de 1000 e 2100 *rpm* foram suprimidas do gráfico, a fim de não causarem distorções de leitura no eixo das abscissas.

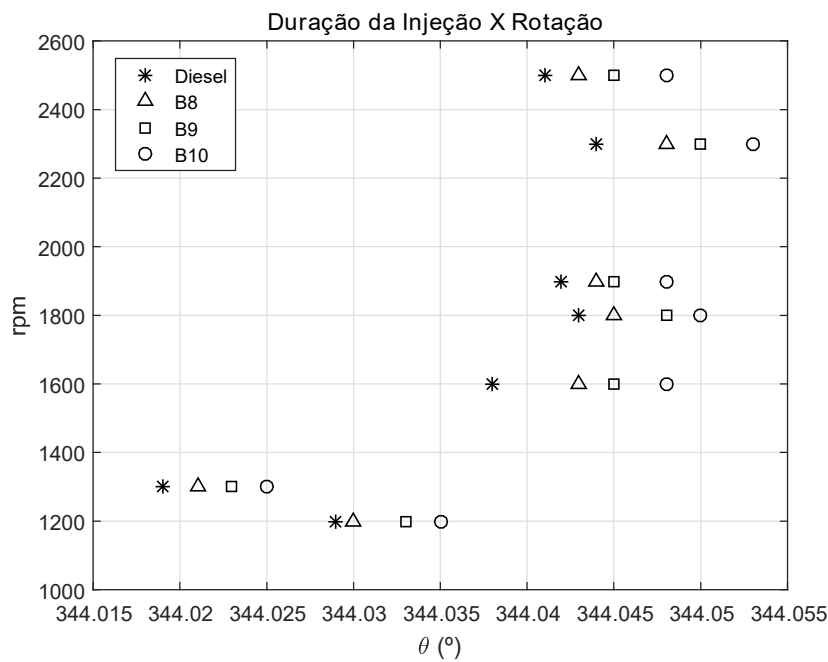


Figura 5.11: *Gráfico da Duração da Injeção de Combustível, no motor MWM Acteon 6.12 TCA.*

De acordo com o gráfico da Fig. 5.11, o asterisco representa o ângulo de fim da injeção do óleo Diesel, para cada uma das rotações avaliadas. Percebe-se que o valor do referido ângulo dos demais biodiesel vai crescendo, à medida que a percentagem de biocombustível no óleo Diesel também aumenta.

Com os ângulos de fim de injeção de cada biodiesel terminando em valores cada vez maiores, torna-se evidente o aumento da duração da injeção de combustível, uma vez que os ângulos de início da injeção mantêm-se constantes, e, portanto, uma quantidade maior de massa de biodiesel é injetada no interior do cilindro.

A duração da injeção de combustível foi calculada pela Técnica Levenberg-Marquardt Não Linear. A referida técnica só pode ser empregada, desde que se disponha dos dados da curva experimental, ou da curva fornecida pelo fabricante do motor, para que os dados possam ser assumidos pela variável  $Z$ , na Eq. 3.85.

Vamos agora avaliar como ficaram os resultados dos demais parâmetros de desempenho do motor, para todas as rotações, apresentados na Tab. 5.10, a seguir:

Tabela 5.10: *Parâmetros de Desempenho do Motor Diesel MWM Acteon 6.12 TCA, com misturas de biodiesel, para todas as rotações.*

Parâmetros de Desempenho do Motor Diesel MWM Acteon 6.12 TCA								
Rotação (rpm)	Combustível	Pressão Máx (bar)	PMI (bar)	Pot_ind (kW)	Tq_ind (Nm)	CEC (g/kW h)	Desvio CEC (%)	$\lambda$
1000	Óleo Diesel	139,9	12,2	60,2	575	222	—	1,37
	B8	139,1	12,3	60,7	579	223	0,55	1,38
	B9	140,1	12,4	61,2	584	227,5	2,57	1,35
	B10	141,3	12,5	61,7	590	228,5	3,05	1,34
1200	Óleo Diesel	138,4	13,2	78,2	622	210	—	1,41
	B8	136,1	13,2	78,2	622	213	1,47	1,41
	B9	136,7	13,3	78,7	626	218	3,69	1,38
	B10	137,5	13,3	79,2	630	219	4,41	1,37
1300	Óleo Diesel	135,3	13,0	83,7	615	207	—	1,43
	B8	133,1	13,0	83,7	615	211	1,60	1,42
	B9	131,9	13,1	84,2	618	216,5	4,20	1,39
	B10	132,6	13,2	84,6	622	218,4	5,14	1,38
1600	Óleo Diesel	142,2	14,3	112,7	673	206	—	1,38
	B8	143,5	14,5	114,6	684	211	2,16	1,37
	B9	143,0	14,5	114,6	684	214	3,49	1,36
	B10	143,3	14,6	115,1	687	218	5,60	1,33
1800	Óleo Diesel	150,9	15,7	139,7	741	206,5	—	1,35
	B8	148,4	15,7	139,7	741	209	1,30	1,35
	B9	149,5	15,8	140,6	746	213	3,15	1,33
	B10	149,9	15,8	141,0	748	215	4,14	1,32
1900	Óleo Diesel	149,0	15,7	147,0	739	207	—	1,35
	B8	149,0	15,8	148,3	745	210	1,71	1,34
	B9	149,3	15,8	148,8	748	212	2,71	1,33
	B10	149,5	15,9	149,2	750	217	4,95	1,31
2100	Óleo Diesel	156,7	16,5	171,1	778	211	—	1,34
	B8	157,2	16,7	173,1	787	214	1,21	1,34
	B9	157,5	16,7	173,7	790	216	2,20	1,33
	B10	157,7	16,8	174,2	792	221	4,38	1,31
2300	Óleo Diesel	154,3	16,4	186,0	772	218	—	1,27
	B8	155,7	16,6	189,2	785	222,5	2,10	1,26
	B9	155,3	16,6	189,2	785	225	3,38	1,25
	B10	155,4	16,7	189,7	788	230	5,61	1,23
2500	Óleo Diesel	145,7	16,0	197,2	753	224	—	1,22
	B8	145,8	16,1	199,1	760	228	1,63	1,22
	B9	146,6	16,2	200,1	764	229,5	2,44	1,21
	B10	146,7	16,3	200,5	766	235	4,78	1,19

Pode-se verificar na Tab. 5.10, que para cada rotação, o motor conseguiu manter os mesmos resultados, senão até melhores, para a pressão máxima no interior do cilindro, pressão média indicada, potência e torque indicados, utilizando as misturas de biodiesel, quando comparados ao óleo Diesel. Houve uma progressão dos resultados à medida que a percentagem de biodiesel aumentou.

Contudo, observa-se também que houve um aumento indesejado do consumo específico de combustível, a fim de manter o motor capaz de realizar o mesmo trabalho quando utilizando óleo Diesel. É notório o aumento do *CEC* à medida que a percentagem das misturas de biodiesel também aumenta.

A coluna do Desvio do *CEC* apresenta as diferenças em percentagem, do aumento do *CEC* das misturas de biodiesel em relação ao óleo Diesel. São diferenças que ultrapassam os 5% para várias rotações, utilizando a maior percentagem de mistura, o B10.

Atenção especial para a rotação de 1800 *rpm*. É a rotação de operação do motor Diesel gerador de emergência do Navio Rebocador de Alto Mar “Triunfo”. Já ao se utilizar o B8, a diferença fica acima de 1%. Depois, ao se utilizar o B9, a diferença salta para mais de 3%, ultrapassando os 4% com a utilização do B10. São diferenças que se tornam expressivas ao longo do período de operação do motor.

A Fig. 5.12 apresenta os comportamentos dos *CEC* das misturas de biodiesel, e comparando-os ao do óleo Diesel.

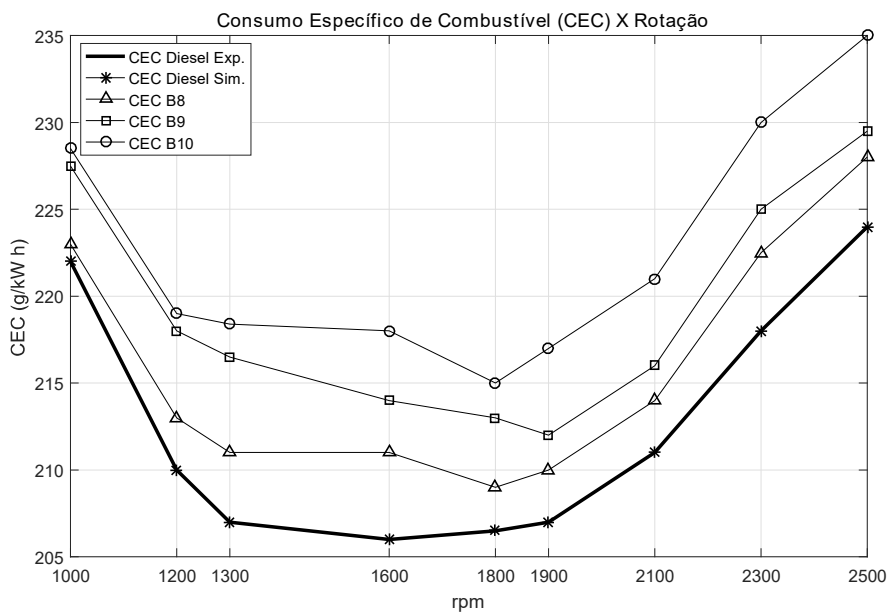


Figura 5.12: Gráfico do Consumo Específico de Combustível do Motor Diesel MWM Acteon 6.12 TCA, para todas as rotações, utilizando óleo Diesel e misturas de biodiesel.

Observe, inicialmente, a curva do *CEC* do óleo Diesel simulado na Fig. 5.12. Ela coincide exatamente sobre cada ponto da curva do *CEC* do óleo Diesel experimental. Essa é mais uma evidência que o algoritmo de simulação termodinâmica



desenvolvido neste trabalho, representa adequadamente a operação real do motor, dando confiabilidade à extrapolação deste estudo de caso.

Observe agora as demais curvas das misturas de biodiesel. Elas estão deslocadas para cima, espaçadas em cada ponto das rotações, evidenciando, mais uma vez, o aumento do *CEC* com misturas de biodiesel.

Vamos agora voltar a atenção para a última coluna da Tab. 5.10. Trata-se da Razão de Equivalência Ar/Combustível ( $\lambda$ ), calculada pela Eq. 3.68.

Percebe-se que o  $\lambda$  diminui de acordo com o aumento da percentagem de mistura de biodiesel, em cada rotação. É um comportamento inverso aos demais parâmetros de desempenho, que apresentaram um crescimento proporcional às misturas. Porém, esta é outra evidência do aumento do consumo de combustível. Se a razão ar/combustível estequiométrica mantém-se constante, e como já evidenciado pelo gráfico da Fig. 5.10, que o consumo de combustível aumenta, então, de acordo com a equação supracitada, ocorre a redução da Razão de Equivalência Ar/Combustível. O gráfico da Fig. 5.13 apresenta o comportamento do  $\lambda$ .

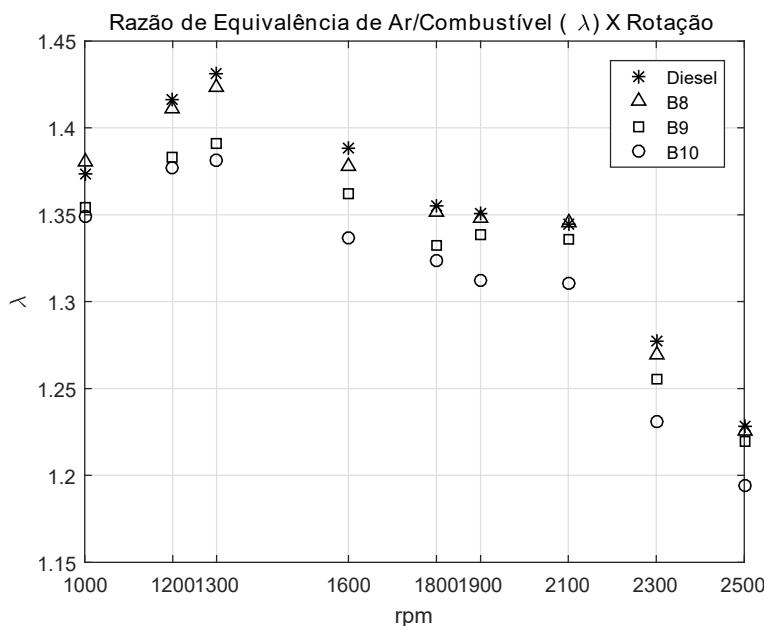


Figura 5.13: Gráfico da Razão de Equivalência Ar/Combustível do Motor Diesel MWM Acteon 6.12 TCA, para todas as rotações, utilizando óleo Diesel e misturas de biodiesel.

Observa-se que a redução ocorre a partir do  $\lambda$  do B8, em relação ao óleo Diesel, e decresce obedecendo a ordem de aumento da percentagem das misturas de biodiesel, para todas as rotações, exceto para a rotação de 1000 rpm.

É perceptível também o decréscimo do  $\lambda$  quando se compara as rotações, à medida que elas crescem. A exceção foi para as rotações de 1000 e 1200 rpm, que apresentaram um aumento do  $\lambda$ . Apesar do consumo de combustível ter aumentado para estas rotações, conforme evidenciado no gráfico da Fig. 5.10, o aumento da quantidade de ar superou o do combustível, fazendo com que o  $\lambda$  crescesse, ao invés de diminuir.

Após a demonstração dos fatos, apresenta-se na Fig. 5.14 as novas curvas de desempenho do motor Diesel MWM Acteon 6.12 TCA, operando com óleo Diesel e com os biocombustíveis B8, B9 e B10.

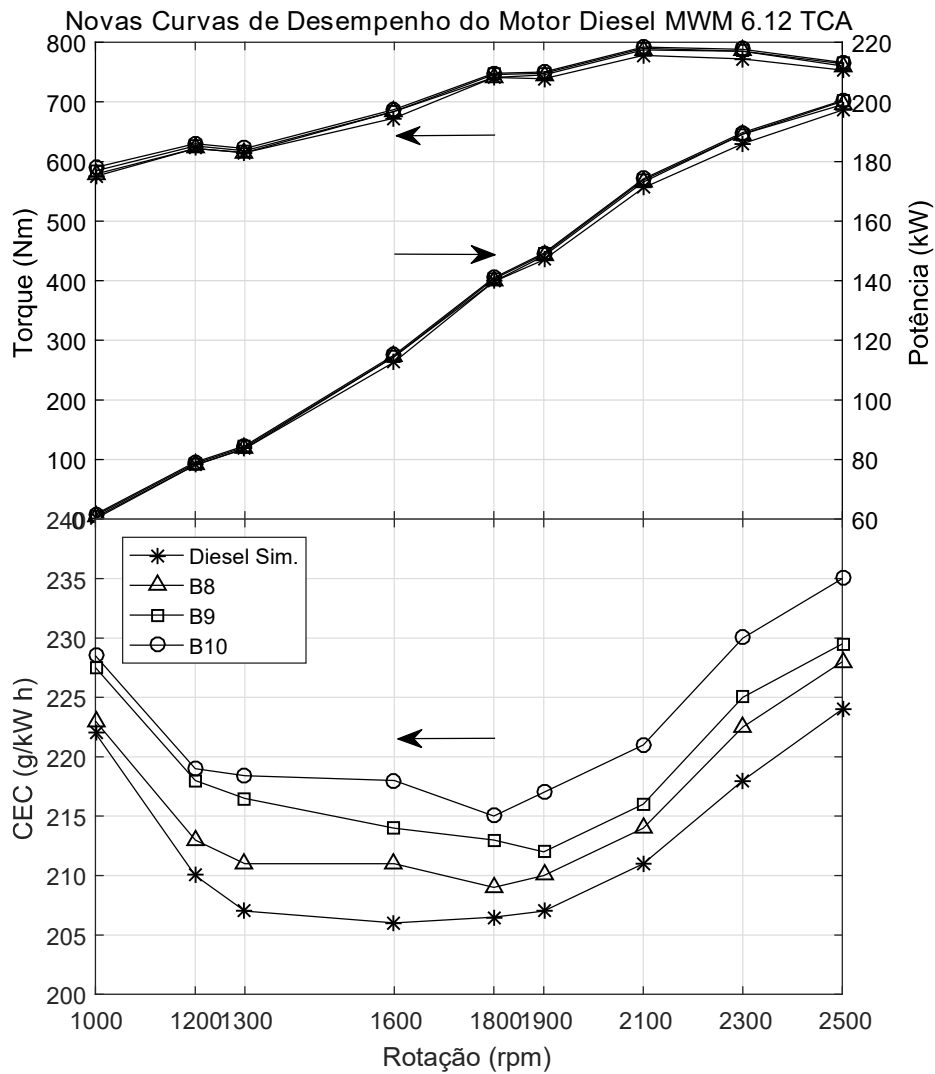


Figura 5.14: Gráfico das Novas Curvas de Desempenho do Motor Diesel MWM Acteon 6.12 TCA, utilizando óleo Diesel e os biocombustíveis B8, B9 e B10.

### 5.2.1 Conclusões

O algoritmo de simulação termodinâmica unidimensional, quase-estático, desenvolvido neste trabalho, demonstrou confiabilidade ao representar termodinamicamente o motor Diesel MWM Acteon 6.12 TCA, neste Estudo de Caso, ao se comparar o seu desempenho utilizando os biodiesel B8, B9 e B10, em relação ao óleo Diesel.

Foi demonstrado que o motor Diesel MWM Acteon 6.12 TCA foi capaz de manter seu desempenho original, às vezes até melhor, com a utilização de biodiesel, quando comparado ao óleo Diesel. Contudo, verificou-se um aumento, tanto no consumo de combustível quanto no consumo específico de combustível, à medida que a percentagem da mistura de biodiesel no óleo Diesel aumentou.

Portanto, conclui-se que é tecnicamente possível a utilização de biodiesel no motor Diesel MWM Acteon 6.12 TCA, instalado a bordo do Navio Rebocador de Alto Mar “Triunfo”, na função de motor Diesel gerador de emergência, operando a 1800 *rpm*, em substituição à utilização do óleo Diesel puro, no que concerne à capacidade do motor manter os parâmetros da pressão máxima no interior do cilindro, da pressão média indicada, da potência e torque indicados.

Contudo, a elevação do consumo de combustível torna-se algo indesejado. As diferenças percentuais do CEC podem tornar-se significativas ao longo do período de operação do motor. Realizando-se uma análise financeira simplificada, focada apenas no valor do combustível, sem considerar outras variáveis mais complexas, foi verificado no *site* da ANP, que o preço sugerido do biodiesel (B9, atualmente em vigor) é de R\$ 2,928/l, enquanto que o do óleo Diesel é de R\$ 3,280/l. Nesta situação, o preço do litro do B9 é 10,7% menor em relação ao preço do litro do óleo Diesel. Já o *CEC* do B9 é 3,15% maior que o *CEC* do óleo Diesel, conforme a Tab. 5.10. Portanto, conclui-se para este cenário específico de preços de combustíveis, que a utilização do biodiesel no motor Diesel MWM Acteon 6.12 TCA, instalado a bordo do Navio Rebocador de Alto Mar “Triunfo”, é economicamente viável.

# Capítulo 6

## Conclusões

As modelagens do fluxo de massa de ar, na admissão do motor, e do fluxo de massa de gases, na exaustão, representam um avanço na simulação termodinâmica de motores Diesel, evoluindo de um modelo zero-dimensional, estático, desenvolvido por GUTIÉRREZ (2016), para um modelo unidimensional, quase-estático.

O emprego dos polinômios desenvolvidos por ANNAND e ROE (1974), para calcular os coeficientes de descarga personalizados, para as válvulas de admissão e de exaustão, contribuíram para tornar os valores dos fluxos de massa mais precisos e mais próximos, de representar a realidade do funcionamento das válvulas.

O fluxo de massa de combustível pôde ser modelado por meio da Eq. 3.49. Ao contrário do que afirma MAROTEAUX e SAAD (2013), descobriu-se que o termo referente à pressão no interior do cilindro da equação supracitada, não pode ser menosprezado, pois ele influencia sobremaneira a quantidade de combustível injetada. Quando a pressão de injeção de combustível é mecânica e constante, ou mesmo quando a pressão no interior do cilindro é insignificamente baixa, pode-se sim descartar este termo. Do contrário, como o que ocorre em motores com sistema de injeção *common rail*, torna-se preponderante a utilização do termo da pressão no interior do cilindro.

A Eq. 3.49 permite, ainda, a modelagem da injeção de qualquer tipo de combustível, por meio do emprego da massa específica, que é uma característica individual.

A utilização de um polinômio específico para calcular o calor específico do biocombustível, desenvolvido por ANIKEEV *et al.* (2012), trouxe outro avanço para o modelo desenvolvido neste trabalho, em relação ao modelo zero-dimensional, estático, utilizado por SOUZA JUNIOR (2009). O referido polinômio contribuiu

para a acuracidade dos resultados, ao permitir o cálculo mais preciso da entalpia do biocombustível, por meio do calor específico.

A otimização da duração da injeção de combustível, por meio do emprego da Técnica Levenberg-Marquardt Não Linear, permitiu a acuracidade no cálculo da quantidade de massa de combustível admitida no cilindro, de forma automatizada. Nas simulações realizadas por SOUZA JUNIOR (2009) e GUTIÉRREZ (2016), os pesquisadores calcularam a massa de combustível por meio de tentativa e erro, no que concerne ao consumo de combustível, para atingir a carga requerida no teste experimental.

Estas modelagens supracitadas permitiram o cálculo preciso das massas de ar e de combustível, ao invés de serem estimadas à partir de informações das curvas do motor, fornecidas pelo fabricante. Além disso, atualmente pode-se conhecer os valores das massas em cada posição do ângulo do eixo de manivelas, ao invés de se considerar que toda a quantidade da massa ar/combustível necessária à combustão, já se encontra dentro do cilindro.

Baseando-se nos resultados da análise estatística apresentados na seção referente à validação, conclui-se que o algoritmo de simulação termodinâmica, unidimensional, quase-estático, foi validado, apresentando, inclusive, resultados melhores em comparação aos encontrados por SOUZA JUNIOR (2009).

Referente à seção do estudo de caso, conclui-se que é tecnicamente viável o emprego de misturas de biodiesel em substituição ao óleo Diesel, pois o motor analisado foi capaz de manter os resultados concernentes à pressão máxima no interior do cilindro, pressão média indicada, potência e torque indicados, em relação ao combustível original. Do ponto de vista econômico, enquanto a diferença percentual entre os preços do biodiesel e do óleo Diesel, for maior que a diferença percentual do *CEC* entre ambos os combustíveis, será viável financeiramente sua utilização.

Sumarizando, o algoritmo de simulação termodinâmica, unidimensional, quase-estático, desenvolvido neste trabalho, é capaz de representar de forma adequada, o funcionamento termodinâmico de qualquer motor, utilizando qualquer tipo de combustível. Posto isso, sua utilização permite poupar tempo e recursos, financeiros e humanos, na realização de testes experimentais, sejam eles em bancada ou em campo.

# Capítulo 7

## Considerações Finais

### 7.1 Contribuições da Dissertação

Resumidamente, pode-se elencar abaixo, as contribuições que este trabalho trouxe em relação à pesquisa de SOUZA JUNIOR (2009) e de GUTIÉRREZ (2016):

- ★ modelagem das massas instantâneas de ar fresco admitido no cilindro, de combustível injetado, e dos gases da combustão na exaustão, com base nas pesquisas de HEYWOOD (1988), MAROTEAUX e SAAD (2013), FERGUSON e KIRKPATRICK (2016) e de CATON (2016);
- ★ modelagem da injeção para simulação com qualquer tipo de combustível, com base nas pesquisas de MAROTEAUX e SAAD (2013);
- ★ otimização da duração da injeção de combustível, por meio do emprego da Técnica Levenberg-Marquardt Não Linear, com base nas pesquisas de GUTIÉRREZ (2016);
- ★ emprego dos polinômios desenvolvidos por ANNAND e ROE (1974), para o cálculo dos coeficientes de descarga personalizados, das válvulas de admissão e de exaustão; e
- ★ emprego de um polinômio específico para o cálculo do calor específico do bio-combustível, desenvolvido por ANIKEEV *et al.* (2012).

### 7.2 Recomendações de Trabalhos Futuros

Devido às simplificações assumidas neste trabalho, existem sugestões para linhas de pesquisas adicionais, visando trabalhos futuros. São elas:

- ★ modelagem da admissão de ar fresco no motor, considerando a existência de gases residuais dentro do cilindro;

- ★ inclusão da recirculação dos gases da exaustão, na admissão de ar fresco no motor;
- ★ modelagem do processo da combustão, substituindo a função dupla de *Wiebe* pelo equacionamento do equilíbrio químico, o qual permite a predição das emissões dos poluentes;
- ★ modelagem da combustão em duas zonas, a zona dos produtos da combustão (gases da exaustão), e a zona da mistura de ar com o combustível pulverizado (reagentes não queimados);
- ★ desenvolvimento de um polinômio específico, para a determinação do coeficiente de descarga, do bico injetor de combustível;
- ★ modelagem da perda de massa da mistura ar/combustível no interior do cilindro, devido a vazamentos pelos anéis de segmento do êmbolo;
- ★ nova modelagem das massas de, ar admitido no cilindro e dos gases de exaustão, caso um futuro motor venha a ser estudado, possua sobreposição (*overlap*) das válvulas de admissão e de exaustão. Os dois motores estudados neste trabalho não possuíam *overlap* de válvulas; e
- ★ adaptação do algoritmo desenvolvido neste trabalho, para simulação de motores Diesel de dois tempos.

# Referências Bibliográficas

- AL\_DAWODY, M. F., 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*, v. 52, pp. 421–430.
- ANIKEEV, V., STEPANOV, D., YERMAKOVA, A., 2012, “Thermodynamics of phase and chemical equilibrium in the processes of biodiesel fuel synthesis in sub-and supercritical methanol”, *Industrial Engineering Chemical Research*, v. 51, pp. 4783–4796.
- ANNAND, W. J. D., ROE, G. E., 1974, *Gas flow in the internal combustion engine: power, performance, emission control, and silencing*. GT Foulis.
- ANP, 2017. “Agência Nacional do Petróleo Gás Natural e de Biocombustíveis - Biocombustíveis. Acesso em: 27 abr. 2017.” Disponível em: <<http://www.anp.gov.br/wwwanp/biocombustiveis/biodiesel>>.
- BECERRA, E., 1996, *Modelo de Simulação para um Motor Gás-Diesel*. Tese de Mestrado, Dissertação de Mestrado, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro–Rio de Janeiro, RJ–Brasil.
- BENVENUTO, G., LAVIOLA, M., CAMPORA, U., 2013, “Simulation Model of a Methane-fuelled Four Stroke Marine Engine for Studies on Low Emission Propulsion Systems.” *Developments in Maritime Transportation and Exploitation of Sea Resources*, pp. 591–597.
- BONO, 2000, *BONO Nº 516 - Prevenção da Poluição do Meio Ambiente em Águas Jurisdicionais Brasileiras*. Relatório técnico, Marinha do Brasil.
- BORETTI, A., BORGHI, M., CANTORE, G., 1994, *Numerical Study of Volumetric Efficiencies in a High Speed, Four Valve, Four Cylinder, Spark Ignition Engine*. Relatório técnico, SAE Technical Paper.
- CATON, J. A., 2016, *An introduction to thermodynamic cycle simulations for internal combustion engines*. John Wiley & Sons.



- CHAUHAN, B. S., KUMAR, N., CHO, H. M., et al., 2013, “A study on the performance and emission of a diesel engine fueled with Karanja biodiesel and its blends”, *Energy*, v. 56, pp. 1–7.
- COLE, B. N., MILLS, B., 1953, “The Theory of Sudden Enlargements Applied to the Poppet Exhaust-Valve, with Special Reference to Exhaust-Pulse Scavenging”, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Management and engineering manufacture*, v. 1, n. 1-12, pp. 364–378.
- DA CUNHA, S. B., CARVAJAL, S., 2009, *Estatística Basica-a Arte de Trabalhar com Dados*. Elsevier Brasil.
- DHAR, A., AGARWAL, A. K., 2014, “Performance, emissions and combustion characteristics of Karanja biodiesel in a transportation engine”, *Fuel*, v. 119, pp. 70–80.
- FARZANEH-GORD, M., HAJIALIZADEH, H., KHOSHNEVIS, A., 2009, “The first and second law analysis of a spark ignited engine fuelled with alternative fuels.” *Archives of Thermodynamics*, v. 30, n. 1.
- FERGUSON, C. R., KIRKPATRICK, A. T., 2016, *Internal combustion engines: applied thermosciences*. John Wiley & Sons.
- GONCA, G., SAHIN, B., PARLAK, A., et al., 2014, “The effects of steam injection on the performance and emission parameters of a Miller cycle diesel engine”, *Energy*, v. 78, pp. 266–275.
- GUTIÉRREZ, R. H. R., 2016, *Simulação e Identificação de Falhas de Motores Diesel*. Tese de doutorado, Universidade Federal do Rio de Janeiro – UFRJ/ COPPE, p.138.
- HEYWOOD, J. B., 1988, *Internal combustion engine fundamentals*, v. 930. McGraw-hill New York.
- IMTENAN, S., MASJUKI, H., VARMAN, M., et al., 2014, “Emission and performance improvement analysis of biodiesel-diesel blends with additives”, *Procedia Engineering*, v. 90, pp. 472–477.
- LANZAFAME, R., MESSINA, M., 2003, “ICE Gross Heat Release Strongly Influenced by Specific Heat Ratio Values”, *International journal of automotive technology*, v. 4, n. 3, pp. 125–133.
- MA, L. C., ZHOU, Z. G., XIA, L. Y., et al., 2011, “Study on the Application of Marine Biodiesel on High Speed Diesel Engines”. In: *Advanced Materials Research*, v. 287, pp. 1976–1979. Trans Tech Publ.

- MAROTEAUX, F., SAAD, C., 2013, “Diesel engine combustion modeling for hardware in the loop applications: Effects of ignition delay time model”, *Energy*, v. 57, pp. 641–652.
- MAROTEAUX, F., SAAD, C., AUBERTIN, F., 2015, “Development and validation of double and single Wiebe function for multi-injection mode Diesel engine combustion modelling for hardware-in-the-loop applications”, *Energy Conversion and Management*, v. 105, pp. 630–641.
- MURILLO, S., MIGUEZ, J., PORTEIRO, J., et al., 2007, “Performance and exhaust emissions in the use of biodiesel in outboard diesel engines”, *Fuel*, v. 86, n. 12, pp. 1765–1771.
- NALGUNDWAR, A., PAUL, B., SHARMA, S. K., 2016, “Comparison of performance and emissions characteristics of DI CI engine fueled with dual biodiesel blends of palm and jatropha”, *Fuel*, v. 173, pp. 172–179.
- NAYYAR, P., 2010, “The use of biodiesel fuels in the US marine industry”, *PRIME, Inc.*, pp. 1–88.
- OZISIK, M. N., 2000, *Inverse heat transfer: fundamentals and applications*. CRC Press.
- RAKOPOULOS, C., HOUNTALAS, D., TZANOS, E., et al., 1994, “A fast algorithm for calculating the composition of diesel combustion products using 11 species chemical equilibrium scheme”, *Advances in Engineering Software*, v. 19, n. 2, pp. 109–119.
- ROY, M. M., WANG, W., ALAWI, M., 2014, “Performance and emissions of a diesel engine fueled by biodiesel–diesel, biodiesel–diesel-additive and kerosene–biodiesel blends”, *Energy conversion and management*, v. 84, pp. 164–173.
- SARALA, R., SUTHARSON, B., VIGNESH, M., et al., 2016, “Performance and Emission Characteristics of Marine Engine Fuelled with Diesel/Jojoba Biodiesel Blends”, *International Journal of Advanced Engineering Technology*, v. VII, n. II, pp. 221–225.
- SHERMAN, R., BLUMBERG, P., 1977, *The influence of induction and exhaust processes on emissions and fuel consumption in the spark ignited engine*. Relatório técnico, SAE Technical Paper.

- SIVALINGAM, M., MAHAPATRA, S. S., HANSDAH, D., et al., 2015, “Validation of some engine combustion and emission parameters of a bioethanol fuelled DI diesel engine using theoretical modelling”, *Alexandria Engineering Journal*, v. 54, n. 4, pp. 993–1002.
- SOUZA, L. S., GUARIEIRO, L. L., SANTOS, A. A., 2016, “Avaliação Experimental do Desempenho de Motores do Ciclo Diesel Utilizando Misturas Biodiesel/Diesel Marítimo”, *Revista Virtual de Química*, v. 8, n. 4, pp. 1192–1203.
- SOUZA JUNIOR, G., 2009, *Simulação termodinâmica de motores diesel utilizando óleo diesel e biodiesel para verificação dos parâmetros de desempenho e emissões*. Tese de Mestrado, Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica. Universidade Federal do Rio de Janeiro, RJ, 2009, 139p.
- STIESCH, G., 2003, *Modeling Engine Spray and Combustion Processes*. Springer-Verlag BerlinHeidelberg GmbH. ISBN: 9783642056291.
- STONE, R., 1992, *Introduction to Internal Combustion Engines*, v. 53. Macmillan. ISBN: 9788578110796. doi: 10.1017/CBO9781107415324.004.
- UY, D. V., 2013, “A study on the use of pure palm oil (biodiesel-DO) as an alternative fuel on the fuel supply system of marine diesel engines”, *Journal of the Korean Society of Marine Engineering*, v. 37, n. 7, pp. 685–693.
- WALLACE, W., 1967, “Paper 4: High-Output Medium-Speed Diesel Engine Air and Exhaust System Flow Losses”. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Conference Proceedings*, v. 182, pp. 134–158. SAGE Publications Sage UK: London, England.
- WOODS, W., KHAN, S., 1965, “Paper 3: An experimental study of flow through poppet valves”. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Conference Proceedings*, v. 180, pp. 32–41. SAGE Publications Sage UK: London, England.
- ZHOU, P., FET, A., MICHELSEN, O., et al., 2005, “A Feasibility Study of Using Biodiesel in Recreational Boats in the UK”. In: *University of Strathclyde*, Glasgow, UK.