



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS

ESCOLA DE ENGENHARIA

PROGRAMA DE PÓS GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**DESENVOLVIMENTO DE UM MODELO ZERODIMENSIONAL DE UMA ZONA
PARA ESTUDO DOS PARÂMETROS DE COMBUSTÃO E DESEMPENHO DE UM
MOTOR DE IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO**

VINÍCIUS GONÇALVES RIMSA

BELO HORIZONTE, MINAS GERAIS

2018

Vinícius Gonçalves Rimsa

**DESENVOLVIMENTO DE UM MODELO ZERODIMENSIONAL DE UMA ZONA
PARA ESTUDO DOS PARÂMETROS DE COMBUSTÃO E DESEMPENHO DE UM
MOTOR DE IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: Energia e Sustentabilidade

Linha de Pesquisa: Sistemas e Equipamentos Térmicos

Orientador: Prof. Dr. Ramon Molina Valle

Belo Horizonte, Minas Gerais

Escola de Engenharia da Universidade Federal de Minas Gerais

2018

R577d

Rimsa, Vinícius Gonçalves.

Desenvolvimento de um modelo zerodimensional de uma zona para estudo dos parâmetros de combustão e desempenho de um motor de ignição por compressão [manuscrito] / Vinícius Gonçalves Rimsa.- 2018.

126 f., enc.: il.

Orientador: Ramon Molina Valle.

Dissertação (mestrado) Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia.

Apêndices: f. 122-126.

Bibliografia: f. 117-121.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Motores de combustão interna - Teses. 3. Automóveis - Ignição - Teses. 4. MATLAB (Programa de computador) - Teses. I. Valle, Ramon Molina. II. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. III. Título.

CDU: 621(043)



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA

Av. Antônio Carlos, 6627 - Campus Universitário
31270-901 - Belo Horizonte - MG
Tel.: +55 31 3409.5145
E-mail: cpgmec@demec.ufmg.br

**"DESENVOLVIMENTO DE UM MODELO ZERODIMENSIONAL DE
UMA ZONA PARA ESTUDO DOS PARÂMETROS DE COMBUSTÃO E
DESEMPENHO DE UM MOTOR DE IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO"**

VINÍCIUS GONÇALVES RIMSA

Dissertação submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de "**Mestre em Engenharia Mecânica**", na área de concentração de "**Energia e Sustentabilidade**".

Dissertação aprovada no dia 21 de fevereiro de 2018.

Por:

Prof. Ramon Molina Valle

Orientador - Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG

Prof. Rudolf Huebner

Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG

Prof. Sérgio de Moraes Hanriot

Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais

Dedico este trabalho aos meus pais, que nunca mediram esforços para que eu chegasse até aqui.

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais, Paulo Rimsa e Maria Zélia Gonçalves Rimsa, que apesar das adversidades da vida nunca sequer titubearam em se esforçar ao máximo para oferecer todo o suporte necessário para que eu e meus irmãos estudássemos.

Aos meus irmãos Leonardo Gonçalves Rimsa e Fernanda Gonçalves Rimsa, por todo o apoio e por terem sido bons exemplos e fonte de inspiração durante toda a minha vida.

À minha namorada Raphaela de Oliveira Gonçalves, por me acompanhar desde o início da graduação e suportar com amor, dedicação, carinho, respeito e paciência todos os percalços desta caminhada.

Aos amigos e colegas de trabalho do laboratório (CTM – Centro de Tecnologia da Mobilidade, UFMG) onde foi desenvolvido este trabalho, em especial a três colegas: ao Carlos Eduardo Castilla Alvarez e ao Oscar Ricardo Sandoval Rodríguez, pelas muitas dicas e ajudas nos trabalhos feitos no laboratório; ao Alysson Fernandes Teixeira, pelas ajudas e dicas com relação ao modelo matemático desenvolvido neste trabalho e com relação à interpretação de algumas informações e dados.

Ao grupo CNH Industrial, por ter cedido os dados experimentais para validação deste trabalho.

Ao Professor Ramón Molina Valle, pela orientação neste trabalho e pela eficiência e dedicação na coordenação do CTM.

A todos os professores que tive em toda a minha vida.

Aprender é a única coisa de que a mente nunca se cansa, nunca tem medo e nunca se arrepende.

(Leonardo da Vinci)

RESUMO

O presente trabalho tem como objetivo geral implementar um código no programa MATLAB para realizar uma simulação do ciclo fechado de um motor de ignição por compressão, obtendo os parâmetros gerais de desempenho, como a pressão no cilindro, potência, torque e consumo específico. O código consiste em uma simulação zerodimensional de uma zona em que se busca a solução de um conjunto de equações diferenciais ordinárias que modelam os processos termodinâmicos que ocorrem com os gases no cilindro do motor. É considerado um volume de controle limitado pelas paredes do interior do cilindro e aplicadas a conservação de massa e de energia a este volume. Os gases são considerados ideais e tendo propriedades uniformes em todos os pontos no interior do volume de controle. A correlação de Annand é utilizada para a simulação da transferência de calor para as paredes do cilindro e a Lei de Wiebe utilizada para a simulação da taxa de queima da mistura ar-combustível. O método numérico utilizado para a solução das equações é o *Método de Euler*. A validação/calibração do modelo foi feita em três etapas: primeiro, para um dado motor, fixou-se a condição de plena carga e variou-se a rotação (2000 rpm, 1800 rpm e 1700 rpm). Estes três pontos foram simulados e os dados obtidos foram comparados com os dados experimentais. Depois, para o mesmo motor, fixou-se a rotação em 2000 rpm e variou-se a carga (plena carga, 60% da plena carga e 40% da plena carga). Estes três pontos foram simulados e os dados obtidos foram comparados com os dados experimentais. Por fim, fixou-se a condição de potência máxima para dois motores diferentes. Os dados destes dois pontos foram então comparados com os dados experimentais. Foram calculados a média do erro percentual absoluto (*MAPE*) entre a curva de pressão simulada e a curva de pressão medida experimentalmente, além do erro entre a potência de eixo indicada pelo fabricante dos motores e a calculada pela simulação, em todos os pontos citados. Para a potência de eixo, a maior diferença encontrada, em módulo, foi de 3,07%. O *MAPE* entre as curvas variou de 4,1% a 6,9%. A análise dos valores das diferenças citados acima e o fato da simulação ser completada em tempos da ordem de segundos levou à conclusão de que o método/programa desenvolvido se adequa à proposta de fornecer os parâmetros globais de desempenho de um motor de ignição por compressão de forma prática, rápida e com baixos índices de erro.

Palavras-chave: motor de combustão interna; motor de ignição por compressão; ciclo diesel; simulação zerodimensional; MATLAB

ABSTRACT

The purpose of the present work is to implement a code in MATLAB software to perform a simulation of the closed cycle of a compression ignition engine, obtaining the general parameters of performance, such as pressure curve in the cylinder, power, torque and specific consumption. The code consists in a zerodimensional simulation in which it is sought the solution of a set of ordinary differential equations that model the thermodynamic processes occurring with the gases in the cylinder of the engine. A control volume is considered, being limited by the inner walls of the cylinder and the conservation of mass and energy were applied to this volume. The gases are considered ideal and having uniform properties at all points within the control volume. Annand's correlation is used to simulate the heat transfer to the cylinder walls and Wiebe's Law is used to simulate the rate of burning of the air-fuel mixture. The numerical method used to solve the equations is the Euler Method. The validation/calibration of the model was done in three steps: first, for a given engine, the full load condition was fixed and the speed was varied (2000 rpm, 1800 rpm and 1700 rpm). These three points were simulated and the data obtained were compared with the experimental data. Then, for the same engine, the speed was set at 2000 rpm and the load was varied (full load, 60% full load and 40% full load). These three points were simulated and the data obtained were compared with the experimental data. Finally, the maximum power condition was set for two different engines. The data from these two points were then compared with the experimental data. The absolute percentage error (MAPE) between the simulated pressure curve and the experimentally obtained pressure curve was calculated, besides the error between the brake power given by the engine manufacturer and the brake power calculated by the simulation. For the brake power, the largest absolute error found was 3.07%. The MAPE between the curves ranged from 4.1% to 6.9%. The analysis of the values of the differences mentioned above and the fact that the simulation is completed in times of the order of seconds has led to the conclusion that the developed method/program is adequate to the proposal of providing the global performance parameters of a compression ignition engine in a practical and fast way, with low errors.

Keywords: internal combustion engine; compression ignition engine; diesel cycle, zerodimensional modelling, MATLAB

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Motor de combustão interna alternativo e seus componentes principais. Adaptado de Heywood (1988).....	33
Figura 2 - Os 4 tempos de um motor de ignição por compressão. Da esquerda para a direita: Admissão, compressão, expansão e exaustão. (BENNETT 2010).....	39
Figura 3 - Ciclo padrão de ar para motor Diesel. Adaptado de Çengel e Boles (2011)	40
Figura 4 - Parâmetros geométricos do sistema pistão-biela- virabrequim. Adaptado de Heywood (1988)	41
Figura 5 - Taxa de liberação de calor destacando as diferentes fases da combustão em um motor de ignição por compressão de injeção direta. Adaptado de Heywood (1988)	53
Figura 6 - Volume de controle dentro do qual foram estudados os fenômenos termodinâmicos durante os processos de compressão, combustão e expansão.	61
Figura 7 - Diagrama de fluxo do processo de simulação.	66
Figura 8 - Efeitos da variação da duração da combustão ($\Delta\theta$) na curva da fração mássica queimada. Os outros parâmetros foram fixados em $aw = 7$ e $md = 0,65$	86
Figura 9 - Efeitos da variação do parâmetro md na curva da fração mássica queimada. Os outros parâmetros foram fixados em $\Delta\theta = 75$ e $aw = 7$	86
Figura 10 - Efeitos da variação do parâmetro aw na curva da fração mássica queimada. Os outros parâmetros foram fixados em $\Delta\theta = 75$ e $md = 0,65$	87
Figura 11 - Fração mássica queimada experimental e simulada, motor NEF 6, plena carga, 2000 rpm.....	88
Figura 12 - Fração mássica queimada experimental e simulada, motor NEF 6, plena carga, 1800 rpm.....	89
Figura 13 - Fração mássica queimada experimental e simulada, motor NEF 6, plena carga, 1700 rpm.....	89
Figura 14 - Derivada da fração mássica queimada em relação ao ângulo de virabrequim simulada e experimental, motor NEF 6, plena carga, 2000 rpm.	91
Figura 15 - Derivada da fração mássica queimada em relação ao ângulo de virabrequim simulada e experimental, motor NEF 6, plena carga, 1800 rpm.	91
Figura 16 - Derivada da fração mássica queimada em relação ao ângulo de virabrequim simulada e experimental, motor NEF 6, plena carga, 1700 rpm.	92

Figura 17 - Pressão no cilindro experimental e simulada, motor NEF 6, plena carga, 2000 rpm	93
Figura 18 - Pressão no cilindro experimental e simulada, motor NEF 6, plena carga, 1800 rpm.	93
Figura 19 - Pressão no cilindro experimental e simulada, motor NEF 6, plena carga, 1700 rpm.	94
Figura 20 - Pressão no cilindro experimental e simulada superestimada, motor NEF 6, plena carga, 2000 rpm.	96
Figura 21 - Pressão no cilindro experimental e simulada superestimada, motor NEF 6, plena carga, 1800 rpm.	97
Figura 22 - Pressão no cilindro experimental e simulada superestimada, motor NEF 6, plena carga, 1700 rpm.	97
Figura 23 - Fração mássica queimada experimental e simulada, motor NEF 6, 60% da plena carga, 2000 rpm.	99
Figura 24 - Fração mássica queimada experimental e simulada, motor NEF 6, 40% da plena carga, 2000 rpm.	100
Figura 25 - Derivada da fração mássica queimada em relação ao ângulo de virabrequim simulada e experimental, motor NEF 6, 60% da plena carga, 2000 rpm.	101
Figura 26 - Derivada da fração mássica queimada em relação ao ângulo de virabrequim simulada e experimental, motor NEF 6, 40% da plena carga, 2000 rpm.	101
Figura 27 - Pressão no cilindro experimental e simulada, motor NEF 6, 60% da plena carga, 2000 rpm.	102
Figura 28 - Pressão no cilindro experimental e simulada, motor NEF 6, 40% da plena carga, 2000 rpm.	102
Figura 29 - Fração mássica queimada experimental e simulada, motor CURSOR 9, plena carga, 1800 rpm.	104
Figura 30 - Derivada da fração mássica queimada em relação ao ângulo de virabrequim simulada e experimental, motor CURSOR 9, plena carga, 1800 rpm.	104
Figura 31 - Pressão no cilindro experimental e simulada, motor CURSOR 9, plena carga, 1800 rpm.	105
Figura 32 - Pressão no cilindro em função do ângulo do virabrequim, motor NEF 4, potência máxima, 2000 rpm.	108

Figura 33 - Pressão em função do volume no interior do cilindro, motor NEF 4, potência máxima, 2000 rpm.....	109
Figura 34 - Temperatura dos gases no cilindro, motor NEF 4, potência máxima, 2000 rpm.	109
Figura 35 - Fração mássica queimada e sua derivada, motor NEF 4, potência máxima, 2000 rpm.....	110
Figura 36 - Pressão no cilindro em função do ângulo do virabrequim, motor CURSOR 13, torque máximo, 1200 rpm.....	112
Figura 37 - Pressão em função do volume no interior do cilindro, motor CURSOR 13, torque máximo, 1200 rpm.....	113
Figura 38 - Temperatura dos gases no cilindro, motor CURSOR 13, torque máximo, 1200 rpm.	113
Figura 39 - Fração mássica queimada e sua derivada, motor CURSOR 13, torque máximo, 1200 rpm.....	114

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Pontos utilizados para validação/simulação	62
Tabela 2 - Coeficientes para cálculo das propriedades termodinâmicas dos gases no cilindro	75
Tabela 3 - Parâmetros de ajuste para a lei de Wiebe a 2000 rpm, 1800 rpm e 1700 rpm, motor NEF 6, plena carga.....	90
Tabela 4 - Parâmetros de desempenho a 2000 rpm, 1800 rpm e 1700 rpm, motor NEF 6, plena carga, $aq = 1,6$	95
Tabela 5 - Parâmetros de desempenho a 2000 rpm, 1800 rpm e 1700 rpm, motor NEF 6, plena carga, $aq = 1,0$	98
Tabela 6 - Parâmetros de ajuste para a lei de Wiebe à plena carga, 60% da plena carga e 40% da plena carga, motor NEF 6, 2000 rpm.....	99
Tabela 7 - Parâmetros de desempenho à plena carga, 60% da plena carga e 40% da plena carga, motor NEF 6, 2000 rpm, $aq = 1,0$	103
Tabela 8 - Parâmetros de ajuste para a lei de Wiebe, motores NEF 6 e CURSOR 9, condições de potência máxima.	105
Tabela 9 - Parâmetros de desempenho para motores NEF 6 e CURSOR 9, condições de potência máxima, $aq = 1,0$	106
Tabela 10 - Dados de entrada para simulação do motor NEF 4 na condição de potência máxima.	107
Tabela 11 - Parâmetros de desempenho do motor NEF 4, condição de potência máxima. ...	108
Tabela 12 - Dados de entrada para simulação do motor CURSOR 13 na condição de torque máximo.	111
Tabela 13 - Parâmetros de desempenho do motor CURSOR 13, condição de torque máximo.	112

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

<i>BMEP</i>	<i>Brake Mean Effective Pressure</i> – pressão média efetiva de eixo
<i>CN</i>	<i>Cetane Number</i> – número de cetanas
<i>EGR</i>	<i>Exhaust Gases Recirculation</i> (recirculação de gases de exaustão)
<i>IMEP</i>	<i>Indicated Mean Effective Pressure</i> – pressão média efetiva indicada
<i>MAPE</i>	<i>Mean Absolute Percentage Error</i> – média do erro percentual absoluto
<i>MEP</i>	<i>Mean Effective Pressure</i> – pressão média efetiva
<i>PMI</i>	Ponto Morto Inferior
<i>PMS</i>	Ponto Morto Superior
<i>PMS</i>	Pressão Média Efetiva
<i>sfc</i>	<i>Specific Fuel Consumption</i> – consumo específico de combustível

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área instantânea da superfície no interior do cilindro	$[m^2]$
a	Comprimento da manivela	$[m]$
A_{ch}	Área da superfície do cabeçote limitada pela circunferência do cilindro	$[m^2]$
$(A/F)_{actual}$	Razão ar/combustível real	$[\]$
$(A/F)_s$	Razão ar/combustível estequiométrica	$[\]$
A_p	Área da superfície do topo do pistão	$[m^2]$
a_q	Coefficiente convectivo da correlação de Annand	$[\]$
a_w	Parâmetro para ajuste da Lei de Wiebe	$[\]$
b	Coefficiente radiativo da correlação de Annand	$[W/m^2K^4]$
B	Diâmetro do cilindro	$[m]$
c_p	Calor específico à pressão constante	$[J/kg.K]$
$c_{p,f}$	Calor específico a pressão constante do combustível na fase de vapor	$[J/kg.K]$
$c_{p,k}$	Calor específico à pressão constante do k-ésimo componente do gás	$[J/kg.K]$
c_v	Calor específico a volume constante	$[J/kg.K]$
E_A	Energia de ativação aparente	$[J/mol]$
E_f	Energia contida no combustível	$[J]$
F	Quantidade de átomos de carbono na molécula de combustível	$[\]$
G	Quantidade de átomos de hidrogênio na molécula de combustível	$[\]$
H	Quantidade de átomos de oxigênio na molécula de combustível	$[\]$
h_f	Entalpia específica do combustível na fase de vapor	$[J/kg]$
k	Condutividade térmica dos gases no interior do cilindro	$[W/m.K]$
l	Comprimento da biela	$[m]$

L	Comprimento máximo percorrido pelo pistão (curso do pistão)	[m]
m	Massa dos gases no interior do cilindro	[kg]
M	Massa molecular média dos gases no cilindro	[kg/kmol]
m_a	Massa de ar por ciclo	[kg]
M_a	Massa molecular do ar	[kg/kmol]
\dot{m}_a	Vazão mássica de ar	[kg/s]
m_d	Parâmetro de ajuste da Lei de Wiebe para a queima difusiva	[]
m_f	Massa de combustível por ciclo	[kg]
\dot{m}_f	Vazão mássica de combustível	[g/h]
M_k	Massa molecular do k-ésimo componente do gás	[]
m_p	Parâmetro de ajuste da Lei de Wiebe para a queima de pré-mistura	[]
m_w	Parâmetro para ajuste da Lei de Wiebe	[]
N	Velocidade angular do eixo virabrequim	[rad/s]
P	Potência do motor	[kW]
p	Pressão dos gases no interior do cilindro	[bar]
$p_{ar\ col\ adm}$	Pressão do ar no coletor de admissão	[Pa]
P_b	<i>Brake Power</i> – Potência útil gerada pelo motor no eixo virabrequim	[kW]
P_{ig}	Potência indicada bruta	[kW]
Pr	Número de Prandtl dos gases no interior do cilindro	[]
Q_{ch}	Calor liberado pela combustão	[J]
Q_{ht}	Calor trocado com a parede do cilindro	[J]
Q_{LHV}	Poder calorífico inferior do combustível	[MJ/kg]
Q_n	Calor líquido trocado pelos gases no volume de controle	[J]
R	Constante dos gases ideais	[kJ/kg.K]

\tilde{R}	Constante dos gases ideais	$[J/mol.K]$
r_c	Razão volumétrica de compressão	$[]$
Re	Número de Reynolds dos gases no interior do cilindro	$[]$
s	Distância entre o eixo virabrequim e o pino do pistão	$[m]$
S_p	Velocidade instantânea do pistão	$[m/s]$
\bar{S}_p	Velocidade média do pistão	$[m/s]$
T	Temperatura dos gases no interior do cilindro	$[K]$
$T_{ar\ col\ adm}$	Temperatura do ar no coletor de admissão	$[K]$
$Torq$	Torque do motor	$[Nm]$
T_W	Temperatura média das paredes do volume de controle	$[K]$
U	Energia interna dos gases no interior do cilindro	$[J]$
V	Volume instantâneo no interior do cilindro	$[m^3]$
V_c	Volume da câmara de combustão	$[m^3]$
V_d	Volume deslocado pelo pistão	$[m^3]$
x	Quantidade molar de CO_2 equação de reação da combustão	$[mol]$
x_b	Fração mássica queimada	$[]$
x_d	Fração mássica queimada na fase de queima difusiva	$[]$
X_k	Fração mássica molar do k-ésimo componente do gás	$[]$
x_p	Fração mássica queimada na fase de queima pré-misturada	$[]$
w	Quantidade molar de ar na equação de reação da combustão	$[mol]$
W_{ciclo}	Trabalho produzido pelo motor em um ciclo	$[kJ]$
y	Quantidade molar de H_2O equação de reação da combustão	$[mol]$
z	Quantidade molar de N_2 equação de reação da combustão	$[mol]$

Letras gregas

γ	Razão de calores específicos do gás no interior do cilindro	[]
η_c	Rendimento ou eficiência de combustão	[]
η_f	Rendimento ou eficiência de conversão de combustível	[]
η_m	Rendimento ou eficiência mecânica	[]
n_R	Coefficiente que vale 2 para motor 4 tempos e 1 para motor 2 tempos	[]
η_t	Rendimento ou eficiência térmica	[]
η_v	Rendimento ou eficiência volumétrica	[]
θ	Ângulo de rotação do virabrequim	[°]
θ_0	Ângulo de início da combustão	[°]
θ_{inj}	Ângulo de injeção	[°]
$\Delta\theta$	Duração da combustão	[°]
$\Delta\theta_d$	Duração da combustão da fase difusiva	[°]
$\Delta\theta_p$	Duração da combustão da fase de pré-mistura	[°]
λ	Fator lambda	[]
μ	Viscosidade dinâmica dos gases no interior do cilindro	[Pa. s]
ρ	Massa específica dos gases no interior do cilindro	[kg/m ³]
$\rho_{a,i}$	Massa específica do ar admitido	[kg/m ³]
τ_{id}	Duração do atraso de ignição	[°]
φ	Excesso de ar na reação de combustão	[]
ϕ	Razão de equivalentes	[]

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	19
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	24
2.1 Estado da Arte	24
2.2 Breve Perspectiva Histórica e Classificações dos Motores de Combustão Interna	31
2.3 Os Motores de Ignição por Compressão	33
2.3.1 Funcionamento básico e características gerais	33
2.3.2 O ciclo de quatro tempos	37
2.3.3 Parâmetros geométricos e de desempenho do motor de combustão interna ...	41
2.3.3.1 Parâmetros relacionados ao conjunto pistão-biela-virabrequim.....	41
2.3.3.2 Razão volumétrica de compressão	43
2.3.3.3 Torque e potência	44
2.3.3.4 Rendimento mecânico	45
2.3.3.5 Pressão média efetiva	46
2.3.3.6 Consumo específico, eficiência de conversão de combustível e eficiência térmica	46
2.3.3.7 Eficiência volumétrica.....	47
2.3.4 A combustão nos motores de ignição por compressão	48
2.3.4.1 Estequiometria da combustão.....	48
2.3.4.2 Descrição geral do processo da combustão no motor de ignição por compressão	51
2.3.4.3 Atraso de ignição.....	54
2.3.4.4 Taxa de queima de combustível	55
2.4 O Método de Solução Numérica de Euler	57
3 METODOLOGIA.....	60
3.1 Considerações Gerais Sobre a Metodologia e Sobre a Validação do Modelo.....	60

3.2 Descrição Matemática do Modelo	67
3.2.1 Cálculos iniciais (não-iterativos)	67
3.2.1.1 Cálculo do volume deslocado e volume da câmara de combustão.....	67
3.2.1.2 Cálculo da massa específica do ar admitido.....	67
3.2.1.3 Cálculo da eficiência volumétrica	68
3.2.1.4 Cálculo da estequiometria da combustão	68
3.2.2 Cálculos iterativos	68
3.2.2.1 Método numérico utilizado e passo de simulação utilizados	68
3.2.2.2 Cálculo do volume e da área instantâneos do volume de controle (interior do cilindro)	69
3.2.2.3 Cálculo do atraso de ignição.....	69
3.2.2.4 Cálculo da fração mássica queimada.....	70
3.2.2.5 Cálculo da massa de gases no cilindro	70
3.2.2.6 Cálculo da fração molar dos constituintes e massa molar média dos gases no cilindro.....	71
3.2.2.7 Cálculo das propriedades termodinâmicas e de transporte dos gases dentro do cilindro.....	73
3.2.2.7.1 <i>Cálculo do calor específico a volume e a pressão constante dos gases dentro do cilindro</i>	<i>74</i>
3.2.2.7.2 <i>Cálculo da massa específica dos gases dentro do cilindro</i>	<i>75</i>
3.2.2.7.3 <i>Cálculo da condutividade térmica dos gases dentro do cilindro</i>	<i>76</i>
3.2.2.7.4 <i>Cálculo da viscosidade dinâmica dos gases dentro do cilindro</i>	<i>76</i>
3.2.2.7.5 <i>Cálculo do Número de Reynolds dos gases dentro do cilindro.....</i>	<i>77</i>
3.2.2.8 Cálculo da taxa de transferência de calor líquida pelos gases no interior do cilindro.....	77
3.2.2.8.1 <i>Cálculo da taxa de calor liberada pela combustão.....</i>	<i>78</i>
3.2.2.8.2 <i>Cálculo da taxa de transferência de calor para as paredes do cilindro ...</i>	<i>78</i>
3.2.2.9 Cálculo da taxa de variação da temperatura dos gases dentro do cilindro	81

3.2.2.10 Cálculo da taxa de variação da pressão dos gases dentro do cilindro	82
3.2.2.11 Cálculo dos novos valores de pressão e temperatura para a próxima iteração	83
3.2.3 Cálculos finais (não-iterativos)	83
3.3 Versão Final do Programa	84
3.4 Validação do Modelo	85
4 RESULTADOS E DISCUSSÃO	88
4.1 Resultados para Mesma Carga, Rotações Diferentes e Mesmo Motor	88
4.2 Resultados para Cargas Diferentes, Mesma Rotação e Mesmo Motor	98
4.3 Resultados para a Condição de Potência Máxima em Motores Diferentes.....	103
4.4 Resultados Adicionais	106
4.4.1 Resultados para Motor na Condição de Potência Máxima	106
4.4.2 Resultados para Motor na Condição de Torque Máximo	110
5 CONCLUSÕES.....	115
6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	116
REFERÊNCIAS	117
APÊNDICE A – CÁLCULO DOS COEFICIENTES DA EQUAÇÃO DE REAÇÃO DE COMBUSTÃO ESTEQUIOMÉTRICA	122
APÊNDICE B – CÁLCULO DOS COEFICIENTES DA EQUAÇÃO DE REAÇÃO DE COMBUSTÃO COM MISTURA POBRE	123
APÊNDICE C – DEDUÇÃO DA EQUAÇÃO DE CONSERVAÇÃO DA ENERGIA (PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA) APLICADA AO VOLUME DE CONTROLE DESTE TRABALHO	125

1 INTRODUÇÃO

A frota mundial de veículos aumenta a cada ano. OICA (2015) divulgou o número de 1.282.270.000 veículos em uso no mundo em 2015, o que representa um crescimento da frota mundial de 43,8% desde 2005, data da primeira estimativa feita. Dargay, Gatley e Sommer (2007) construíram um modelo baseado em dados de 45 países (constituindo, na época, 75% da população mundial) e chegaram a uma estimativa de uma frota mundial constituída de cerca de 2,1 bilhões de carros em 2030.

Concomitantemente ao aumento da frota mundial, crescem os problemas oriundos da utilização em massa dos veículos automotores, como a poluição atmosférica e seus desdobramentos. Estudos mostram que a saúde da população mundial, principalmente em grandes centros urbanos, tem sido seriamente afetada pela poluição do ar, sendo as principais fontes poluidoras os veículos automotores e as indústrias (JOHANSSON et al., 2017), (HASUNUMA, et al., 2014), (DARTON; AXON; SMITH, 2013), (SCHRODER et al., 2013), (PAPAPOSTOLOU et al., 2011). IPCC (2014) aponta que 65% em massa dos gases do efeito estufa emitidos em 2010 representam CO_2 proveniente do uso de combustíveis fósseis e processos industriais. Normas internacionais a respeito da quantidade de poluentes que pode ser emitida pelos motores de combustão interna são editadas e renovadas periodicamente, se tornando cada vez mais restritas e severas, obrigando as empresas a desenvolverem novas tecnologias capazes de permitirem a produção de veículos cada vez menos poluentes (KLIER; LINN, 2016).

O alto número de produção e venda de veículos nutre ainda uma grande competição mercadológica entre as empresas do ramo, o que, além das questões que advêm das emissões de poluentes pelos motores, as obriga a aprimorar constantemente seus veículos (performance do motor, redução do consumo, eletrônica, sistema de transmissão, sistema de freios, redução de peso, aerodinâmica, etc.) para que elas não percam fatias de mercado para produtos das empresas concorrentes.

Com relação à importância dos motores de ignição por compressão neste cenário, estes têm sido largamente utilizados nos veículos pesados, na agricultura e no transporte marítimo. Além disso, tem crescido nos últimos anos a utilização destes motores nos veículos leves de transporte, particularmente na Europa e no Japão. A grande popularidade que estes motores ganharam ao longo do tempo se deve à facilidade de manutenção, robustez e baixo consumo

específico de combustível. Com relação às emissões, o motor de ignição por compressão é a maior fonte de NO_x e particulados atualmente, sendo um dos grandes responsáveis pela deterioração do ar ambiente (AWAD et al., 2013), (KUMAR; CHAUHAN; VARUN, 2013), (THANGARAJA; KANNAN, 2016), (MOHANKUMAR; SENTHILKUMAR, 2017).

O cenário exposto torna evidente a necessidade de engenheiros e pesquisadores da área automotiva desenvolverem constantemente novas tecnologias e, mais ainda, desenvolverem métodos mais rápidos e eficientes de pesquisa e desenvolvimento. Mas, para atualização/desenvolvimento de qualquer produto tecnológico, são necessárias, entre outras etapas, o desenvolvimento de protótipos e ensaios experimentais, que no caso da engenharia automotiva demanda grande investimento financeiro e de tempo por parte das empresas e universidades.

Barros (2003) cita que até a década de 1960 os motores foram projetados e desenvolvidos com base no empirismo. A partir desta década, aconteceu uma maior disponibilidade de computadores (se tornando cada vez mais potentes e com menor custo), o que tornou a simulação uma importante ferramenta de pesquisa. A simulação se mostrou interessante e eficiente à medida que passou a fornecer bons resultados sem demandar muito tempo e investimento financeiro, ou seja, muitos resultados passaram a ser obtidos e estudados com qualidade sem a necessidade da construção de um protótipo e sua instrumentação (YUKSEK et al., 2014). Então, houve um salto na pesquisa e desenvolvimento em todas as áreas da engenharia, não sendo diferente na área de engenharia automotiva e, inclusive, na engenharia de motores, de tal modo que hoje em dia é impensável o desenvolvimento de um novo motor de combustão interna sem a utilização de simulação.

Os programas de simulação da área de motores de combustão interna são programas específicos destinados à simulação dos problemas físicos envolvidos no funcionamento destas máquinas. Além destes, é possível o uso de programas que lidam com matemática avançada para a implementação de códigos para simulação de alguns fenômenos específicos e/ou menos complexos. Obviamente, quanto mais complexos a matemática envolvida e o fenômeno estudado, mais complicada é a escrita do código e por isso mais recomendada é a utilização dos programas específicos.

Com relação aos motores de combustão interna, os modelos menos complexos para simulação nestes programas que lidam com matemática avançada são os modelos termodinâmicos, também chamados de modelos zerodimensionais. Barros (2003) cita que estes

modelos são utilizados no desenvolvimento dos motores de combustão interna desde o século dezanove e foram, inclusive, importantes na construção do primeiro motor de combustão interna.

Os modelos 0D utilizam equações diferenciais ordinárias, correlações empíricas e princípios básicos da termodinâmica para representar os processos termodinâmicos ocorrendo com os gases no interior do cilindro, aplicando a conservação da massa e da energia a um volume de controle, sem se preocupar com a solução da equação da quantidade de movimento em nenhuma dimensão. Estes modelos permitem a obtenção de parâmetros como pressão e temperatura no cilindro e a avaliação de comportamentos específicos dos diversos subsistemas envolvidos no funcionamento do motor. Em termos de otimização e custo computacional, se bem calibrado e validado, o modelo 0D poderá oferecer ótimos resultados sem deixar a desejar na qualidade dos resultados obtidos. Esta qualidade dependerá do nível de detalhamento requerido. Por exemplo, com este modelo não é possível estudar o movimento dos gases no cilindro, contudo, é um ótimo modelo para se obter dados gerais de desempenho e combustão de um motor de combustão interna (STONE, 1995), (BARROS, 2003), (PAYRI et al., 2011), (BARROS, 2013), (KUMAR; CHAUHAN; VARUN, 2013), (YUKSEK et al., 2014), (ABBE et al., 2015).

Barros (2013) divide os modelos 0D em 3 submodelos: o de 1 zona, que considera apenas uma região de gás homogêneo dentro do cilindro; o de 2 zonas, que considera o gás queimado e o não queimado; e o de 3 (ou mais) zonas, que considera o cilindro dividido em combustível puro, mistura ar-combustível e em ar com gás não queimado.

O modelo de 1 zona é o que apresenta menor custo computacional dos 3, sem perder a qualidade dos dados gerados. É muito utilizado para uma análise mais rápida dos parâmetros de performance do motor. No modelo de 1 zona, a carga no interior do cilindro é considerada uniforme em termos de composição, temperatura e pressão e a conservação da massa e da energia é aplicada aos gases no interior do cilindro. A desvantagem do modelo de 1 zona é justamente modelar o gás com uma única zona de propriedades uniformes no cilindro, pois, na realidade, o gás passa gradualmente de gás não queimado para gás queimado. Não modelar este processo significa ignorar dados da dinâmica da combustão e tornar muito deficiente a previsão de emissões (RAMOS, 1989), (BARROS, 2013).

O modelo de 2 zonas apresenta conservação de massa e de energia aplicada a cada zona. Oferece uma estimativa das propriedades dos gases no cilindro melhorada e já permite certa

estimativa de emissões. Porém, no caso de motores de ignição por compressão, o modelo de duas zonas ainda é bastante deficiente e não melhora a previsão da combustão (emissões). Os modelos de 3 zonas em diante já conseguem oferecer uma boa representação da combustão e de emissões (BARROS, 2013).

O objetivo geral deste trabalho é o desenvolvimento de um modelo 0D de uma zona que permita analisar e estudar os parâmetros globais de desempenho de um motor de ignição por compressão, para suprir primeiramente a necessidade do laboratório CTM (Centro de Tecnologia da Mobilidade). Este laboratório é o responsável por realizar os estudos em motores na UFMG (Universidade Federal de Minas Gerais) e recentemente busca intensificar os estudos e testes nos motores de ignição por compressão, sendo indispensável uma ferramenta de simulação inicial (de menor custo computacional) para o desenvolvimento e estudo desses motores. Uma vez que forem introduzidos dados adequados de entrada no modelo calibrado, ele deverá prever os parâmetros de desempenho do motor com boa precisão, além de permitir a variação dos dados de entrada e o estudo do comportamento dos dados de saída com estas variações.

Os objetivos específicos são:

- Estudar modelos zerodimensionais de uma zona para motores de ignição por compressão e elaborar um modelo para representar os processos de compressão, combustão e expansão que acontecem no cilindro do motor.
- Escrever um código computacional em linguagem MATLAB para solução das equações do modelo elaborado, além de validação/calibração através de dados experimentais.

Após validar/calibrar, o programa será reescrito de forma a manter o núcleo responsável pela solução das equações principais, mas adequando o programa para a inserção de dados e simulação sem validação.

Esta dissertação está dividida em seis capítulos, apresentando a seguinte estrutura:

- Capítulo 1: É feita a introdução ao assunto, apresentando também os objetivos do trabalho.
- Capítulo 2: É apresentado o referencial teórico, com uma revisão de todas as equações e conceitos relativos a motores de ignição por compressão necessários à compreensão deste trabalho, além de uma revisão a respeito do estado da arte em simulação zerodimensional de motores de ignição por compressão.

- Capítulo 3: Discorre sobre a metodologia do trabalho, descrevendo em detalhes os passos da simulação realizada e como foi feita a validação/calibração do modelo.
- Capítulo 4: São analisados e discutidos os resultados obtidos.
- Capítulo 5: São expostas as conclusões sobre o trabalho.
- Capítulo 6: São apresentadas as sugestões para trabalhos futuros.
- Em sequência, é apresentada a bibliografia consultada para realização do trabalho.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Estado da Arte

A presente seção do trabalho está dividida em três partes: 1) Primeiro, versa sobre os principais livros recomendados para os que pretendem estudar motores de combustão interna de forma geral (inclusive, para os que desejam informações para simulações, caso deste trabalho). 2) Versa sobre como evoluíram os cálculos dos principais pilares da simulação zerodimensional em motores de ignição por compressão (liberação de calor pela combustão, transferência de calor para as paredes do cilindro e atraso de ignição). 3) Apresenta as últimas publicações na área de simulação zerodimensional em motores de ignição por compressão.

Os principais livros didáticos para quem deseja construir a base para um conhecimento sólido a respeito das simulações de motores de combustão interna são, em ordem cronológica: Obert, 1944 (1ª ed.), Taylor, 1968 (1ª ed.), Stone, 1985 (1ª ed.), Ferguson, 1986 (1ª ed.) e Heywood, 1988 (1ª ed.). A grande maioria dos artigos importantes na área de motores de combustão interna publicados até a data do último lançamento, a obra de Heywood, foram estudados e compilados nestes textos. Indo além, estas obras podem ser consideradas umas das mais completas quando se trata de motores de combustão interna e seus subsistemas integrados (ciclos mecânicos e termodinâmicos, combustão, combustíveis, sistemas de admissão e exaustão, ignição e injeção, estruturas de fluxo, etc.). Apesar de algumas destas obras abordarem aspectos mecânicos e construtivos de alguns desses subsistemas, elas não são focadas no projeto estrutural/mecânico dos motores de combustão interna, mas sim em compreender o funcionamento destes motores do ponto de vista misto termodinâmico/mecânico.

A obra de Obert (1944), apesar de ser a primeira, é bem completa. Apresenta um capítulo de revisão da termodinâmica necessária ao entendimento dos motores de combustão interna, um capítulo sobre teste dos motores em bancada e outro sobre medições de pressão e temperatura em testes de motores, o que não é comum nas outras obras. Obert apresenta o estado-da-arte do que existia até então sobre as teorias da combustão e da detonação tanto nos motores de combustão por centelha quanto nos motores de ignição por compressão. Ainda, apresenta uma revisão sobre os carburadores e os sistemas de injeção de combustível. O autor não apresenta conteúdo dedicado especificamente às simulações nos motores de combustão interna, mas muitos dos conteúdos e definições necessários às simulações encontram-se no

texto da obra. A única ressalva é que estes conteúdos se apresentam de certa maneira espalhados em capítulos e seções de forma não muito didática.

Taylor (1988), no volume 2, apresenta um texto denso e focado na combustão nos motores de combustão interna nos primeiros capítulos. São estudadas, por exemplo, teorias da propagação de chamas, os processos/fases da combustão e os requisitos de mistura. A segunda parte do livro é focada no projeto dos motores. Tudo o que é apresentado no livro é constantemente relacionado ao desempenho dos motores de combustão interna. Apesar de também não ter foco em simulações, o texto é indicado por fornecer uma forte base dos conceitos necessários às simulações e às interpretações necessárias aos resultados.

A obra de Stone (1985) é a primeira a apresentar certo conteúdo com foco nas simulações nos motores de combustão interna. Stone realiza, no capítulo voltado à combustão e aos combustíveis, uma revisão sobre os modelos zerodimensionais e quasedimensionais de combustão. Porém, o conteúdo apresentado é breve e não fornece uma farta revisão sobre o tema.

Ferguson (1986) apresenta em sua obra muitos modelos matemáticos e inclusive sub-rotinas que podem ser implementadas em modelos de simulação de motores de combustão interna (modelos termodinâmicos, de transferência de calor, fluxos para dentro e fora do cilindro, etc.), além de também ser uma boa obra para consultas de conceitos.

Por fim, a obra de Heywood (1988) é a que apresenta o melhor estudo geral dos processos e conceitos relativos ao motor de combustão interna, abordando diversos temas relevantes, como termoquímica das misturas ar-combustível, propriedades dos fluidos de trabalho, trocas gasosas, estrutura de fluxo, combustão, emissões, transferência de calor no motor e, ao final do texto, é apresentado um capítulo que agrega todas as informações/conceitos relativos aos subsistemas dos motores para dar uma visão geral do funcionamento/desempenho. Para quem deseja simular motores de combustão interna, Heywood apresenta um capítulo sobre os parâmetros de desempenho que pode ser muito bem aproveitado, outro sobre a modelagem de fluxo e combustão nos motores de combustão interna e, nos capítulos sobre a combustão nos motores de ignição por compressão e por centelha, o autor apresenta várias equações que podem ser utilizadas principalmente nas simulações 0D, como a lei de Wiebe, as correlações para transferência de calor nas paredes do cilindro e equações de conservação de energia e de massa para os gases no interior do cilindro.

Conforme explicado na literatura anteriormente descrita, a simulação 0D de uma zona tem por base os seguintes pilares: 1) conservação de massa e de energia do gás dentro do cilindro, que consiste em conceitos consagrados da termodinâmica clássica; 2) o trabalho dos gases é dado pela integral da curva da pressão em função do volume no cilindro, que também consiste em um conceito já consagrado e bem estabelecido pela termodinâmica clássica; 3) considerações de gases ideais do gás no cilindro e propriedades termodinâmicas calculadas através de ajustes polinomiais aos dados termodinâmicos de cada espécie que compõe o gás, métodos de baixo erro (HEYWOOD, 1988), conceitos também já consagrados pela termodinâmica clássica e por trabalhos de simulação em motores de combustão interna; 4) a troca de calor líquida no cilindro é modelada como a taxa de calor liberada pela combustão subtraída da taxa de troca de calor pelas paredes do cilindro. Esta etapa é o núcleo da simulação 0D em motores de combustão interna, pois é baseada em correlações empíricas que precisam ser bem calibradas para cada caso. Aqui, sim, o autor do modelo pode errar em caso de escolhas inadequadas de parâmetros para as correlações. Este pilar é basicamente o único que tem mudado ao longo do tempo, quando o tema é simulações 0D em motores de combustão interna.

Kumar, Chauhan e Varun (2013) apresentam uma revisão dos modelos numéricos para os motores de ignição por compressão e mostram que, extrapolando os pilares citados anteriormente, algumas simulações 0D ainda levam em conta a modelagem dos seguintes submodelos: coletores de admissão e exaustão, spray da injeção e emissões.

A combustão nos motores de ignição por compressão é um processo complexo, heterogêneo e tridimensional. Uma solução para a modelagem 0D deste problema foi proposta originalmente por Lyn (1969, *apud* Moroteaux e Saad, 2013), que consiste em modelar a combustão como um processo de liberação de calor. A partir de então, nos modelos 0D a combustão passou a ser modelada através de certas expressões que modelavam a fração mássica queimada e conseqüentemente a taxa de calor liberada pela combustão. Awad et al. (2013) citam como exemplos de leis que foram desenvolvidas para simular a fração mássica queimada: lei do cosseno, lei de Watson e lei de Wiebe, sendo esta última a que é mais utilizada até hoje, tanto nos motores de ignição por compressão quanto nos motores de ignição por centelha.

Para os motores de ignição por compressão, Watson et al. (1980, *apud* Mototeaux e Saad, 2013), propuseram a utilização da lei de Wiebe de duas zonas para representar a combustão, devido às duas fases com taxas de queima diferentes características da combustão neste tipo de motor. Estudos mostram que para motores de ignição por compressão, a lei de Wiebe de uma zona funciona bem somente em casos limitados, pois as fases de queima de pré-

mistura e de queima difusiva apresentam taxa de queima muito diferentes, sendo impossível prever o comportamento total da queima somente com a utilização da lei de Wiebe de uma zona (YASAR et al., 2008), (MAROTEAUX; SAAD; AUBERTIN, 2015). Hu et al. (2017) mostram que quanto mais se aproxima da condição de plena carga do motor, mais adequado se torna utilizar a lei de Wiebe de uma zona. Em cargas parciais é indispensável a utilização da lei de Wiebe de duas zonas.

Nos motores atuais, com o desenvolvimento da tecnologia de injeção múltipla de combustível, existem modelos para descrição de queima com o acoplamento de várias leis de Wiebe. Assim, como exemplo, se há 4 injeções no motor, o modelo apresentará na forma final o acoplamento de 4 leis de Wiebe. Os modelos apresentarão em sua equação, para contemplar as várias leis de Wiebe para cada injeção de combustível, um *split fator*, que representa o fator de divisão de injeção de combustível entre as etapas de injeção (GHOJEL, 2010), (BARROS, 2013).

Nos modelos OD, a transferência de calor para as paredes do cilindro é calculada em função de alguma correlação empírica para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor por convecção e por radiação. Kumar, Chauhan e Varun (2013) citam que os modelos de Annand, Hohenberg, Woschni, Nussle e Eichelberg tem sido os mais utilizados para cálculo dos coeficientes de transferência de calor instantâneos médios nas simulações dos motores de ignição por compressão. Annand (1963, *apud* Komnicos e Rakopoulos, 2016) foi um dos primeiros a desenvolver uma correlação para motores de ignição por compressão e por centelha. Após realizar uma análise dimensional e analisar as correlações de transferência de calor existentes, Annand propôs sua correlação para o fluxo de calor global instantâneo para as paredes da câmara de combustão, levando em conta a convecção e a radiação. Komnicos e Rakopoulos (2016) apresentam uma descrição detalhada dos modelos de Annand, Annand e Ma, Woschni e Hohenberg, dizendo que, independente do modelo, é preciso uma análise cuidadosa na aplicação, pois as constantes utilizadas nos modelos correspondem a processos de combustão muito diferentes.

Por exemplo, as constantes empíricas requeridas para a utilização da correlação de Woschni não se aplicam a todos os tipos de motores. A correlação de Annand tem a grande vantagem de ser ao mesmo tempo relativamente precisa e simples (HEYWOOD, 1988), (BORMAN; NISHIWAKI, 1987). Heywood (1988) somente alerta para o fato de que, dependendo do tipo de motor (por exemplo, para um motor de ignição por compressão de alto

swirl), a utilização da correlação de Annand com os parâmetros recomendados na literatura pode superestimar o pico de pressão no cilindro.

Komninos e Rakopoulos (2016) apresentam uma revisão sobre os modelos de transferência de calor no cilindro em simulações de motores de ignição por compressão. Os autores afirmam que apesar dos modelos de combustão, de certa maneira, terem progredido nos últimos anos, isto não aconteceu com os modelos de transferência de calor utilizados nos motores de ignição por compressão. Ressaltam ainda a importância do correto cálculo da transferência de calor nestes motores porque a combustão neste caso depende fortemente das características de auto-ignição do combustível, que é afetada pela temperatura dos gases na câmara de combustão. Além disso, a temperatura em certos pontos da câmara de combustão também vai influenciar fortemente as emissões dos motores de ignição por compressão. Também, como não há uma fonte externa de início de combustão (vela de ignição), existe uma forte relação entre a cinética química das reações de combustão e a transferência de calor no cilindro, o que não é observado em outros tipos de motor. Isto tudo evidencia a importância da modelagem adequada da transferência de calor no cilindro no caso dos motores de ignição por centelha.

Por fim, um outro cálculo muito importante no caso da simulação dos motores de ignição por compressão é a previsão do atraso de ignição. O atraso de ignição foi estudado experimentalmente e muitas correlações foram propostas para se prever o atraso de ignição em um motor real em função de parâmetros do motor e da mistura ar-combustível. Os estudos ao longo do tempo mostraram que, para um mesmo combustível, a pressão e a temperatura na câmara de combustão são os parâmetros que mais influenciam no atraso de ignição (HEYWOOD, 1988), (FINESSO; SPESSA, 2014). Moroteaux e Saad (2013) explicam que o atraso de ignição é geralmente correlacionado por uma equação de Arrhenius. Kumar, Chauhan e Varun (2013) citam que uma correlação muito utilizada e que apresenta bons resultados é a desenvolvida por Hardenberg e Hase (1979). A correlação de Hardenberg e Hase não leva em conta os efeitos da composição da mistura, mas é muito utilizada em vários trabalhos por oferecer bons resultados em relação aos dados experimentais. Finesso e Spessa (2014) citam outros trabalhos em que foram desenvolvidas equações mais completas e precisas para calcular o atraso de ignição, entre eles o trabalho de Assanis et al. (2003), que leva em conta a composição da mistura no modelo.

Os parágrafos a seguir apresentam as últimas pesquisas que têm sido realizadas e as principais publicações dentro do tema de simulações 0D em motores de ignição por

compressão, mostrando como estão sendo feitos os cálculos da fração mássica queimada e da taxa de troca de calor para as paredes do cilindro.

Yasar et al. (2008) estudaram os efeitos de se duplicar a lei de Wiebe para representar a combustão nos motores de ignição por compressão. A lei de Wiebe de duas zonas se mostrou mais adequada para a descrição da combustão. O modelo foi baseado no código *Shell SI engine code* chamado TRICE. Este código foi alterado para se adequar à simulação 0D de uma zona de um motor de ignição por compressão.

Payri et al. (2011) apresentaram um trabalho onde desenvolveram um modelo 0D de uma zona em que consideraram na simulação os parâmetros de injeção e perdas por *blow-by* no ciclo do motor. Eles usaram uma variação da correlação de Woschni para descrever a troca de calor para as paredes do cilindro e a lei de Wiebe utilizada continha quatro parcelas. O motor utilizado para validação foi um motor de 4 cilindros turboalimentado de alta rotação com injeção direta e 2L de volume. Os parâmetros da lei de Wiebe foram ajustados pela comparação da curva de liberação de calor experimental com a simulada através do programa de análise de combustão CALMEC. O modelo se mostrou eficiente em reproduzir a pressão no cilindro em diversas condições de testes.

Awad et al. (2013) desenvolveram um modelo 0D de uma zona com o objetivo de estudar o fenômeno que ocorre durante a combustão de um motor de ignição por compressão utilizando biodiesel. Neste trabalho, simularam os quatro tempos do motor (admissão, compressão, expansão e exaustão). Para validação, utilizaram um motor de ignição por compressão monocilindro, quatro tempos, refrigerado a ar e de injeção direta a 2500 rpm. Os autores julgaram necessária a utilização de uma lei de Wiebe de 3 zonas para representar as diferentes taxas de queima nas fases de combustão pré-misturada, combustão difusiva e do fim da combustão. Os coeficientes foram obtidos através do ajuste pela curva experimental da fração mássica queimada obtida. Foi verificado que a duração da queima de pré-mistura reduz com o aumento da carga no motor e aumenta com a rotação do motor. A transferência de calor para as paredes do cilindro foi modelada pela correlação de Woschni. O erro máximo obtido para a pressão no cilindro simulada em relação à experimental foi de 2,2%.

Moroteaux e Saad (2013) desenvolveram um modelo de combustão 0D de uma zona em MATLAB/Simulink para um motor de ignição por compressão de injeção direta apropriado para aplicações em tempo real. O modelo utiliza a lei de Wiebe de duas zonas para modelar a combustão e a correlação de Woschni para modelar a transferência de calor para as paredes do

cilindro. O atraso de ignição foi modelado por uma correlação de Arrhenius e por uma correlação algébrica simples. Os parâmetros das correlações foram calibrados através de correlações encontradas com parâmetros operacionais do motor, como pressão de injeção, pressão e temperatura do ar de admissão, rotação, etc. Também foram calibrados desta forma os parâmetros da lei de Wiebe de duas zonas utilizada.

Moroteaux e Saad (2015) continuaram o trabalho de 2013 para avaliar as propriedades no cilindro em função do ângulo do virabrequim e prever a pressão no cilindro e emissões de NO_x em várias condições de carga, rotação, etc. Neste trabalho, foi aplicado o modelo OD de uma zona durante a admissão, compressão e exaustão. Na combustão e expansão foi aplicado o modelo de duas zonas (zona queimada e zona não queimada). Esta combinação de modelos foi adotada para a redução da carga computacional.

Maroteaux, Saad e Aubertin (2015) continuaram o trabalho de construir um modelo capaz de prever a pressão no cilindro e as emissões de NO_x para várias condições de operação do motor em tempo real. Porém, nos trabalhos anteriores, a lei de Wiebe foi correlacionada a certos parâmetros de operação do motor para rotações acima de 4000 *rpm*, ao passo que no presente trabalho, os autores investigaram uma nova correlação para velocidades do motor menores que 3750 *rpm* e com multi-injeção.

Hu et al. (2017) analisaram a sensibilidade da fração queimada em função de cada parâmetro da lei de Wiebe, e propuseram novos métodos para determinar cada parâmetro da lei apropriadamente. Um modelo de combustão preciso foi encontrado para cada carga do motor.

Simulações OD também têm sido massivamente empregadas em simulações com motores e combustíveis não convencionais: Awad et al. (2013) utilizaram para validar o modelo um motor operando com diesel, biodiesel de resíduos de óleo de cozinha e biodiesel proveniente de gordura animal; Baldi, Theotokatos e Andersson (2015) utilizaram para a simulação um motor marítimo de ignição por compressão de 4 tempos; Hariram e Bharathwaaj (2016) desenvolveram um modelo para um motor de ignição por compressão com utilização de misturas de biodiesel-diesel; Maciej e Slawomir (2017) desenvolveram um modelo utilizando misturas gás-diesel. Com relação aos motores de ignição por centelha, vários trabalhos também têm sido desenvolvidos utilizando a simulação zerodimensional. Um trabalho de destaque é o trabalho de Cruz et al. (2016), que desenvolveu um modelo zerodimensional para o ciclo fechado de um motor de ignição por centelha operando com pré-câmara.

2.2 Breve Perspectiva Histórica e Classificações dos Motores de Combustão Interna

Os motores térmicos são máquinas que têm o objetivo de transformar a energia térmica em energia mecânica (potência mecânica) útil. No caso dos motores de combustão interna, que são motores térmicos, a energia térmica é obtida a partir da energia química contida no combustível (GIACOSA, 1964), (HEYWOOD, 1988).

Os motores térmicos podem ainda ser classificados em motores de combustão interna e motores de combustão externa. Motores de combustão externa são aqueles em que os produtos da combustão da mistura ar-combustível transmitem calor a um outro fluido que será o fluido que produzirá o trabalho. No motor de combustão interna, os produtos da combustão serão os responsáveis pela produção do trabalho. Isso possibilita simplificações físicas na máquina, como a ausência de trocadores de calor no sistema para trocar calor com o fluido de trabalho (caldeira em uma instalação a vapor, por exemplo). Esta e outras simplificações possibilitaram aos motores de combustão interna maior rendimento, simplicidade mecânica e grande redução de peso e tamanho, o que possibilitou o uso em massa destes e uma grande substituição dos motores à vapor. Os motores de combustão interna obtiveram grande sucesso principalmente nas aplicações nos meios de transporte (OBERT, 1971), (TAYLOR, 1988).

Outra classificação consiste em separar os motores em rotativos ou alternativos. Os motores alternativos de combustão interna convertem o movimento de translação (movimento linear) dos pistões em movimento rotativo da árvore de manivelas. O principal problema deste é a vibração. Um motor rotativo de combustão interna não possui peças que realizam movimentos lineares, como os pistões e bielas do motor alternativo de combustão interna, e por isso não apresenta grandes níveis de vibrações (HEYWOOD, 1988).

Por fim, falando-se exclusivamente dos motores alternativos de combustão interna, estes são classificados como motores de ignição por compressão ou motores de ignição por centelha. São chamados, ainda, de motores Diesel ou motores à gasolina, respectivamente. Estes nomes são usados até hoje não porque os motores só funcionam com os respectivos combustíveis, mas por motivos históricos.

Até a década de 1860 os motores de combustão interna não tinham sido desenvolvidos de forma satisfatória. O primeiro a realizar tal fato foi J. J. E. Lenoir (1822 – 1900), que produziu um motor de 2 tempos que gerava algo em torno de 6 *hp* de potência, com uma

eficiência de cerca de 5%. Um modelo de maior sucesso foi desenvolvido então em 1867 por Nicolaus A. Otto (1832 – 1891) e Eugen Langen (1833 – 1895), com eficiência de cerca de 11 %. Para resolver o problema das baixas eficiências e peso excessivo dos motores, Otto propôs a construção de um motor de 4 tempos, que funcionou pela primeira vez em 1876. Otto chegou a patentear a “invenção”, mas depois da descoberta em 1884 de uma patente francesa não publicada creditada a Alphonse Beau de Rochas (1815 – 1893) em 1862, a patente de Otto foi declarada inválida na Alemanha, sendo creditado a ele apenas a efetiva construção do motor. No trabalho de Alphonse Beau de Rochas estavam descritos certos princípios que são, até hoje, típicos para a maioria dos motores de 4 tempos e de ignição por centelha. O motor passou a ser conhecido, após a implementação prática por Otto, como “motor do ciclo Otto” (OBERT, 1971), (HEYWOOD, 1988), (STONE, 1995).

Enquanto o motor de Otto e Langen (2 tempos) pesava aproximadamente 4000 *lb*, o motor de Otto (4 tempos) pesava cerca de 2000 *lb*. Além disso, a eficiência subiu de 11% para 14%. Este foi o ponto que marcou efetivamente o início da indústria dos motores de combustão interna (principalmente devido à grande redução de volume e de peso dos motores de combustão interna, que possibilitaram maiores eficiências, rotações, etc.). Vários motores foram então desenvolvidos e construídos após o motor de Otto, inclusive novas pesquisas em motores de 2 tempos foram feitas, como mostram as patentes de James Robson (1877 e 1879) e Dugald Clerk (1878 e 1881). Outros motores e patentes: motor com cilindros em “V” de Daimler (1884) e motor com tempo de expansão maior que o de compressão, de James Atkinson (HEYWOOD, 1988), (STONE, 1995).

O desenvolvimento do motor de combustão interna de ignição por compressão é creditado a Akroyd Stuart (1864 – 1927) e a Rudolf Diesel (1858 -1913), sendo que Diesel obteve mais sucesso em seus trabalhos. O trabalho sobre o motor de Diesel foi publicado em 1880 e patentado e construído em 1892. Apesar de não conseguir realizar todos os seus objetivos com seu motor, Diesel conseguiu uma eficiência de 26%, com taxas de compressão bem maiores que as usuais para a época. O motor de Diesel funcionou inicialmente com carvão finamente pulverizado, mas Diesel chegou a concluir mais tarde que seria mais vantajoso a injeção de combustíveis líquidos no motor de ignição por compressão (OBERT, 1971), (HEYWOOD, 1988), (STONE, 1995).

Por fim, com relação aos motores rotativos de combustão interna, uma vasta variedade desses motores foi proposta ao longo do tempo, mas o primeiro a ser testado de forma efetiva

foi o motor de Felix Wankel (conhecido como “motor Wankel”), em 1957. Os motores rotativos não tiveram grande aceitação no mercado desde sua concepção. Somente alguns pouquíssimos fabricantes de carros e de motocicletas equiparam seus produtos com motores Wankel (HEYWOOD, 1988).

2.3 Os Motores de Ignição por Compressão

2.3.1 Funcionamento básico e características gerais

Um motor de combustão interna alternativo é mostrado na Figura 1.

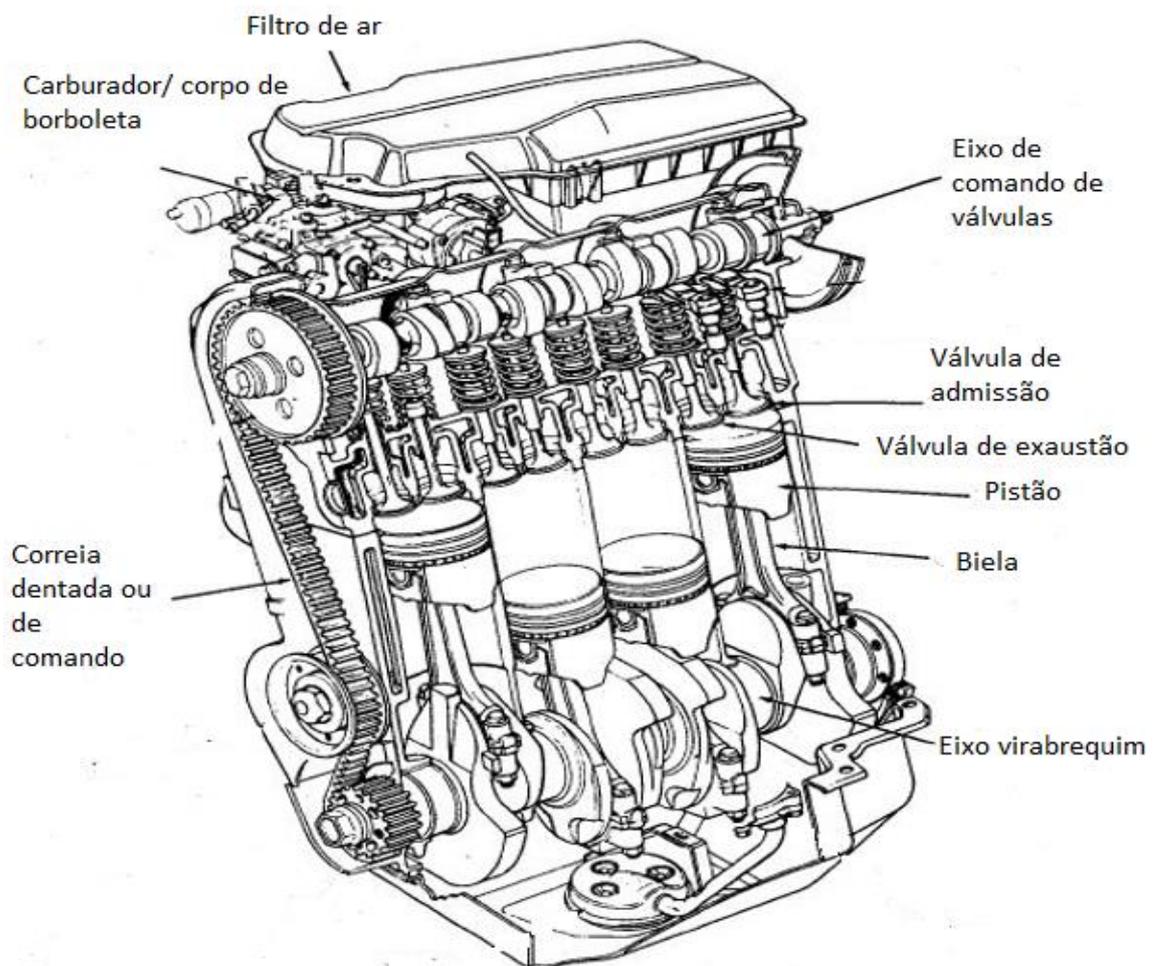


Figura 1 - Motor de combustão interna alternativo e seus componentes principais. Adaptado de Heywood (1988)

O funcionamento básico e simplificado é o seguinte (referência à Figura 1):

- Os gases de exaustão e de admissão saem e entram nos cilindros, respectivamente, através das válvulas de exaustão e de admissão, que têm abertura e fechamento comandados pelo eixo de comando de válvulas. O eixo de comando de válvulas gira de forma sincronizada com o eixo virabrequim (ou árvore de manivelas) através da correia dentada.
- O ar da admissão, antes de chegar à entrada da válvula de admissão, passa por um sistema composto basicamente por condutos, filtro de ar e coletor de admissão.
- Os pistões estão dentro dos cilindros, que por sua vez ficam alojados no bloco do motor. No bloco também estão distribuídas as galerias de óleo e de água, para lubrificação e refrigeração do motor. Acima do bloco, está o cabeçote do motor, que abriga as válvulas de exaustão e admissão, e os injetores de combustível.
- A combustão acontece no espaço entre o cabeçote do motor e a cabeça do pistão. A expansão dos gases provocada pela combustão exerce uma força nos pistões, que provoca o movimento (linear) de descida destes dentro do cilindro.
- Os pistões são ligados ao eixo virabrequim através das bielas, que transformam o movimento linear em movimento rotativo do eixo virabrequim. O eixo virabrequim é conectado ao volante do motor, de onde é retirado o trabalho útil, que é transmitido à árvore de transmissão do veículo e finalmente às rodas.

As características descritas acima se aplicam à grande maioria dos motores de combustão interna alternativos. Com relação ao motor de ignição por compressão, foco deste trabalho, serão descritas as principais diferenças e características a seguir.

No motor de ignição por compressão, somente ar é admitido, e não a mistura ar-combustível, como acontece nos motores de ignição por centelha (não há carburadores, como na Figura 1). Assim, a vazão mássica de ar, numa dada rotação do motor, é dita constante, e o controle da carga é feito variando a quantidade (volumétrica) de combustível injetada. O ar admitido é comprimido a altas pressões e temperaturas e o combustível é injetado finamente atomizado em alta pressão e velocidade (OBERT, 1971), (HEYWOOD, 1988), (STONE, 1995).

Existem vários tipos e estratégias de injeção de combustível nos motores de ignição por compressão, o que foi possível graças à incorporação da eletrônica no controle dos motores modernos. Khandal et al. (2017) citam que os sistemas de injeção eletrônicos permitem a injeção do combustível no motor a qualquer tempo, por quanto tempo o calibrador do motor desejar e com maiores pressões em relação aos sistemas de injeção mecânicos. Isto é muito interessante, pois as características da injeção do combustível influenciam sobremaneira o comportamento do motor. Os mesmos autores estudam ainda os parâmetros de injeção para combustíveis alternativos, mostrando que variando o tempo de injeção, número e diâmetro de orifícios do injetor, pressão de injeção etc., obtém-se grandes variações de performance e níveis de emissões do motor.

Quando a injeção é feita cada vez mais cedo no ciclo (avanço de injeção), geralmente é reduzida a emissão de particulados e aumentada a emissão de NO_x pelo motor de ignição por compressão. Outra forma de se controlar a emissão de particulados é através do controle da pressão de injeção utilizada. A emissão de particulados reduz muito quando a pressão de injeção é aumentada. Outra boa estratégia é aumentar o número e diminuir o diâmetro de orifícios dos injetores. Uma última estratégia é talvez a mais interessante por reduzir tanto a emissão de particulados quanto a emissão de NO_x simultaneamente: a injeção múltipla. Outra vantagem desta estratégia de injeção é o aumento da temperatura dos gases de exaustão, ajudando na regeneração do filtro de particulados (KHANDAL et al., 2017), (MOHANKUMAR; SENTHILKUMAR, 2017).

O combustível injetado entra em contato com o ar em alta temperatura e pressão, vaporiza rapidamente e passa por reações químicas espontâneas que resultam na auto-ignição da mistura. Heywood (1988) cita que o ar no cilindro antes da combustão chega a superar os 4 MPa de pressão e os 1000 °C de temperatura. Nenhum sistema que produza uma centelha para provocar a ignição é requerido, como nos motores de ignição por centelha. Apesar disso, em alguns motores existem as chamadas velas de aquecimento, que são utilizadas para auxiliar a partida do motor em condições de temperaturas muito baixas (GIACOSA, 1964), (OBERT, 1971), (HEYWOOD, 1988), (STONE, 1995).

Com relação às emissões dos motores de ignição por compressão, um problema conhecido principalmente de quando esses motores utilizavam sistema de injeção mecânico são as emissões de particulados e dos óxidos de nitrogênio (NO_x). Os óxidos de nitrogênio estão associados com as altas temperaturas dos gases e condições de mistura pobre em combustível

em certas regiões na câmara de combustão. Emissões de NO_x são difíceis de serem controladas e reduções das emissões destes compostos geralmente são acompanhadas de aumento em emissões de particulados (ou fuligem: carbono com baixas quantidades de hidrogênio e compostos inorgânicos). Com as novas tecnologias incorporadas aos motores, estes problemas estão cada vez menores, principalmente as emissões de particulados. Algumas estratégias utilizadas para redução das emissões de NO_x e particulados são em relação à injeção do combustível, como citado anteriormente, outras são sistemas de pós tratamento dos gases, utilização de combustíveis alternativos e sistema de recirculação de gases (EGR – *Exhaust Gas Recirculation*) (HEYWOOD, 1988), (ZHENG; READER; HAWLEY, 2004), (THANGARAJA; KANNAN, 2016), (KHANDAL et al., 2017), (MOHANKUMAR; SENTHILKUMAR, 2017).

Os motores de ignição por compressão funcionam com “mistura pobre” (excesso de ar em relação à quantidade estequiométrica necessária para queimar todo o combustível injetado) principalmente para redução de emissão de poluentes. Como na iminência da injeção de combustível a temperatura no interior do cilindro está em torno de 1000 °C, com a combustão a temperatura poderá se elevar a até cerca de 3000 °C em certas regiões da câmara de combustão, causando grande aumento na emissão de NO_x . Além disso, utilizando-se mistura pobre e alterando-se a mistura gradativamente em direção à mistura estequiométrica (quantidade de combustível exata para reagir com toda a massa de ar), é gerada uma situação onde a quantidade total de combustível injetada se mistura de forma cada vez menos eficiente e rápida ao ar no interior do cilindro, causando a formação excessiva de particulados que não conseguem ser queimados totalmente durante o processo de combustão e são emitidos pelo motor para a atmosfera (HEYWOOD, 1988), (TAYLOR, 1988), (BENAJES et al., 2010), (HO; YUSOFF; PALANISAMY, 2013).

É comum nos motores de ignição por compressão o uso de turbocompressores para aumento da potência específica (potência/peso), pois estes motores possuem maior massa em função da robustez necessária para suportar as altas tensões provocadas pelas altas pressões geradas na combustão do ciclo diesel. O sistema de turbocompressores aproveita os gases quentes da exaustão para acionar a turbina, ligada mecanicamente ao compressor, que comprimirá o ar admitido de forma a entrar maior massa de ar (pois o ar apresentará maior massa específica após ser comprimido) no cilindro. Isto permitirá também a entrada de maior quantidade de combustível e a obtenção de maior potência no motor, sem atingir a região de emissão de particulados (GIACOSA, 1964), (HEYWOOD, 1988), (STONE, 1995).

O motor de ignição por compressão apresenta vantagens em relação ao motor de ignição por centelha, como maior rendimento térmico, menor consumo de combustível e maior durabilidade. Como desvantagens o motor de ignição por compressão possui maior massa, custo mais elevado e maior nível de ruídos e vibrações em seu funcionamento. Este motor tem sido utilizado massivamente, desde sua concepção, no emprego em máquinas pesadas como as agrícolas, os motores de caminhões, em algumas máquinas industriais, etc. Sua popularidade é atribuída principalmente à durabilidade do motor, à alta capacidade de produzir torque em baixas rotações e ao baixo consumo específico de combustível (OBERT, 1971), (HEYWOOD, 1988), (TAYLOR, 1988), (STONE, 1995).

2.3.2 O ciclo de quatro tempos

Num motor a combustão interna alternativo de 4 tempos, a cada duas voltas do eixo virabrequim, é completado um ciclo mecânico de trabalho, sendo que este ciclo pode ser dividido em 4 etapas (chamadas de tempos).

Os 4 tempos são descritos a seguir para um motor de ignição por compressão, com auxílio da Figura 2:

- 1) Admissão: O pistão desce do PMS (Ponto Morto Superior – ponto mais alto da trajetória de um pistão) no cilindro até chegar ao PMI (Ponto Morto Inferior – ponto mais baixo da trajetória de um pistão), admitindo somente ar. Como a válvula de admissão está aberta e há diferença de pressão, o ar é forçado a entrar no cilindro. Para permitir uma entrada de ar otimizada no cilindro por causa do *efeito venturi*, principalmente se o motor estiver em altas rotações, a válvula de admissão abre pouco antes do início deste tempo, ou seja, ainda no tempo de exaustão, enquanto a válvula de exaustão também está aberta. A válvula de exaustão fecha pouco depois do tempo de exaustão terminar, ou seja, no tempo de admissão. Esta técnica para aumentar o “enchimento” do cilindro é chamada de cruzamento de válvulas. Heywood (1988) cita como valores típicos de motores de ignição por compressão: a abertura da válvula de admissão é feita $4,5^\circ$ de ângulo do virabrequim antes do PMS e o fechamento da válvula de exaustão é feito também cerca de $4,5^\circ$ de ângulo

do virabrequim após o PMS. Como esperado, por causa das novas tecnologias incorporadas, esses valores podem se alterar nos motores modernos.

- 2) Compressão: O pistão sobe comprimindo o ar até uma pequena fração do volume inicial, fazendo com que o ar atinja uma temperatura acima da temperatura de ignição do combustível. Heywood (1988) cita que cerca de 23° antes do pistão atingir o PMS, o jato de combustível é injetado, finamente atomizado, a alta pressão e velocidade. Mais uma vez, este é um valor médio para os motores de ignição por compressão, pois os motores atuais podem apresentar valores diferentes para o ângulo de injeção.
- 3) Expansão: É o ciclo da produção do trabalho. O combustível é injetado a alta pressão no fim do tempo de compressão e logo após a mistura ar-combustível entra em combustão (sem a necessidade de auxílio de uma centelha, como nos motores de ignição por centelha), gerando um rápido aumento de temperatura e pressão no interior do cilindro, ocorrendo a expansão dos gases, que forçarão o pistão a descer até o PMI novamente. Antes de chegar ao PMI, a válvula de exaustão é aberta, para que se inicie o processo de exaustão dos gases que estão a pressão e temperatura mais altas que o ar atmosférico. Assim, diminui-se o trabalho chamado trabalho de bombeamento do motor, otimizando seu funcionamento. Há um ponto ótimo de abertura da válvula de exaustão para cada tipo de motor, pois, se for aberta muito cedo, será perdida energia dos gases em expansão que poderia se transformar em trabalho útil; se for aberta muito tarde, o pistão terá que gastar energia desnecessária para expulsar os gases da exaustão (trabalho de bombeamento). Heywood (1988) cita como valor típico para os motores de ignição por compressão o valor de $35,5^\circ$ de abertura da válvula de exaustão antes do PMI.
- 4) Exaustão: O pistão sobe novamente ao PMS, expulsando os gases resultantes da combustão e terminando o ciclo. Após o término deste tempo e conseqüentemente do ciclo mecânico de trabalho, o ciclo se reinicia com o início do próximo tempo (admissão).

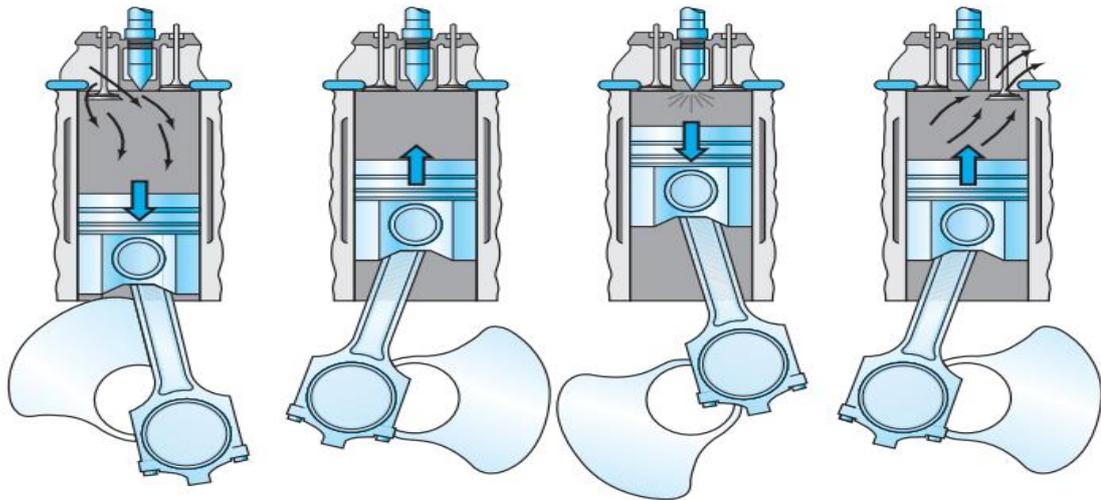


Figura 2 - Os 4 tempos de um motor de ignição por compressão. Da esquerda para a direita: Admissão, compressão, expansão e exaustão (BENNETT, 2010).

O ciclo descrito anteriormente corresponde ao ciclo mecânico (real) do motor, e a análise termodinâmica dos processos pelos quais os gases passam num ciclo completo não é simples. Assim, apesar dos motores de combustão interna operarem em um ciclo mecânico, e não termodinâmico, para o estudo termodinâmico destes processos, é conveniente utilizar os ciclos padrão de ar desenvolvidos para cada máquina térmica. Para um motor de ignição por compressão de 4 tempos, o ciclo padrão de ar consiste em 4 processos termodinâmicos internamente reversíveis, mostrados na Figura 3. Além disso, se assume que o fluido de trabalho é somente o ar comportando-se como gás ideal e percorrendo um circuito fechado (HEYWOOD, 1988), (ÇENGEL; BOLES, 2011).

Os 4 processos do ciclo ideal são:

- 1) Compressão isentrópica e adiabática (1-2).
- 2) Fornecimento de calor à pressão constante (2-3), que corresponde ao processo de combustão no motor real.
- 3) Expansão isentrópica e adiabática (3-4).
- 4) Rejeição de calor a volume constante (4-1). Este processo corresponde à exaustão no motor real e restaura o fluido ao ponto 1 do processo, fechando o ciclo.

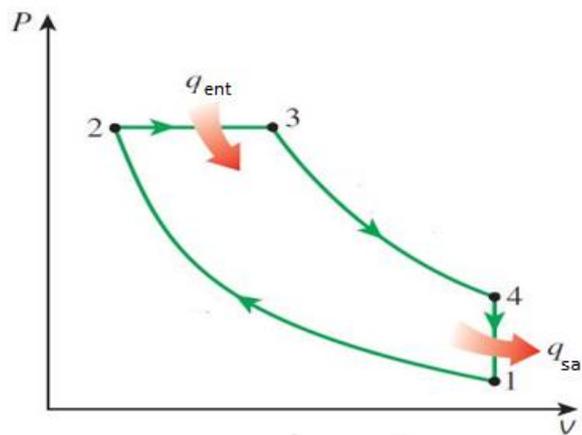


Figura 3 - Ciclo padrão de ar para motor Diesel. Adaptado de Çengel e Boles (2011)

As principais diferenças do ciclo real em relação ao ciclo ideal são devidas aos seguintes aspectos: a compressão e a expansão não são adiabáticas nem isentrópicas; a combustão não ocorre exatamente à pressão constante e de forma instantânea; o ciclo não é fechado (no cilindro entra ar, entra combustível, ocorre a combustão, a mistura é descartada e o processo recomeça com nova entrada e saída de fluidos); o fluido não é somente o ar e possui composição química variável, etc. (GIACOSA, 1964), (HEYWOOD, 1988), (STONE, 1995), (ÇENGEL; BOLES, 2011).

Mais detalhadamente, os processos mecânicos e térmicos que exercerão grande influência nas perdas são: (GIACOSA, 1964), (HEYWOOD, 1988), (STONE, 1995), (ÇENGEL; BOLES, 2011)

- Transferência de calor: A troca de calor entre dois corpos em um tempo finito por si só já é definida pela termodinâmica como um processo irreversível, que reduz a eficiência do processo. No motor isto acontece a todo momento. Por exemplo, durante a expansão, transferência de calor fará com que a curva de expansão no gráfico P-V seja abaixo da curva correspondente à expansão isentrópica. Isto resultará em uma perda de eficiência.
- Exaustão dos gases: O motor precisará gastar parte da energia para bombear os gases de exaustão para fora do cilindro. Além disso, tem-se as perdas pelos gases de exaustão, que levarão parte da energia na forma de calor.
- Perdas mecânicas: O motor apresenta atrito em seus componentes internos que produz calor, torna o processo irreversível, etc. Além disso, os gases passam pelas folgas entre

os componentes, como as existentes entre o pistão, os anéis do pistão e a parede do cilindro. Estes gases reduzem a pressão e a massa dentro do cilindro e são resfriados pelo sistema de refrigeração, o que também reduz a eficiência do processo.

2.3.3 Parâmetros geométricos e de desempenho do motor de combustão interna

2.3.3.1 Parâmetros relacionados ao conjunto pistão-biela-virabrequim

A Figura 4 mostra a geometria do sistema pistão-biela-virabrequim. Nesta figura, V_c representa o volume da câmara de combustão; B representa o diâmetro do cilindro; V_d representa o volume deslocado pelo pistão; L é o comprimento máximo percorrido pelo pistão (curso do pistão); l é o comprimento da biela; a é o comprimento da manivela; s é a distância entre o eixo do virabrequim e o eixo do pino do pistão; θ é o ângulo de rotação do virabrequim.

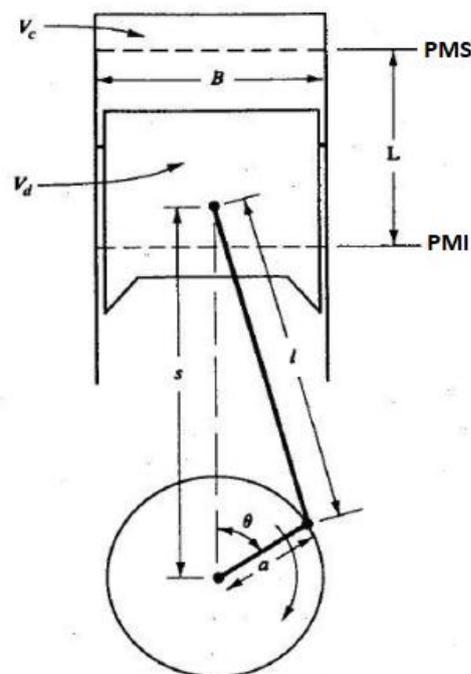


Figura 4 - Parâmetros geométricos do sistema pistão-biela-virabrequim. Adaptado de Heywood (1988)

Para motores de ignição por compressão, a razão B/L apresenta valores em torno de 0,5 (HEYWOOD, 1988). Isso faz com que estes motores apresentem uma faixa de rotações menor

que os motores de ignição por centelha, pois a maior inércia do conjunto pistão-biela-manivela limita sua velocidade. Este fator também é responsável pelo fato dos motores de ignição por compressão apresentarem torques maiores em relação aos motores de ignição por centelha, pois esta pequena relação de B/L leva a maiores valores de comprimento de manivela, o que representa um braço maior por onde é aplicada a força de expansão dos gases no cilindro, o que vai gerar maior torque no centro do eixo virabrequim.

Heywood (1988) mostra que s é dado por:

$$s = a \cos \theta + (l^2 - a^2 \sin^2 \theta)^{1/2} \quad (2.1)$$

l e a devem possuir as mesmas unidades (m, mm, dm , etc.) e fornecem o valor de s também nesta mesma unidade.

Assim, é possível relacionar a distância entre o eixo do virabrequim e o eixo do pino do pistão com o ângulo do virabrequim. O mesmo autor mostra que o volume instantâneo no interior do cilindro (volume entre o cabeçote do motor, as paredes do cilindro e o topo do pistão) é dado por:

$$V = V_c + \frac{\pi B^2}{4} (l + a - s) \quad (2.2)$$

Novamente as unidades dos parâmetros geométricos (B, l, a, s) devem ser as mesmas, fornecendo a unidade de volume correspondente para V (por exemplo, m fornecerá m^3 como unidade de volume). Substituindo a Equação (2.1) na variável s da Equação (2.2), obtém-se a seguinte relação, que relaciona o volume instantâneo no interior do cilindro com o ângulo de rotação do virabrequim:

$$V = V_c + \frac{\pi B^2}{4} \left[l + a - \left(a \cos \theta + (l^2 - a^2 \sin^2 \theta)^{1/2} \right) \right] \quad (2.3)$$

A área instantânea da superfície no interior do cilindro é dada por (HEYWOOD, 1988):

$$A = A_{ch} + A_p + \pi B(l + a - s) \quad (2.4)$$

Em que:

A_{ch} : área da superfície do cabeçote limitada pela circunferência do cilindro.

A_p : área da superfície do topo do pistão.

Substituindo a Equação (2.1) em (2.4):

$$A = A_{ch} + A_p + \pi B[l + a - (a \cos \theta + (l^2 - a^2 \sin^2 \theta)^{1/2})] \quad (2.5)$$

Para cálculos de motores, geralmente é assumido que:

$$A_{ch} = A_p = \pi \frac{B^2}{4} \quad (2.6)$$

Logo:

$$A = \pi \frac{B^2}{2} + \pi B[l + a - (a \cos \theta + (l^2 - a^2 \sin^2 \theta)^{1/2})] \quad (2.7)$$

A unidade de área será a unidade correspondente à unidade utilizada para os parâmetros geométricos.

Heywood (1988) ainda mostra outros dois parâmetros importantes: velocidade instantânea do pistão e velocidade média do pistão. A primeira é dada por:

$$S_p = \frac{ds}{dt} \quad (2.8)$$

A expressão para a velocidade média do pistão é:

$$\bar{S}_p = 2LN \quad (2.9)$$

Na qual:

N : Velocidade angular do eixo virabrequim. [rad/s]

A unidade de \bar{S}_p será dependente da unidade adotada para L . L em metros fornecerá \bar{S}_p em m/s , L em milímetros fornecerá \bar{S}_p em mm/s .

O autor cita que a velocidade média do pistão é muitas vezes mais apropriada que a velocidade angular do virabrequim para representar o comportamento do motor.

2.3.3.2 Razão volumétrica de compressão

A razão volumétrica de compressão é a razão entre o máximo volume no interior do cilindro (ocorre quando o pistão está no PMI), $V_d + V_c$, e o mínimo volume no interior do

cilindro (ocorre quando o pistão está no PMS), V_c . Ainda de acordo com a Figura 4, Heywood (1988) mostra que a razão volumétrica de compressão é dada por:

$$r_c = \frac{V_d + V_c}{V_c} \quad (2.10)$$

As unidades dos volumes devem ser as mesmas. Como esperado, a razão volumétrica de compressão é um número adimensional.

O volume deslocado pelo pistão é dado por:

$$V_d = L \frac{\pi B^2}{4} \quad (2.11)$$

A unidade do volume deslocado será correspondente à unidade adotada para L e B .

2.3.3.3 Torque e potência

O torque produzido por um motor é medido em testes padronizados nos quais o eixo virabrequim do motor é conectado, com o auxílio de um eixo cardan, ao eixo de um dinamômetro. A interface do dinamômetro indicará o torque medido, $Torq$.

A partir do valor de $Torq$, obtém-se a potência que é gerada no motor, através da expressão (HEYWOOD, 1988):

$$P_b = 2\pi N Torq \quad (2.12)$$

Transformando-se a expressão para:

$$P_b = \frac{2\pi N Torq}{1000} \quad (2.13)$$

e utilizando as unidades [rev/s] para N e [$N.m$] para $Torq$, obtém-se P_b em [kW].

A potência descrita acima é chamada de “*brake power*” (P_b) pelo fato de que, neste caso, a carga para a qual o motor está entregando sua potência é o “freio” do dinamômetro. Ou seja, esta é a potência “final entregue” pelo motor, que representa a potência gerada diretamente nos cilindros pela combustão deduzida a potência perdida com as chamadas perdas passivas do motor (Seção 2.3.3.4). No Português, é chamada de “potência de eixo”.

Utiliza-se o índice “*i*” (que significa “indicado” ou, do inglês, *indicated*) para se referir à potência gerada diretamente no interior dos cilindros pela combustão, sem levar em conta as perdas mecânicas citadas acima. Por fim, são também utilizados os índices “*n*” e “*g*”, que significam respectivamente líquido (*net*) e bruto (*gross*). O termo “líquido” representa que a grandeza está sendo medida ou calculada levando-se em conta o ciclo completo do motor (admissão, compressão, expansão, exaustão). O termo “bruto” representa que a grandeza está sendo medida ou calculada levando-se em conta somente os tempos de compressão e expansão do motor.

A partir de agora, neste trabalho, todos os parâmetros serão analisados sem os índices. Do capítulo referente à metodologia em diante, ficará claro qual tipo de grandeza estará sendo representada. Definições alternativas são IMEP (*indicated mean effective pressure*) e BMEP (*brake mean effective pressure*).

2.3.3.4 Rendimento mecânico

A eficiência mecânica ou rendimento mecânico de um motor de combustão interna é dada por (HEYWOOD, 1988):

$$\eta_m = \frac{P_b}{P_{ig}} \quad (2.14)$$

Trata-se da razão entre a potência extraída no eixo do motor e a potência gerada no cilindro nos processos de compressão e expansão. Em outras palavras, o rendimento mecânico mostra o quanto da energia gerada na combustão no cilindro é perdida pelos trabalhos de bombeamento dos gases queimados, pelo trabalho realizado para se vencer o atrito dos anéis, pistões e outros componentes mecânicos do motor e pelo trabalho gasto para mover os acessórios do motor, como correias, bombas de óleo e de água, etc. (HEYWOOD, 1988).

Como é esperado, a eficiência mecânica é um número adimensional, e as duas potências da equação devem possuir as mesmas unidades.

2.3.3.5 Pressão média efetiva

Da termodinâmica, sabe-se que o trabalho realizado por um gás dentro de um cilindro no pistão deste cilindro é dado por (ÇENGEL; BOLES, 2011):

$$W = \oint p dV \quad (2.15)$$

Sabe-se que a pressão no cilindro não é constante, pois ela se assemelha à pressão mostrada no gráfico da Figura 3. Porém, considerando-se uma pressão constante ao longo de todo o ciclo, que produziria o mesmo trabalho para o volume deslocado em questão, chega-se na definição da Pressão Média Efetiva (PME, do inglês, *MEP: mean effective pressure*). Da Equação (2.15), tem-se:

$$\text{pressão constante que fornece o mesmo trabalho} = MEP = \frac{W}{dV} = \frac{W_{ciclo}}{V_d} \quad (2.16)$$

O trabalho por ciclo é dado por (HEYWOOD, 1988):

$$W_{ciclo} = \frac{P n_R}{N} \quad (2.17)$$

Em que n_R é o número de revoluções do virabrequim para cada ciclo de potência do motor. No caso de motor de quatro tempos, $n_R = 2$. Se P estiver em kW e N em rad/s , o trabalho será dado em kJ .

Substituindo a Equação (2.17) na Equação (2.16):

$$MEP = \frac{P n_R 1000}{N V_d} \quad (2.18)$$

As unidades apresentadas por Heywood (1988) são $MEP = [kPa]$, $P = [kW]$, $n_R = []$, $V_d = [dm^3]$, $N = [rev/s]$; porém, é muito comum expressar a pressão média efetiva em *bar*. Para realizar esta conversão basta dividir o valor por 100.

2.3.3.6 Consumo específico, eficiência de conversão de combustível e eficiência térmica

Em um teste de motor, o consumo de combustível é medido como uma vazão mássica (massa por unidade de tempo), \dot{m}_f . O consumo específico do motor (do inglês, *sfc – specific*

fuel consumption) é definido como a vazão mássica de combustível por unidade de potência útil produzida pelo motor (HEYWOOD, 1988):

$$sfc = \frac{\dot{m}_f}{P} \quad (2.19)$$

As unidades são $sfc = [g/kW \cdot h]$, $\dot{m}_f = [g/h]$, $P = [kW]$

A eficiência de conversão de combustível, η_f , mostra a razão entre o trabalho útil produzido pelo motor por ciclo e a quantidade de energia do combustível que pode ser fornecida pelo processo de combustão (Poder Calorífico Inferior do combustível (Q_{LHV}) multiplicado pela massa de combustível (m_f)) (HEYWOOD, 1988):

$$\eta_f = \frac{W_{ciclo}}{m_f Q_{LHV}} = \frac{P}{\dot{m}_f Q_{LHV}} = \frac{1}{sfc \times Q_{LHV}} \quad (2.20)$$

Heywood (1988) explica que para se utilizar sfc em $g/kW \cdot h$ e Q_{LHV} em MJ/kg a expressão à direita da igualdade na Equação (2.20) deve ser multiplicada por 3600.

Importante notar que a energia do combustível da Equação (2.20), $m_f Q_{LHV}$, não é completamente transformada em energia térmica no processo de combustão, pois este é incompleto. Por isto, existe outra eficiência definida como eficiência de combustão (η_c), que define o quão completo é o processo de transformar toda a energia da massa de combustível em energia térmica (é a razão entre a energia real disponível pela combustão e $\dot{m}_f Q_{LHV}$). Ainda, é definida a eficiência térmica (η_t), que é dada pela razão entre o trabalho útil por ciclo e a energia real disponível pela combustão. Logo, conclui-se que $\eta_f = \eta_c \times \eta_t$.

2.3.3.7 Eficiência volumétrica

O sistema de admissão do motor, com todos os seus elementos, restringe naturalmente a quantidade de ar que ele pode admitir. O parâmetro que mede a eficiência na qual um motor admite ar é a eficiência volumétrica, η_v . Este parâmetro é definido como a razão entre a vazão mássica de ar para o sistema de admissão e a taxa na qual os pistões percorrem todo seu curso, disponibilizando o volume deslocado (HEYWOOD, 1988):

$$\eta_v = \frac{n_R \dot{m}_a}{\rho_{a,i} V_d N} \quad (2.21)$$

Em que:

$\rho_{a,i}$: Massa específica do ar admitido. [kg/m^3]

\dot{m}_a : Vazão mássica de ar. [kg/s]

As outras unidades devem ser $V_d = m^3$ e $N = rad/s$

2.3.4 A combustão nos motores de ignição por compressão

2.3.4.1 Estequiometria da combustão

A equação de combustão estequiométrica em um motor de combustão interna pode ser representada por (HEYWOOD, 1988):



A reação estequiométrica é a reação onde tem-se a exata quantidade de ar para se transformar todo o combustível em produtos completamente oxidados. A reação estequiométrica representa uma situação ideal, pois no motor real ocorrem certos fenômenos químicos, como ineficiência de combustão e dissociação, que acabam por provocar o aparecimento de moléculas como HC , CO , O_2 , H_2 nos produtos da reação. Porém, para simulações zerodimensionais com o intuito de se obter parâmetros gerais de desempenho do motor, é irrelevante a consideração destes produtos adicionais, pois, no cálculo das propriedades dos gases de combustão, a influência destas moléculas será muito baixa devido à ínfima parcela da massa total dos gases que elas representam (HEYWOOD, 1988), (STONE, 1995).

Na Equação (2.22), o combustível é representado pela expressão $C_F H_G O_H$, onde F , G e H são as quantidades de átomos de carbono, hidrogênio e oxigênio, respectivamente, na molécula de combustível. A parte entre parênteses representa a quantidade de ar que entrou no motor para reagir com o combustível. Como se pode ver, no caso do cálculo de estequiometria em motores o ar é geralmente adotado como sendo composto somente de oxigênio e nitrogênio. O valor de 3,773 multiplicando o nitrogênio mostra que o ar neste caso possui uma razão molar de 3,773 N_2 para 1 O_2 . Através de balanço da Equação (2.22), chega-se a:

$$w = F + G/4 - H/2 \quad (2.23)$$

$$x = F \quad (2.24)$$

$$y = G/2 \quad (2.25)$$

$$z = 3,773w \quad (2.26)$$

Nos testes de motores, assim como é medida a vazão mássica de combustível (\dot{m}_f) que é consumida pelo motor, também é medida a vazão mássica de ar (\dot{m}_a). A razão entre estas duas quantidades é a chamada razão ar/combustível (HEYWOOD, 1988):

$$\frac{A}{F} = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} \quad (2.27)$$

Para a Equação (2.22),

$$A/F = (A/F)_s = \frac{w(2.16+3,773.28,16)}{F.12+G.1+H.16} = \frac{w(138,248)}{12F+G+16H} \quad (2.28)$$

Em que:

O índice s representa a razão ar/combustível estequiométrica.

28,16: Massa molecular do N_2 [$kg/kmol$]

12: Massa molecular do C [$kg/kmol$]

1: Massa molecular do H [$kg/kmol$]

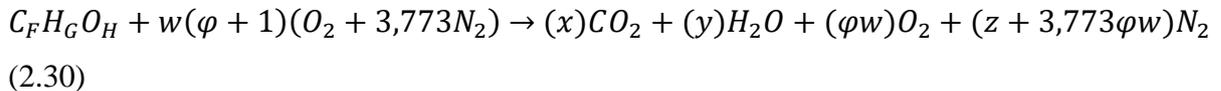
16: Massa molecular do O [$kg/kmol$]

Para saber qual a relação entre a razão ar/combustível real que o motor está consumindo e a que corresponde a valores estequiométricos, são definidas a razão de equivalência e seu inverso, o *fator lambda* (HEYWOOD, 1988):

$$\lambda = \phi^{-1} = \frac{(A/F)_{actual}}{(A/F)_s} \quad (2.29)$$

Para “misturas pobres” (excesso de ar em relação à mistura estequiométrica), $\lambda > 1$; para misturas estequiométricas, $\lambda = 1$; para “misturas ricas” (falta de ar em relação à mistura estequiométrica), $\lambda < 1$.

Considerando-se que os motores de ignição por compressão funcionam com excesso de ar em relação à mistura estequiométrica ($\lambda > 1$), será considerada agora a Equação (2.22) com φ de excesso de ar (HEYWOOD, 1988):



Ou seja, as quantidades extras de O_2 e N_2 reaparecem nos excessos dessas respectivas moléculas nos produtos da reação.

Os valores de w , x , y e z são calculados também pelas Equações (2.23) a (2.26).

Calculando-se a razão ar/combustível para este caso:

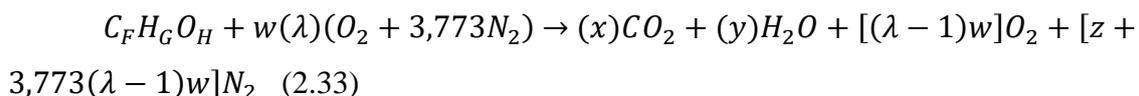
$$A/F = \frac{w(\varphi+1)(2.16+3,773.28,16)}{F.12+G.1+H.16} = \frac{w(\varphi+1)(138,248)}{12F+G+16H} \quad (2.31)$$

Para um motor operando com φ de excesso de ar, tem-se:

$$\lambda = \frac{(A/F)_{actual}}{(A/F)_s} = \frac{w(\varphi+1)(138,248)}{12F+G+16H} / \frac{w(138,248)}{12F+G+16H} = (\varphi + 1) \quad (2.32)$$

Ou seja, um motor operando com 28% de excesso de ar em relação à mistura estequiométrica está operando com *fator lambda* $\lambda = 1,28$.

Voltando à Equação (2.30) e reescrevendo em função de λ (HEYWOOD, 1988):



Caso o objetivo seja, a partir dos valores dos coeficientes da Equação (2.33), calcular a vazão mássica de ar e de combustível que está entrando no motor, pode-se realizar os seguintes cálculos (HEYWOOD, 1988):

$$\dot{m}_a = \frac{\eta_v \rho_{a,i} V_d N}{n_R} \quad (2.34)$$

A Equação (2.34) é a Equação (2.21) organizada para se separar a variável \dot{m}_a . Para obter \dot{m}_f , utiliza-se a equação (HEYWOOD, 1988):

$$\dot{m}_f = \frac{\dot{m}_a}{\lambda(A/F)_s} \quad (2.35)$$

Pois:

$$\lambda = \frac{(A/F)_{actual}}{(A/F)_s} = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} \frac{1}{(A/F)_s} \Rightarrow \dot{m}_f = \frac{\dot{m}_a}{\lambda(A/F)_s} \quad (2.36)$$

Para o cálculo da massa de ar e de combustível que entrou no cilindro do motor em cada ciclo, o cálculo é o seguinte (HEYWOOD, 1988):

$$m_a = \eta_v \rho_{a,i} V_d \quad (2.37)$$

$$m_f = \frac{m_a}{\lambda(A/F)_s} \quad (2.38)$$

2.3.4.2 Descrição geral do processo da combustão no motor de ignição por compressão

No motor de ignição por compressão os aspectos físicos da combustão são bastante diferentes em relação ao motor de ignição por centelha. No motor de ignição por centelha, o combustível e o ar estão uniformemente misturados no instante da ignição (exceto nos motores de carga estratificada) e o combustível está no estado gasoso. A ignição ocorre em um ou mais pontos fixos e a chama se propaga através de uma frente definida. A transferência de energia na fronteira desta chama alimenta o processo (TAYLOR, 1988).

Já nos motores de ignição por compressão o combustível é injetado pouco antes do ponto em que se deseja que se inicie a combustão efetivamente, no ar puro do cilindro ao fim da compressão. O combustível líquido injetado a alta pressão e velocidade atomiza, vaporiza e alcança diversos pontos na câmara. Como a pressão e a temperatura são muito altas neste momento, alguma reação química começa logo que o combustível é injetado no cilindro. Ou seja, a ignição nos elementos não se inicia pela transferência de energia, e sim pelas condições propícias à combustão surgidas naquele ponto, devido às condições da mistura, da pressão e temperatura ali presentes. Então, a combustão é afetada pelo estado e distribuição do combustível, além da pressão e temperatura na câmara (HEYWOOD, 1988), (TAYLOR, 1988).

Porém, após um período chamado de período de atraso de ignição é que será percebida uma chama visível no cilindro e um aumento de pressão significativo, pois as reações começarão de forma tão lenta que não será possível perceber anteriormente estes dois fatores. A chama normalmente aparece enquanto o combustível ainda está sendo injetado e estão

ocorrendo na câmara de combustão os processos de atomização, vaporização, mistura do combustível com o ar (a distribuição do combustível na mistura é não uniforme) e combustão (HEYWOOD, 1988), (TAYLOR, 1988).

A combustão em um motor de ignição por compressão pode ser explicada por um modelo que considera 4 etapas de combustão, cada etapa sendo controlada por processos físicos ou químicos diferentes. Claramente, a importância de cada etapa depende do sistema de combustão utilizado e das condições de operação do motor, mas as 4 etapas estão presentes em todos os motores de ignição por compressão (HEYWOOD, 1988).

As etapas estão descritas abaixo e mostradas na Figura 5:

- Atraso de ignição: Tempo entre o início da injeção e o início da combustão, explicado anteriormente. É percebido pela mudança em $dp/d\theta$ (ou $dQ/d\theta$) (HEYWOOD, 1988).
- Fase de pré-mistura: O combustível que se misturou ao ar até limites inflamáveis durante o período de atraso de ignição entra em combustão rapidamente, devido à alta temperatura e pressão na câmara de combustão e aos vários pontos de ignição já presentes. Quando o combustível encontra esta pré-mistura queimando e também entra em combustão, vê-se a alta taxa de liberação de calor característica desta fase (HEYWOOD, 1988), (TAYLOR, 1988).
- Fase de combustão controlada pela mistura ou de queima difusiva: O combustível da câmara que ainda não foi queimado e o combustível que ainda está sendo injetado apresentarão uma certa taxa de queima, controlada principalmente pela facilidade destes combustíveis encontrar oxigênio disponível para a combustão. Nesta fase, pode aparecer mais um pico (geralmente menor) na curva de taxa de liberação de calor (HEYWOOD, 1988).
- Fase de combustão tardia: A taxa de liberação de calor continua em uma baixa taxa (e decrescendo cada vez mais) até alcançar o fim da combustão (HEYWOOD, 1988).

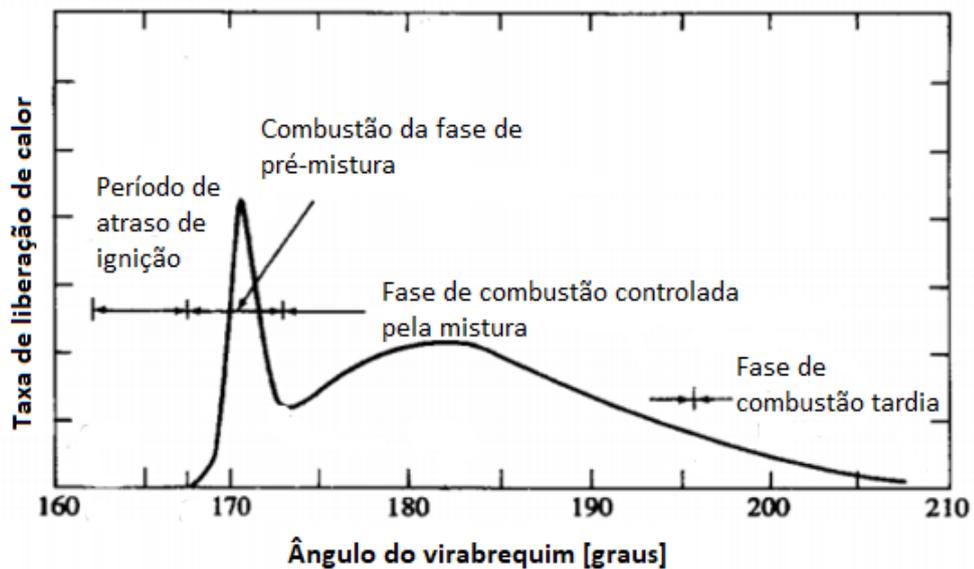


Figura 5 - Taxa de liberação de calor destacando as diferentes fases da combustão em um motor de ignição por compressão de injeção direta. Adaptado de Heywood (1988)

Um ponto importante a ser discutido a respeito da combustão do motor de ignição por compressão é a detonação. A detonação é um fenômeno que ocorre nos motores de combustão interna e se manifesta por um som característico, conhecido como “batida de pino”, provocado pelas intensas ondas de pressão que provocam vibrações nas paredes do cilindro, que transmitem o som para a atmosfera. Estes choques entre ondas de pressão decorrem da auto-ignição indesejada da mistura em alguns pontos da câmara de combustão nos motores de ignição por centelha, que é a ignição espontânea em função das condições da mistura, da temperatura e pressão locais (TAYLOR, 1988).

Nos motores de ignição por centelha é fácil a detecção da detonação simplesmente utilizando a audição, pois não é normal o funcionamento deste motor com detonação. Já nos motores de ignição por compressão, por essência, a combustão se inicia e propaga pela auto-ignição da mistura em vários pontos da câmara de combustão, conforme explicado anteriormente. Inclusive esta é a principal causa do rápido aumento da pressão nos motores de ignição por compressão (OBERT, 1971).

Nesse tipo de motor, o tempo de injeção é usado para controlar a combustão. Logo, o atraso de ignição deve ser pequeno e reprodutível, para se evitar perda do controle da combustão e picos de pressão que o motor pode não suportar: um pequeno atraso de ignição fará com que o combustível não se acumule no cilindro, causando uma auto-ignição descontrolada em vários pontos da câmara de combustão. Neste caso, o motor poderá apresentar ruídos muito altos e

anormais no funcionamento (esta é a denominada “detonação” nos motores de ignição por compressão). Deve-se lembrar que, em função da característica de combustão por auto-ignição, os motores de ignição por compressão geralmente apresentam maior ruído em relação aos motores de ignição por centelha em seu funcionamento, o que é normal. A detonação será detectada por um ruído extremamente excessivo (OBERT, 1971), (HEYWOOD, 1988).

A característica de auto-ignição da combustão nos motores de ignição por compressão ainda faz com que estes apresentem certas irregularidades na curva de pressão no cilindro, o que não acontece nos motores de ignição por centelha.

2.3.4.3 Atraso de ignição

Esta característica de atraso de ignição pequeno e reprodutível é controlada principalmente pelo número de cetanas do combustível: quanto menor o número de cetanas, maior será o atraso de ignição. Assim, altos números de cetanas melhoram o controle do atraso de ignição e a estabilidade de combustão, especialmente em motores modernos, que usam grandes quantidades de recirculação de gases de exaustão (EGR). O número de cetanas mais alto influencia ainda em uma melhor partida a frio, economia de combustível, menor nível de ruído e nível de emissões (STONE, 1995), (HEYWOOD, 1988), (PETROBRAS, 2017).

No Brasil, a Petrobrás comercializa três tipos de diesel: Diesel Petrobrás (diesel comum, que também é vendido por outras empresas no mercado brasileiro), Diesel Petrobrás Grid (aditivado com aditivos anti-corrosivos, anti-espumantes, desemulsificantes, etc.) e Diesel Podium. Os dois primeiros possuem número de cetanas igual a 42, se for S-500 (teor de enxofre: 500 ppm) ou 48, se for S-10 (teor de enxofre: 10 ppm). O Diesel Podium possui número de cetanas igual a 51 (PETROBRAS, 2017).

Hardenberg e Hase (1979) apresentam uma equação que fornece valores em boa concordância com os dados experimentais para a duração do atraso de ignição em motores de ignição por compressão de injeção direta (HEYWOOD, 1988), (FINESSO; SPESSA, 2014):

$$\tau_{id} = (0,36 + 0,22\bar{S}_p) \exp \left[E_A \left(\frac{1}{\bar{R}T} - \frac{1}{17.190} \right) \left(\frac{21,2}{p-12,4} \right)^{0,63} \right] \quad (2.39)$$

Em que:

τ_{id} : Duração do atraso de ignição [°].

\bar{S}_p : Velocidade média do pistão [m/s].

E_A : Energia de ativação aparente [J/mol].

\tilde{R} : Constante universal dos gases [8,314 J/mol.K].

T : Temperatura da mistura ar-combustível [K].

p : Pressão da mistura ar-combustível [bar].

A energia de ativação aparente é dada por:

$$E_A = \frac{618.840}{CN+25} \quad (2.40)$$

Em que CN é o número de cetanas do combustível.

Para se determinar o ângulo de virabrequim em que ocorre o início da combustão (θ_0), basta conhecer o ângulo onde é feita a injeção (θ_{inj}):

$$\theta_0 = \theta_{inj} + \tau_{id} \quad (2.41)$$

θ_0 e θ_{inj} devem estar em graus.

2.3.4.4 Taxa de queima de combustível

A forma mais frequentemente utilizada para representar curva da fração de massa queimada em função do ângulo de virabrequim em um motor de combustão interna é a lei de Wiebe, baseada na teoria cinética das reações em cadeia (HEYWOOD, 1988):

$$x_b = 1 - \exp \left[-a_w \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta} \right)^{m_w + 1} \right] \quad (2.42)$$

Na qual:

θ : Ângulo de rotação do eixo virabrequim.

θ_0 : Ângulo de início da combustão.

$\Delta\theta$: Duração total da combustão

a_w e m_w : Parâmetros para ajuste da curva. Variando estes parâmetros muda-se a forma da curva significativamente. São parâmetros adimensionais e os valores dos ângulos precisam estar na mesma unidade.

A lei de Wiebe como apresentada acima não consegue representar corretamente a combustão em motores de ignição por compressão, devido ao segundo pico na curva da taxa de liberação de calor, conforme mostra a Figura 5. Para que a função se adequasse à combustão dos motores de ignição por compressão, Watson et al. (1980, *apud* Mototeaux e Saad, 2013) propuseram a modificação mostrada na Equação (2.43).

$$x_b = 1 - \left\{ x_p \exp \left[-a_w \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta_p} \right)^{m_p+1} \right] + x_d \exp \left[-a_w \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta_d} \right)^{m_d+1} \right] \right\} \quad (2.43)$$

Na qual:

x_p : Fração mássica de combustível queimado na fase de combustão pré-misturada.

x_d : Fração de combustível queimado na fase de combustão difusiva.

$\Delta\theta_p$: Duração da combustão pré-misturada.

$\Delta\theta_d$: Duração da combustão na fase difusiva.

m_p : Parâmetro de ajuste da curva para a fase de combustão pré-misturada.

m_d : Parâmetro de ajuste da curva para a fase de combustão difusiva.

a_w : Parâmetro de ajuste da curva. Depende da fração mássica queimada no fim da queima.

Os textos referência no assunto sugerem, de modo geral, a utilização de a_w na faixa $4,605 < a_w < 6,908$ (x_b será igual a 0,999 quando a_w for igual a 6,908 e igual a 0,99 quando a_w valer 4,605). Barros (2013) recomenda a utilização de valores na faixa de 3 a 7. Ramos (1989, *apud* BARROS, 2013) apresenta valores de próximos de 2,5 para m_p e valores entre 0,5 e 1,0 para m_d .

Com relação aos valores da duração total da queima, duração da queima difusiva e da queima da fase de pré-mistura, Barros (2013) expõe o seguinte: A duração da queima de pré-mistura dura de 3° a 7° de ângulo do virabrequim, e o final da queima é aproximado pelo ângulo onde cessa a injeção somado do ângulo de atraso de ignição. Matematicamente, a duração da

fase de queima difusiva pode ser dada pelo tempo de injeção ($\Delta\theta_{inj}$, em graus) subtraído do tempo de queima da fase de pré-mistura. Cronologicamente:

- 1) A injeção é iniciada (θ_{inj}).
- 2) Ocorre o atraso de ignição (τ_{id}).
- 3) Ocorre o início da combustão (θ_0) com a queima de pré-mistura por cerca de 3° a 7° ($\Delta\theta_p = 3^\circ$ a 7°), nos casos onde este tipo de queima realmente acontece.
- 4) Ocorre a queima difusiva ($\Delta\theta_d = \Delta\theta_{inj} - \Delta\theta_p$).
- 5) A injeção cessa.
- 6) A combustão continua por mais um intervalo equivalente ao atraso de ignição.
- 7) A combustão cessa.

2.4 O Método de Solução Numérica de Euler

Um dos grandes desafios da engenharia desde seus primórdios era achar solução matemática analítica para os modelos criados para os sistemas físicos reais. Com esta dificuldade constante, foram sendo desenvolvidos métodos para a solução dos problemas matemáticos, onde estes problemas eram resolvidos através de operações aritméticas e iterativas, e não analiticamente (por isto estes métodos eram chamados de métodos numéricos). Justamente por que os métodos numéricos necessitavam de cálculos trabalhosos e iterativos, um aumento assombroso no desenvolvimento e utilização destes métodos só foi realmente percebido a partir do fim da década de 1940, onde se começou a ter maior disponibilidade dos computadores digitais (CHAPRA; CANALE, 2008).

Considere a derivada da temperatura dos gases na câmara de combustão em relação ao ângulo de virabrequim do motor. Esta derivada pode ser aproximada por:

$$\frac{dT}{d\theta} \cong \frac{\Delta T}{\Delta \theta} \quad (2.44)$$

Onde a derivada é aproximada pela inclinação de uma reta que passa por dois pontos na curva do gráfico $T \times \theta$. Porém, é notório que esta aproximação só será adequada se a derivada em questão for aproximadamente constante (ou a curva for aproximadamente linear).

Do cálculo diferencial e integral, sabe-se que a derivada em um ponto da curva é dada por (CHAPRA; CANALE, 2008):

$$\frac{dT}{d\theta} = \lim_{\Delta\theta \rightarrow 0} \frac{\Delta T}{\Delta\theta} \quad (2.45)$$

Ou seja, quanto mais se diminui o intervalo no qual se avalia a inclinação da reta, mais se aproxima do valor real da derivada da curva no ponto no início do intervalo. Além disso, sabe-se que para obter um novo valor de uma função linear, basta saber o valor inicial e o incremento que será dado a ele. Este incremento é dado pela inclinação multiplicada pelo tamanho do passo (variação da variável independente da função). Matematicamente (CHAPRA; CANALE, 2008):

$$\text{valor novo} = \text{valor velho} + \text{inclinação} \times \text{tamanho do passo} \quad (2.46)$$

Ou:

$$T_{novo} = T_{velho} + \frac{\Delta T}{\Delta\theta} \Delta\theta \quad (2.47)$$

Obviamente, haverá uma complicação na aplicação da Equação (2.47) se a curva não for aproximadamente uma reta. Para resolver este problema, um dos métodos numéricos mais rudimentares para se obter a solução (integração) de equações diferenciais foi desenvolvido: o *método de Euler*. Euler propôs a seguinte sequência de iterações para se obter a solução de uma equação diferencial:

$$T_{novo,1} = T_{inicial} + \frac{T_{novo,1} - T_{inicial}}{\theta_{novo,1} - \theta_{inicial}} (\theta_{novo,1} - \theta_{inicial}) \quad (2.48)$$

$$T_{novo,2} = T_{novo,1} + \frac{T_{novo,2} - T_{novo,1}}{\theta_{novo,2} - \theta_{novo,1}} (\theta_{novo,2} - \theta_{novo,1}) \quad (2.49)$$

$$T_{novo,3} = T_{novo,2} + \frac{T_{novo,3} - T_{novo,2}}{\theta_{novo,3} - \theta_{novo,2}} (\theta_{novo,3} - \theta_{novo,2}) \quad (2.50)$$

...

E assim sucessivamente, até se chegar ao valor de T necessário. Euler chegou à conclusão (observando a definição de derivada do cálculo diferencial e integral) que se o valor do passo ($\Delta\theta$) for suficientemente pequeno, o erro em um novo valor de T será também pequeno (pois ao observarmos uma curva num intervalo muito pequeno, ela se aproxima de uma reta).

A maior desvantagem do *método de Euler* é sempre citada como sendo o número de iterações necessárias para a solução dos problemas, pois, em muitos casos, para se obter uma solução com baixo erro, é necessário utilizar um passo de solução muito pequeno, e isso aumenta o número de iterações, o que se traduz em um maior tempo para solução do problema e maior custo computacional. Quando o problema envolve muitas equações diferenciais e interdependentes o custo computacional se torna ainda mais alto, sendo necessária a utilização de outros métodos mais sofisticados.

Os métodos mais sofisticados podem ser difíceis de programar em alguns casos, mas este fato seria compensado pela solução adequada, eficiente e rápida das equações do modelo matemático. Os métodos sofisticados conseguem prever uma “derivada média” no intervalo (passo) adotado e isto proporciona uma solução com baixos erros e menor número de iterações, o que explica o menor tempo de solução. Um método desse tipo muito utilizado é o *método de Runge-Kutta de quarta ordem* (CHAPRA; CANALE, 2008).

3 METODOLOGIA

3.1 Considerações Gerais Sobre a Metodologia e Sobre a Validação do Modelo

O modelo construído para este trabalho é um modelo zerodimensional de uma zona, onde os processos termodinâmicos que os gases sofrem dentro do cilindro são modelados por algumas equações diferenciais que tem o objetivo-base final de calcular a pressão destes gases. A partir da pressão, são obtidos os parâmetros de desempenho de interesse para análise de um motor de combustão interna de ignição por compressão.

O código para a simulação é totalmente implementado e executado no programa MATLAB, versão R2016a, instalado em um notebook ASUS Vivobook de processador Intel Core i5, 8 GB de memória RAM e 500 GB de memória em disco rígido.

As equações dos modelos termodinâmicos geralmente são expressas em forma de equações diferenciais em relação ao tempo. Porém, no motor de combustão interna, não é interessante obter dados no cilindro em função do tempo, mas sim em função do ângulo do eixo virabrequim. A relação entre as duas grandezas é:

$$N = \frac{d\theta}{dt} \quad (3.1)$$

$$dt = \frac{d\theta}{N} \quad (3.2)$$

A velocidade angular do eixo virabrequim, N , é constante para cada simulação. Assim, todas as equações diferenciais são adequadas para que a variável independente seja o ângulo de rotação do eixo virabrequim e não o tempo (em vez de escrever as equações derivadas em relação a dt , todas elas são escritas derivadas em relação a $d\theta$).

As hipóteses do modelo matemático são:

- 1) É considerado apenas o ciclo fechado, ou seja, os processos de compressão, combustão e expansão. A simulação se inicia então com a massa de ar dentro do cilindro no começo do tempo de compressão e termina no final do tempo de expansão com os gases queimados ainda dentro do cilindro (-180° a 180° de ângulo de eixo virabrequim).
- 2) As válvulas são consideradas sempre fechadas e a única entrada de massa no sistema é no ângulo de injeção, sendo considerado o combustível injetado instantaneamente e já

na forma de vapor (ou seja, não há absorção da energia térmica da massa de ar dentro do volume de controle pela evaporação do combustível).

- 3) Os gases no cilindro são considerados gases ideais durante todos os processos e as propriedades destes gases são consideradas uniformes em todos os pontos da câmara de combustão.
- 4) O interior do cilindro é cercado por uma superfície de controle, que compreende a área da parede do cilindro, a área da cabeça do pistão e a área delimitada pelo diâmetro do cilindro e projetada no cabeçote do motor. O volume dentro desta superfície de controle forma o volume de controle para a análise termodinâmica dos processos. Este volume de controle aumenta e diminui, conforme a área da parede do cilindro aumenta e diminui, pelo movimento linear de subida e descida do pistão. A Figura 6 mostra o volume de controle descrito.
- 5) A combustão segue a lei de Wiebe. A utilização da lei de Wiebe de uma ou duas zonas ficará clara no resultados deste trabalho.
- 6) Foi utilizado diesel puro em todas as simulações.

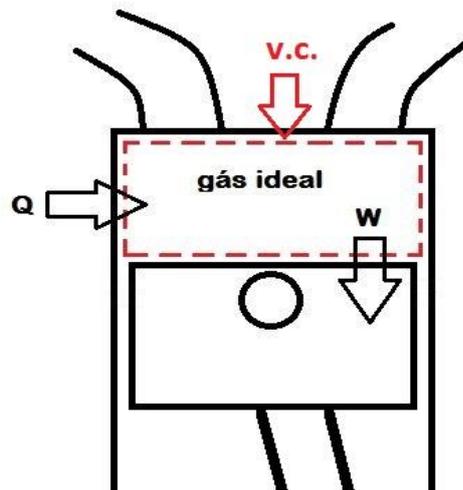


Figura 6 - Volume de controle dentro do qual foram estudados os fenômenos termodinâmicos durante os processos de compressão, combustão e expansão.

Foram utilizados dados de experimentos para validação/calibração do modelo. Os motores utilizados para validação foram o IVECO NEF6 Sprayer 162 kW e IVECO CURSOR 9 SCH 280 kW. O número de potência no nome representa a potência máxima destes motores,

pois eles possuem diversas calibrações e conseqüentemente diversas potências máximas de operação. No caso do NEF 6, a potência máxima é aos 2000 *rpm* e para o CURSOR 9 esta potência é em 1800 *rpm*. Tanto a potência máxima quanto o torque máximo são verificados quando o motor está à “plena carga”. Esta é a expressão utilizada para se referir à condição em que se aciona totalmente a bomba injetora nos motores de ignição por compressão. É como se em um veículo, o motorista acionasse todo o curso do pedal do acelerador.

A simulação/validação foi feita em três etapas: primeiro, fixou-se a rotação e variou-se as cargas de operação do motor NEF 6. Depois, fixou-se a carga e variou-se a rotação do motor NEF 6. Por fim, fixou-se o ponto de potência máxima para o NEF 6 e para o CURSOR 9 e os resultados foram comparados. A Tabela 1 mostra os pontos considerados.

Tabela 1 - Pontos utilizados para validação/simulação

Parte 1 (NEF 6, 2000 rpm)	Parte 2 (NEF 6, Plena carga)	Parte 3 (Potência máxima)
Plena carga	2000 rpm	CURSOR 9
60 % plena carga	1800 rpm	NEF 6
40 % plena carga	1700 rpm	

Os dados obtidos a respeito dos ensaios experimentais e utilizados para validação/calibração foram: 1) Dados de projeto do motor: número de cilindros do motor, razão volumétrica de compressão, diâmetro do cilindro, comprimento da biela, curso do pistão. 2) Dados de testes em bancada: para cada rotação e carga do motor, foram obtidos: vazão mássica de ar e de combustível, *fator lambda*, pressão e temperatura no coletor de admissão, avanço de injeção de combustível e pressão dos gases em 1 cilindro do motor em função do ângulo de virabrequim.

A sequência das etapas para a simulação é descrita a seguir:

- 1) Escolha de um ponto dos testes em bancada para a simulação. Por exemplo, para 2000 *rpm* à plena carga, o motor opera com determinadas temperatura e pressão no coletor de admissão, *fator lambda*, avanço de injeção de combustível, etc.
- 2) Inserir no programa os valores corretos dos seguintes parâmetros: valores dos dados experimentais (rotação, vazão mássica de ar e de combustível, pressão e temperatura

do ar no coletor de admissão, ângulos de injeção), parâmetros geométricos do motor, n_R do motor (se 4 ou 2 tempos), poder calorífico inferior do combustível (45 MJ/kg para S-10) (DA SILVA; TÔRRES, 2013), eficiência de combustão (100%) (HEYWOOD, 1988), eficiência mecânica (98%) (HEYWOOD, 1988) e número de cetanas do combustível (48 para S-10) (PETROBRAS, 2017).

- 3) Início dos cálculos do modelo: volume deslocado pelo(s) cilindro(s) do motor, massa específica do ar admitido na condição simulada em função dos parâmetros medidos experimentalmente e eficiência volumétrica do motor também em função dos parâmetros experimentais de operação do motor.
- 4) Estequiometria da combustão: cálculo da composição dos gases produtos da combustão em função do combustível utilizado.
- 5) Começa a simulação iterativa. As equações diferenciais são integradas para a obtenção das propriedades dos gases no cilindro em função do ângulo de virabrequim do motor. Esta parte leva em conta apenas um ciclo do motor, ocorrendo em apenas um cilindro. Após o cálculo da pressão dentro de um cilindro, é calculado o trabalho gerado neste cilindro e logo após o trabalho do motor com todo os seus cilindros. Este passo será subdividido agora em outras etapas, para melhor explicação. Resumidamente, a sequência de cálculo é a seguinte:
 - 5.1) Estimar T , P e θ iniciais. Os valores iniciais utilizados são a temperatura e a pressão no coletor de admissão para o ponto em simulação, e $\theta = -180^\circ$ (pois a simulação começa no tempo de compressão).
 - 5.2) Calcular os valores instantâneos do volume e da área no interior do cilindro.
 - 5.3) Calcular o atraso de ignição (ângulo de início da combustão).
 - 5.4) Se esta for a iteração (ângulo) correspondente ao início da combustão, calcular x_b para cada iteração (ângulo) subsequente, até o final da combustão.
 - 5.5) Calcular a massa dos gases no cilindro. Se for o momento de injeção, a massa de ar terá instantaneamente (naquela iteração) um acréscimo do valor correspondente à quantidade injetada de combustível.

- 5.6) Cálculo da fração molar de cada componente da mistura e da massa molecular média da mistura dentro do cilindro.
 - 5.7) Cálculo das propriedades termodinâmicas e de transporte dos gases dentro do cilindro: $c_p, c_v, \gamma, \rho, \mu, k, Re$.
 - 5.8) Cálculo da troca de calor líquida através das fronteiras do volume de controle.
 - 5.9) Cálculo da variação da pressão e da temperatura dos gases no cilindro em função do ângulo de virabrequim.
 - 5.10) Cálculo da temperatura e pressão que serão utilizadas na iteração (ângulo) seguinte.
 - 5.11) Voltar ao passo 1 (desta vez, os valores de T, P e θ são os calculados no passo anterior) e realizar todos os cálculos novamente, até o ângulo de 180° .
- 6) São analisados os resultados da simulação em geral para sua calibração. Com relação à curva de pressão no cilindro, é variado o passo de integração ($\Delta\theta$) e refeita a simulação iterativa, a fim de se investigar e obter um bom resultado para a curva de pressão, sem alto custo computacional (sem utilizar passo muito pequeno de forma desnecessária). Para esta verificação, são efetuados cálculos a respeito da diferença da curva de pressão obtida experimentalmente em relação à curva simulada, através da equação da *MAPE* (*mean absolute percentage error*). Esta expressão calcula a média do erro percentual absoluto entre todos os pontos entre duas curvas (ARMSTRONG; COLLOPY, 1992):

$$MAPE = \frac{100}{n} \sum_{j=1}^n \left| \frac{Y_j - \hat{Y}_j}{Y_j} \right| \quad (3.3)$$

Em que:

n : Número de pontos comparados entre os dois gráficos.

Y_j : Dados experimentais.

\hat{Y}_j : Dados simulados.

Assim, se a aplicação da equação resultar o valor de 3%, quer dizer que os pontos simulados estão com erros absolutos percentuais de, em média, 3% em relação aos pontos

experimentais; também pode ser interpretado que a curva simulada apresenta erro de 3% em relação à experimental.

Com relação à curva de fração mássica queimada, sua calibração é feita através da comparação da curva simulada com a obtida experimentalmente através do programa de análise de combustão AVL IndiCom. Aliando a utilização dos valores recomendados na literatura com o ajuste experimental comparando as duas curvas, chega-se aos valores finais. Do mesmo modo é feita a calibração da correlação de Annand: parte-se de valores relatados na literatura para uma primeira iteração. Após isso, entendendo-se o problema físico e ajustando os parâmetros manualmente, chega-se a um resultado de baixo erro para a curva de pressão no cilindro simulada em relação à experimental.

- 7) Por fim, é calculado o trabalho realizado pelo motor e, através dele e de outros parâmetros como volume deslocado, rotação etc., são calculados os parâmetros de desempenho, como a pressão média efetiva, a potência e o torque indicados. Ainda, através da estimativa do rendimento mecânico do motor nas condições simuladas, são obtidos a pressão média efetiva, potência e torque de eixo, consumo específico e eficiência de conversão de combustível do motor.

A Figura 7 mostra um fluxograma detalhando todos os passos da simulação descritos anteriormente.

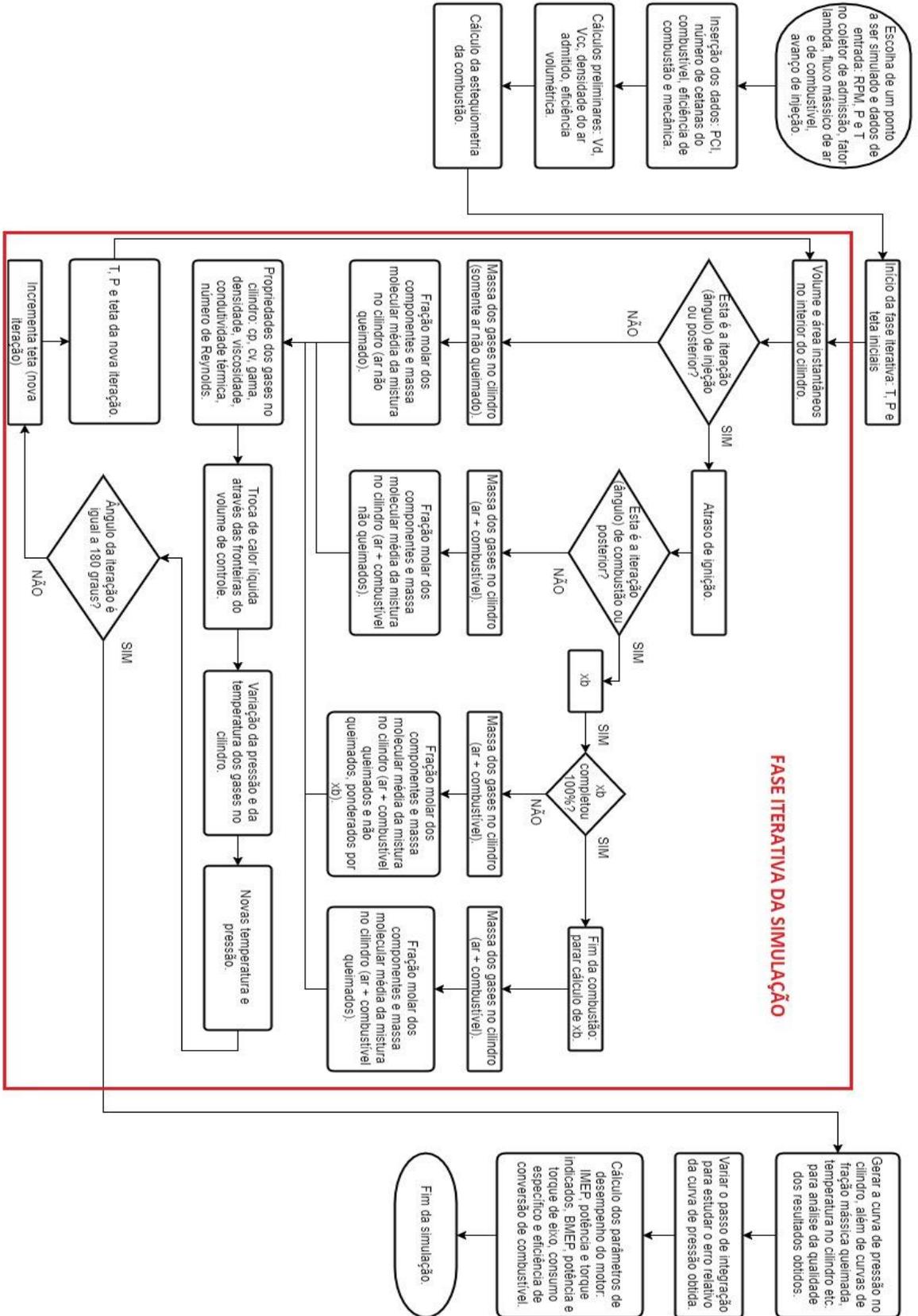


Figura 7 - Diagrama de fluxo do processo de simulação.

A seguir, são descritos em detalhes todos os cálculos e considerações feitos na simulação.

3.2 Descrição Matemática do Modelo

A presente seção do trabalho apresentará a formulação matemática utilizada no modelo desenvolvido. Ao ler o conteúdo na sequência apresentada, ficará clara a ordem de apresentação das equações e dos cálculos feitos na simulação, em função da dependência de umas equações em relação às outras.

3.2.1 Cálculos iniciais (não-iterativos)

3.2.1.1 Cálculo do volume deslocado e volume da câmara de combustão

O volume deslocado pelo pistão no motor é dado pela Equação (2.11) e o volume da câmara de combustão é dado por (HEYWOOD, 1988):

$$V_c = \frac{V_d}{r_c - 1} \quad (3.4)$$

3.2.1.2 Cálculo da massa específica do ar admitido

A massa específica do ar admitido é calculada com a Lei dos Gases Ideais (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2006):

$$\rho_{a,i} = \frac{p_{ar\ col\ adm}}{(\tilde{R}/M_a)T_{ar\ col\ adm}} \frac{1}{1000} \quad (3.5)$$

Em que:

$\rho_{a,i}$: Massa específica do ar no coletor de admissão [kg/m^3].

$p_{ar\ col\ adm}$: Pressão do ar no coletor de admissão [Pa].

$T_{ar\ col\ adm}$: Temperatura do ar no coletor de admissão [K].

M_a : Massa molar do ar [kg/kmol]

3.2.1.3 Cálculo da eficiência volumétrica

A eficiência volumétrica do motor na condição da simulação é calculada através da Equação (2.21).

3.2.1.4 Cálculo da estequiometria da combustão

Conforme detalhado na Seção 2.3.4.1, é considerada uma combustão de misturas pobres e formando apenas CO_2 , H_2O e N_2 , uma vez que considerar os resquícios das outras substâncias formadas não alteraria significativamente os resultados. Não é necessário calcular o fator lambda, pois ele já é fornecido pela relação entre \dot{m}_a e \dot{m}_f , medidos experimentalmente. O importante é saber a composição dos gases de exaustão em função do combustível utilizado, para posterior cálculo das propriedades dos gases.

3.2.2 Cálculos iterativos

3.2.2.1 Método numérico e passo de simulação utilizados

Antes de se dar início à exposição do equacionamento matemático envolvido nesta etapa da simulação, é oportuno falar brevemente sobre o método numérico utilizado para a solução das equações diferenciais.

Diante do exposto na Seção 2.4 e de estudos realizados durante as simulações deste trabalho, chegou-se à conclusão de que seria suficiente a utilização do *método de Euler* para a solução das equações diferenciais, uma vez que o custo computacional é muito baixo e o código é implementado de modo mais simples e rápido. Assim, todas as derivadas foram discretizadas e expressas como uma inclinação. O valor do passo foi sempre $\Delta\theta$, uma vez que todas as

equações foram derivadas em relação a θ . Este passo foi variado e estudado para análise da qualidade da solução.

Para cada condição adotada, fixou-se todos os parâmetros, variou-se o passo de simulação e comparou-se a curva simulada com a experimental através da Equação (3.3). As simulações foram feitas com passo de 10° , 1° , $0,1^\circ$, $0,01^\circ$ e $0,001^\circ$. Foi observado que, para o passo de 10° , entre as curvas simuladas e as experimentais existiam *MAPE* maiores que 20%. Para passo de 1° , os valores de *MAPE* entre as duas curvas caíram para cerca de 15%. De $0,1^\circ$ adiante os valores de *MAPE* ficaram em torno de 6% e não variaram mais enquanto se reduzia o passo ($0,01^\circ$ e $0,001^\circ$). Assim, foi adotado o passo de $0,1^\circ$ para a simulação, pois, a partir deste passo, a simulação passou a demorar consideravelmente para ser realizada e não havia melhora significativa nos resultados.

3.2.2.2 Cálculo do volume e da área instantâneos do volume de controle (interior do cilindro)

O volume instantâneo no interior do cilindro é calculado através da Equação (2.3). Esta equação depende apenas de parâmetros geométricos do motor e do ângulo de virabrequim.

A área instantânea da superfície de controle é dada pela Equação (2.7). Também, a área da superfície de controle depende apenas de parâmetros geométricos do motor e de θ .

3.2.2.3 Cálculo do atraso de ignição

Para se determinar o ângulo de início da combustão, é utilizada a Equação (2.41). Como se pode observar, ela depende do ângulo de injeção de combustível e do atraso de ignição, que por sua vez depende do número de cetanas do combustível, rotação do motor, temperatura e pressão dos gases no interior do cilindro.

3.2.2.4 Cálculo da fração mássica queimada

A fração mássica queimada é calculada pela Equação (2.43).

Os trabalhos consultados na literatura não apresentam uma metodologia bem definida e elaborada para a determinação dos coeficientes da lei de Wiebe para os motores de ignição por compressão, pois, a taxa de liberação de calor vai variar de acordo com alguns fatores, como a quantidade de combustível injetada, modo de injeção, geometria da câmara de combustão, etc. Isto mostra o quão complicado é a modelagem correta da combustão com falta de informações.

Partiu-se dos valores apresentados por Barros (2013) para uma primeira estimativa e, logo após, os parâmetros foram calibrados por tentativa e erro, buscando obter melhor resultado em relação à curva experimental.

No caso deste trabalho, não se conhece nada sobre o sistema de injeção dos motores (quantidade injetada, tipo de injetor, número e diâmetro dos furos, pressão de injeção, etc.). Então, é considerada uma única injeção e é necessário estimar um valor para a duração da queima em cada condição simulada.

3.2.2.5 Cálculo da massa de gases no cilindro

A massa de gases no interior do cilindro é considerada diferente em dois momentos da simulação. Até o ângulo de injeção de combustível, a massa dentro do cilindro é apenas a massa de ar que entrou no cilindro no processo de admissão do motor. Essa massa é calculada pela Equação (2.37). No ângulo (iteração) de injeção, a massa no cilindro aumenta instantaneamente do valor de massa de combustível injetado obtido pela Equação (2.38).

Ou seja, do início da simulação ($\theta = -180^\circ$, início da compressão) até a injeção, a massa é constante e igual a m_a ; do momento da injeção até o final da simulação ($\theta = 180^\circ$, fim da expansão), a massa no cilindro passa a ser instantaneamente constante e igual a $m_a + m_f$. Em nenhum outro momento há mudança da massa do sistema, pois as válvulas permanecem fechadas durante a simulação.

3.2.2.6 Cálculo da fração molar dos constituintes e massa molar média dos gases no cilindro

A fração molar de um componente é definida como o número de moles daquele componente dividido pelo número de moles total da mistura. No caso do ar, tem-se:

$$X_{O_2} = \frac{1}{4,773} = 0,2095 \quad (3.6)$$

$$X_{N_2} = \frac{3,773}{4,773} = 0,7905 \quad (3.7)$$

Obviamente, a soma da fração molar de cada substância de um gás será igual a 1,0.

A massa molecular média de um gás (ou uma mistura de gases) é dada por:

$$M = X_1M_1 + X_2M_2 + \dots + X_kM_k \quad (3.8)$$

Em que M_k é a massa molecular e X_k é a fração molar de cada componente que forma a mistura correspondente ao gás (HEYWOOD, 1988).

As equações e raciocínio acima são utilizados para o cálculo da massa molecular média dos gases no cilindro neste trabalho. Enquanto a massa de gases no cilindro muda apenas em dois estágios da simulação, a massa molecular média dos gases no cilindro varia em quatro estágios:

- Enquanto houver ar não queimado (até a iteração da injeção): Neste caso, há somente ar no cilindro: $w\lambda(O_2 + 3,773N_2)$. A fração molar e a massa molar média do gás no cilindro são calculadas por:

$$X_{O_2,a} = \frac{w\lambda}{4,773w\lambda} \quad (3.9)$$

$$X_{N_2,a} = \frac{3,773w\lambda}{4,773w\lambda} \quad (3.10)$$

$$M_a = X_{O_2,a}M_{O_2} + X_{N_2,a}M_{N_2} \quad (3.11)$$

- Enquanto houver ar e combustível (depois da injeção e antes da combustão): Neste caso, há ar e combustível não queimados no cilindro: $w\lambda(O_2 + 3,773N_2) + C_F H_G O_H$. A fração molar e a massa molar média do gás no cilindro são calculadas por:

$$X_{O_2,1} = \frac{w\lambda}{4,773w\lambda+1} \quad (3.12)$$

$$X_{N_2,1} = \frac{3,773w\lambda}{4,773w\lambda+1} \quad (3.13)$$

$$X_{f,1} = \frac{1}{4,773w\lambda+1} \quad (3.14)$$

$$M_1 = X_{O_2,1}M_{O_2} + X_{N_2,1}M_{N_2} + X_{f,1}M_f \quad (3.15)$$

- Enquanto houver ar e combustível e produtos da combustão (durante o processo da combustão): Neste caso, há ar e combustível não queimados no cilindro – $w\lambda(O_2 + 3,773N_2) + C_F H_G O_H$ – além de produtos da combustão – $(x)CO_2 + (y)H_2O + [(\lambda - 1)w]O_2 + [z + 3,773(\lambda - 1)w]N_2$. O valor da massa molar média dos gases é calculado pela ponderação entre a massa molar média da quantidade inicial de ar e combustível que não reagiu ainda com a quantidade que reagiu e se tornou produtos. Essa ponderação é calculada pela fração da massa queimada:

$$X_{O_2,1} = \frac{w\lambda}{4,773w\lambda+1} \quad (3.16)$$

$$X_{N_2,1} = \frac{3,773w\lambda}{4,773w\lambda+1} \quad (3.17)$$

$$X_{f,1} = \frac{1}{4,773w\lambda+1} \quad (3.18)$$

$$M_1 = X_{O_2,1}M_{O_2} + X_{N_2,1}M_{N_2} + X_{f,1}M_f \quad (3.19)$$

$$X_{O_2,2} = \frac{w(\lambda-1)}{w(\lambda-1)+z+3,773w(\lambda-1)+y+x} \quad (3.20)$$

$$X_{N_2,2} = \frac{z+3,773w(\lambda-1)}{w(\lambda-1)+z+3,773w(\lambda-1)+y+x} \quad (3.21)$$

$$X_{H_2O,2} = \frac{y}{w(\lambda-1)+z+3,773w(\lambda-1)+y+x} \quad (3.22)$$

$$X_{CO_2,2} = \frac{x}{w(\lambda-1)+z+3,773w(\lambda-1)+y+x} \quad (3.23)$$

$$X_{f,2} = \frac{0}{w(\lambda-1)+z+3,773w(\lambda-1)+y+x} \quad (3.24)$$

$$M_2 = X_{O_2,2}M_{O_2} + X_{N_2,2}M_{N_2} + X_{H_2O,2}M_{H_2O} + X_{CO_2,2}M_{CO_2} + X_{f,2}M_f \quad (3.25)$$

$$M_3 = (1 - x_b)M_1 + (x_b)M_2 \quad (3.26)$$

- Quando houver somente produtos da combustão (após o término da combustão): Neste caso, há somente produtos da combustão – $(x)CO_2 + (y)H_2O + [(\lambda - 1)w]O_2 + [z + 3,773(\lambda - 1)w]N_2$, e o valor da fração molar e da massa molar média dos gases no cilindro são calculados por:

$$X_{O_2,2} = \frac{w(\lambda-1)}{w(\lambda-1)+z+3,773w(\lambda-1)+y+x} \quad (3.27)$$

$$X_{N_2,2} = \frac{z+3,773w(\lambda-1)}{w(\lambda-1)+z+3,773w(\lambda-1)+y+x} \quad (3.28)$$

$$X_{H_2O,2} = \frac{y}{w(\lambda-1)+z+3,773w(\lambda-1)+y+x} \quad (3.29)$$

$$X_{CO_2,2} = \frac{x}{w(\lambda-1)+z+3,773w(\lambda-1)+y+x} \quad (3.30)$$

$$X_{f,2} = \frac{0}{w(\lambda-1)+z+3,773w(\lambda-1)+y+x} \quad (3.31)$$

$$M_{prod} = X_{O_2,2}M_{O_2} + X_{N_2,2}M_{N_2} + X_{H_2O,2}M_{H_2O} + X_{CO_2,2}M_{CO_2} + X_{f,2}M_f \quad (3.32)$$

Neste trabalho, os valores das constantes F , G e H na molécula do combustível (diesel) são adotados como: $F = 10,8$; $G = 18,7$; $H = 0$ (HEYWOOD, 1988).

3.2.2.7 Cálculo das propriedades termodinâmicas e de transporte dos gases dentro do cilindro

Heywood (1988) apresenta um modelo para o cálculo das propriedades termodinâmicas dos gases no interior do cilindro, explicando que este modelo é um dos mais completos, pois é baseado em ajustes polinomiais aos dados termodinâmicos para cada espécie da mistura. Estes modelos assumem que: a) a composição da mistura não queimada é constante; b) a mistura queimada está em equilíbrio químico. O modelo apresentado por Heywood foi utilizado neste trabalho.

3.2.2.7.1 Cálculo do calor específico a volume e a pressão constante dos gases dentro do cilindro

O calor específico a pressão constante e o calor específico a volume constante dos gases são calculados por (HEYWOOD, 1988):

$$c_p = X_1 c_{p,1} + X_2 c_{p,2} + \dots + X_k c_{p,k} \quad (3.33)$$

$$c_v = c_p - (\tilde{R}/M) \quad (3.34)$$

X_k é a fração molar de cada componente que forma a mistura correspondente ao gás e M é a massa molecular média do gás. c_p e c_v são dados em $J/kg \cdot K$.

A razão de calores específicos do fluido é um parâmetro importante ao se estudar motores de combustão interna, e é dada por:

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (3.35)$$

Cada valor de calor específico da Equação (3.33) corresponde ao calor específico do componente k que compõe a mistura do gás em questão. Estes calores específicos são calculados da seguinte forma (HEYWOOD, 1988):

$$\frac{\tilde{c}_{p,k}}{\tilde{R}} = a_{i1} + a_{i2}T + a_{i3}T^2 + a_{i4}T^3 + a_{i5}T^4 \quad (3.36)$$

$$c_{p,k} = (a_{i1} + a_{i2}T + a_{i3}T^2 + a_{i4}T^3 + a_{i5}T^4)(\tilde{R}/M) \quad (3.37)$$

Os coeficientes das equações acima para CO_2 , H_2O , O_2 e N_2 são dados na Tabela 2:

Tabela 2 - Coeficientes para cálculo das propriedades termodinâmicas dos gases no cilindro

Espécie	Faixa de		a_{i1}	a_{i2}	a_{i3}	a_{i4}	a_{i5}
	Temperaturas	[K]					
CO ₂	1000-5000		4,4608	3,0982E-03	-1,2393E-06	2,2741E-10	-1,5526E-14
	300-1000		2,4008	8,7351E-03	-6,6071E-06	2,0022E-09	6,3274E-16
H ₂ O	1000-5000		2,7168	2,9451E-03	-8,0224E-07	1,0227E-10	-4,8472E-15
	300-1000		4,0701	-1,1084E-03	4,1521E-06	-2,9637E-09	8,0702E-13
O ₂	1000-5000		3,622	7,3618E-04	-1,9652E-07	3,6202E-11	-2,8946E-15
	300-1000		3,6256	-1,8782E-03	7,0555E-06	-6,7635E-09	2,1556E-12
N ₂	1000-5000		2,8963	1,5155E-03	-5,7235E-07	9,9807E-11	-6,5224E-15
	300-1000		3,6748	-1,2082E-03	2,3240E-06	-6,3218E-10	-2,2557E-13

Fonte: Adaptado de Heywood (1988)

Na Tabela 2 nota-se duas faixas de temperaturas nas quais são dados os coeficientes para o cálculo das propriedades. A faixa de 300 a 1000 K é apropriada para misturas não queimadas e a faixa de 1000 a 5000 K é apropriada para misturas queimadas (HEYWOOD, 1988).

Para o diesel com a formulação adotada neste trabalho ($C_{10,8}H_{18,7}$) e na fase de vapor:

$$h_f = (4,184 \times 10^6) \left(\frac{1}{M_f} \right) \left[-(9,1063 \times t) + \left(246,97 \times \frac{t^2}{2} \right) - \left(143,74 \times \frac{t^3}{3} \right) + \left(32,329 \times \frac{t^4}{4} \right) - (0,0518 \times t) - (50,128) + (23,514) \right] \quad (3.38)$$

$$c_{p,f} = (4,184 \times 10^3) \left(\frac{1}{M_f} \right) \left[-(9,1063) + (246,97 \times t) - (143,74 \times t^2) + (32,329 \times t^3) + \left(0,0518 \times \frac{1}{t^2} \right) \right] \quad (3.39)$$

Em que $t = T(K)/1000$, h_f é dado em J/kg e $c_{p,f}$ em J/kg.K.

3.2.2.7.2 Cálculo da massa específica dos gases dentro do cilindro

A massa específica dos gases no interior do cilindro é calculada da mesma forma que a massa específica do ar que entra no cilindro (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2006):

$$\rho = \frac{p}{(\tilde{R}/M)T} \frac{1}{1000} \quad (3.40)$$

Em que:

ρ : Massa específica dos gases no interior do cilindro [kg/m^3].

p : Pressão dos gases no interior do cilindro [Pa].

T : Temperatura dos gases no interior do cilindro [K].

3.2.2.7.3 Cálculo da condutividade térmica dos gases dentro do cilindro

A condutividade térmica dos gases no cilindro é calculada por (HEYWOOD, 1988):

$$k = \frac{\mu c_p}{Pr} \quad (3.41)$$

$$Pr = \frac{4\gamma}{9\gamma - 5} \quad (3.42)$$

$$k = \mu c_p \frac{9\gamma - 5}{4\gamma} \quad (3.43)$$

Em que:

μ : Viscosidade dinâmica do fluido [$Pa \cdot s$].

3.2.2.7.4 Cálculo da viscosidade dinâmica dos gases dentro do cilindro

A viscosidade dinâmica do fluido é calculada através da expressão (HEYWOOD, 1988):

$$\mu = (3,3 \times 10^{-7}) T^{0,7} \quad (3.44)$$

Esta expressão foi desenvolvida para o cálculo da viscosidade dinâmica do ar, porém, é também utilizada no cálculo da viscosidade dos gases provenientes da combustão de hidrocarbonetos, pois os valores são muito próximos (HEYWOOD, 1988).

3.2.2.7.5 Cálculo do Número de Reynolds dos gases dentro do cilindro

O número de Reynolds é obtido através da expressão (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2006):

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (3.45)$$

Na qual:

ρ : Massa específica do fluido [kg/m^3].

V : Velocidade média do fluido [m/s].

D : Comprimento característico [m].

μ : Viscosidade dinâmica do fluido [$Pa.s$].

No caso do motor em estudo, os parâmetros são adaptados para (HEYWOOD, 1988):

$$Re = \frac{\rho \bar{S}_p B}{\mu} \quad (3.46)$$

3.2.2.8 Cálculo da taxa de transferência de calor líquida pelos gases no interior do cilindro

A transferência de calor líquida através da fronteira do volume de controle, dQ_n/dt , é modelada como a diferença entre o calor liberado pela combustão e a perda de calor pelos gases para as paredes do cilindro (HEYWOOD, 1988), (STONE, 1995):

$$\frac{dQ_n}{d\theta} = \frac{dQ_{ch}}{d\theta} - \frac{dQ_{ht}}{d\theta} \quad (3.47)$$

A parcela do calor que eventualmente seria absorvida pela mudança de fase do combustível líquido injetado é desprezada, uma vez que é considerado que todo o combustível já foi injetado na fase de vapor.

3.2.2.8.1 Cálculo da taxa de calor liberada pela combustão

A energia contida no combustível é dada por (HEYWOOD, 1988):

$$E_f = m_f Q_{LHV} \quad (3.48)$$

Em que:

m_f : Massa de combustível [kg].

Q_{LHV} : Poder Calorífico Inferior do combustível [J/kg].

Porém, na queima do combustível, devido à eficiência de combustão (η_c), não é convertida toda essa energia em calor pela reação de combustão. Assim, o calor liberado pela combustão, Q_{ch} , em Joules, se torna:

$$Q_{ch} = \eta_c m_f Q_{LHV} \quad (3.49)$$

Nos motores de ignição por compressão, a eficiência de combustão é muito alta. Este valor é tão alto que é usual a consideração de um rendimento de 100% em simulações, valor adotado neste trabalho (HEYWOOD, 1988).

Considerando a taxa de queima de combustível, conforme explicado na Seção 2.3.4.4, a Equação (3.49) se torna:

$$Q_{ch}(\theta) = \eta_c m_f Q_{LHV} x_b \quad (3.50)$$

Derivando:

$$\frac{dQ_{ch}}{d\theta} = \eta_c m_f Q_{LHV} \frac{dx_b}{d\theta} \quad (3.51)$$

3.2.2.8.2 Cálculo da taxa de transferência de calor para as paredes do cilindro

Annand realizou uma grande revisão de todos os modelos existentes até sua época, reexaminou dados disponíveis e propôs uma equação para o fluxo de calor instantâneo baseada na transferência de calor por convecção em regime turbulento e radiação de um corpo cinza (BORMAN; NISHIWAKI, 1987):

$$q'' = h(T - T_W) + \varepsilon\sigma(T^4 - T_W^4) \quad (3.52)$$

Na qual:

q'' : Fluxo de calor trocado com as paredes do cilindro [W/m^2]

h : Coeficiente de transferência de calor por convecção [W/m^2K].

ε : Emissividade dos gases [Adimensional].

σ : Constante de Stefan-Boltzmann [W/m^2K^4].

T : Temperatura do gás no cilindro [K].

T_W : Temperatura na parede do cilindro [K].

Para Annand:

$$h = a_q \frac{k}{B} Re^{0,7} \quad (3.53)$$

$$\varepsilon\sigma = b \quad (3.54)$$

Assim:

$$q'' = a_q \frac{k}{B} Re^{0,7} (T - T_W) + b(T^4 - T_W^4) \quad (3.55)$$

Sendo:

a_q : Annand (1963, *apud* Komnicos e Rakopoulos, 2016) cita que é uma constante que varia entre 0,35 e 0,8 (aumentando com o aumento da turbulência dos gases no cilindro).

b : Annand (1963, *apud* Komnicos e Rakopoulos, 2016) cita que é uma constante que vale 0 na compressão e $3,3 \times 10^{-8} W/m^2K^4$ na combustão para motores de ignição por compressão.

Modificando a Equação (3.55) para a consideração da área de troca de calor, dada pela Equação (2.7), tem-se:

$$\frac{dQ_{ht}}{dt} = A \left[a_q \frac{k}{B} Re^{0,7} (T - T_W) + b(T^4 - T_W^4) \right] \quad (3.56)$$

Na qual:

$\frac{dQ_{ht}}{dt}$: Taxa de calor transferido para as paredes da câmara de combustão [J/s].

A : Área de troca de calor [m^2].

O valor de A é dado pela Equação (2.7), que corresponde à soma das áreas da parede do cilindro, da cabeça do pistão e a área do cabeçote do motor limitada pela projeção do diâmetro do cilindro. Assim, a área a ser inserida no cálculo da expressão de Annand não corresponde somente à área da parede do cilindro do motor.

As temperaturas na cabeça do pistão de motores de ignição por compressão de injeção direta apresentam uma média de 230°C, ao passo que as temperaturas da parede do cilindro ficam em média em 125°C (HEYWOOD, 1988). Assim, cada área de troca de calor na Equação (2.5) (parede do cilindro, cabeçote e cabeça do pistão) tem uma “temperatura de parede” média característica. Calculando a média das temperaturas para cada área considerada, obtém-se $T_W = 460K$, que é o valor utilizado na Equação (3.56). Importante citar que este valor varia para cada motor e metodologia encontrada na literatura. Por exemplo, Maroteaux e Saad (2013) estimaram 515K em um teste durante o *warm-up* do motor de ignição por compressão e injeção direta *Reanult* de 1,9L 4 tempos e utilizaram este valor em seus trabalhos.

Transformando a Equação (3.56) para derivação em relação a θ , obtém-se a expressão final para a taxa da troca de calor com as paredes da câmara de combustão em função de θ :

$$\frac{dQ_{ht}}{d\theta} = A \left[a_q \frac{k}{B} Re^{0,7} (T - T_W) + b(T^4 - T_W^4) \right] \frac{1}{N} \quad (3.57)$$

Na qual:

$\frac{dQ_{ht}}{d\theta}$: Taxa de variação do calor trocado com as paredes do cilindro em função do ângulo do virabrequim [J/°].

N : Rotação do motor [°/s].

Morel e Keribar (1986, *apud* Payri et al, 2011) estimam que, durante a combustão, cerca de 4% a 20% do calor é transferido por radiação, dependendo do motor e das condições de funcionamento. Payri et al. (2011) afirmam que durante a compressão e depois do fim da combustão a parcela da transferência por radiação é desprezível.

3.2.2.9 Cálculo da taxa de variação da temperatura dos gases dentro do cilindro

Utilizando a Primeira Lei da Termodinâmica para o volume de controle em questão (HEYWOOD, 1988), (SONNTAG; BORGNAKKE, 2003):

$$\frac{dQ_n}{d\theta} - p \frac{dV}{d\theta} + \frac{\dot{m}_f h_f}{N} = \frac{dU}{d\theta} \quad (3.58)$$

Na qual:

$\frac{dQ_n}{d\theta}$: Taxa de variação do calor líquido trocado em função do ângulo de virabrequim $[J/^\circ]$.

p : Pressão dos gases no cilindro $[Pa]$.

$\frac{dV}{d\theta}$: Taxa de variação do volume no interior do cilindro em função do ângulo virabrequim $[m^3/^\circ]$.

$\frac{dU}{d\theta}$: Taxa de variação da energia interna dos gases no interior do cilindro em função do ângulo de virabrequim $[J/^\circ]$.

\dot{m}_f : Vazão mássica de combustível $[kg/s]$.

h_f : Entalpia do combustível $[J/kg]$.

N : Rotação do motor $[^\circ/s]$.

Heywood (1988) mostra que o termo $\frac{\dot{m}_f h_f}{N}$ pode ser desprezado na Equação (3.58). Levando-se em conta a consideração feita de que os gases no cilindro se comportaram como gases ideais (HEYWOOD, 1988), (ÇENGEL; BOLES, 2011):

$$\frac{dQ_n}{d\theta} - p \frac{dV}{d\theta} = m c_v \frac{dT}{d\theta} \quad (3.59)$$

$$\frac{dT}{d\theta} = \frac{1}{m c_v} \times \left(\frac{dQ_n}{d\theta} \right) - \frac{1}{m c_v} \times \left(p \frac{dV}{d\theta} \right) \quad (3.60)$$

Em que:

m : Massa dos gases dentro do cilindro $[kg]$.

$\frac{dT}{d\theta}$: Taxa de variação da temperatura dos gases no interior do cilindro em função do ângulo de virabrequim [$K/^\circ$].

A Equação (3.60) é utilizada para o cálculo da temperatura dos gases na câmara de combustão em função do ângulo de virabrequim do motor.

3.2.2.10 Cálculo da taxa de variação da pressão dos gases dentro do cilindro

Utilizando a Lei dos Gases Ideais e derivando (considerando a massa dos gases no cilindro constante) (HEYWOOD, 1988), (SONNTAG; BORGNAKKE, 2003):

$$pV = mRT \quad (3.61)$$

$$p \frac{dV}{d\theta} + V \frac{dp}{d\theta} = mR \frac{dT}{d\theta} \quad (3.62)$$

A Equação (3.62) pode ser combinada com a Equação (3.60) para eliminar $\frac{dT}{d\theta}$:

$$p \frac{dV}{d\theta} \left(\frac{1}{mR} \right) + V \frac{dp}{d\theta} \left(\frac{1}{mR} \right) = \left(\frac{1}{mc_v} \right) \frac{dQ_n}{d\theta} - \left(\frac{1}{mc_v} \right) p \frac{dV}{d\theta} \quad (3.63)$$

Reorganizando a equação (HEYWOOD, 1988):

$$\frac{dp}{d\theta} = \frac{1}{V} \left[\left(\frac{R}{c_v} \right) \frac{dQ_n}{d\theta} - \left(1 + \frac{R}{c_v} \right) p \frac{dV}{d\theta} \right] \quad (3.64)$$

Em que:

$\frac{dp}{d\theta}$: Taxa de variação da pressão dos gases na câmara de combustão em função do ângulo virabrequim do motor [$Pa/^\circ$].

R : Constante Universal dos Gases [$J/kg.K$].

A Equação (3.64) é utilizada para o cálculo da pressão dos gases na câmara de combustão em função do ângulo de virabrequim do motor.

3.2.2.11 Cálculo dos novos valores de pressão e temperatura para a próxima iteração

O ângulo seguinte é calculado como $\theta + \Delta\theta$, em que $\Delta\theta$ é o passo de integração adotado. Como é utilizado o método de Euler e as equações são discretizadas, os novos valores de T e P são dados por:

$$P_{\theta+\Delta\theta} = P_{\theta} + \frac{\Delta P_{\theta}}{\Delta\theta} \Delta\theta \quad (3.65)$$

$$T_{\theta+\Delta\theta} = T_{\theta} + \frac{\Delta T_{\theta}}{\Delta\theta} \Delta\theta \quad (3.66)$$

Com estes novos valores, o programa retorna ao início da fase iterativa e recomeça os cálculos, até alcançar o cálculo correspondente ao ângulo $\theta = 180^\circ$, onde é cessada a simulação e os dados são armazenados.

3.2.3 Cálculos finais (não iterativos)

A sequência para a obtenção dos parâmetros de desempenho do motor é a seguinte:

- 1) Calcula-se o trabalho líquido produzido pelos gases no pistão em um ciclo através da integração da curva da pressão dos gases em função do volume instantâneo no interior do cilindro, como na Equação (2.15).
- 2) Calcula-se a pressão média efetiva através da Equação (2.16).
- 3) Calcula-se a potência indicada bruta separando P da Equação (2.18).
- 4) Calcula-se o torque indicado bruto pela Equação (2.12).
- 5) Calcula-se a pressão média efetiva, a potência e o torque de eixo, através da multiplicação de cada grandeza indicada pela eficiência mecânica do motor.
- 6) Calcula-se o consumo específico, através da Equação (2.19).
- 7) Calcula-se eficiência de conversão de combustível, através da Equação (2.20).

3.3 Versão Final do Programa

A primeira versão do programa (explicada anteriormente) foi desenvolvida com foco na validação. Ou seja, os dados experimentais do ensaio do motor foram inseridos e a partir daí foram calculados os parâmetros de saída. Assim, foi possível testar se as equações e considerações feitas no modelo estavam corretos e, principalmente, foi possível a calibração adequada das correlações empíricas utilizadas (correlação de Annand e lei de Wiebe). Após a validação, o programa foi reescrito em algumas partes. Em vez de receber os dados experimentais e realizar os cálculos a partir destes dados, o programa possui agora uma interface simples para receber dados de entrada e não visa à comparação de resultados, apenas a calculá-los e exibir para o usuário. Em linhas gerais, os passos do novo programa são os seguintes:

- 1) Insere-se os valores das condições de operação e os parâmetros geométricos do motor (rotação, *fator lambda*, razão de compressão do compressor, temperatura no coletor de admissão, eficiências mecânica, volumétrica e de combustão, tempos do motor, número de cilindros, razão volumétrica de compressão, diâmetro do cilindro, comprimento da biela, raio de manivela, avanço de injeção, poder calorífico inferior do combustível, número de cetanas do combustível, número de átomos de hidrogênio, carbono e oxigênio na molécula de combustível, parâmetros da lei de Wiebe.
- 2) Início dos cálculos do modelo: volume deslocado pelo(s) cilindro(s) do motor, massa específica do ar admitido. Com os dados experimentais, a eficiência volumétrica era calculada, aqui, ela será dado de entrada do modelo e será utilizada nos cálculos de vazão mássica de ar através da Equação (2.34). A partir da vazão mássica de ar e do *fator lambda*, será calculada a vazão mássica de combustível pela Equação (2.35).
- 3) Estequiometria da combustão: composição dos gases produtos da combustão.
- 4) A fase iterativa é a mesma explicada na Seção 3.1.
- 5) O programa calcula as pressões médias efetivas, potências e torques indicados e de eixo, consumo específico de combustível e a eficiência de conversão de combustível

do motor na condição simulada. O programa escreve estes parâmetros em uma tabela Excel pré-formatada.

- 6) O programa plota gráficos importantes, como pressão no cilindro e fração mássica queimada e sua derivada em função do ângulo do virabrequim.

Ainda é possível estudar e plotar gráficos da temperatura no cilindro em função do ângulo do virabrequim, pressão no cilindro em função do volume instantâneo no cilindro, do calor líquido na câmara de combustão, calor liberado pela combustão e calor transferido para as paredes do cilindro, a derivada de cada um desses calores em função do ângulo do virabrequim e as propriedades de gás ideal e de transporte dos gases no cilindro em função do ângulo do virabrequim.

3.4 Validação do modelo

A calibração da curva da fração mássica queimada partiu dos parâmetros citados por Barros (2013). Os parâmetros relatados pelo autor representaram muito bem a combustão para uma primeira estimativa. Os ajustes finais foram feitos manualmente, com base na comparação da curva experimental obtida com o programa AVL IndiCom e a curva simulada. Para ajuste dos parâmetros, foram estudados cada um separadamente, conforme mostram as Figuras 8, 9 e 10:

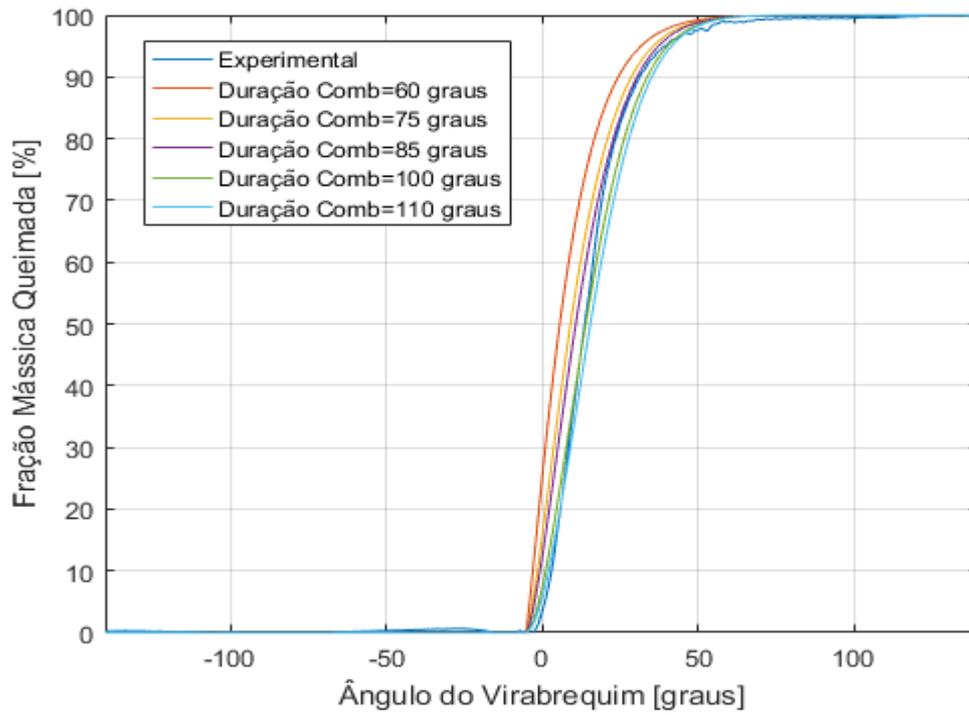


Figura 8 - Efeitos da variação da duração da combustão ($\Delta\theta$) na curva da fração mássica queimada. Os outros parâmetros foram fixados em $a_w = 7$ e $m_d = 0,65$.

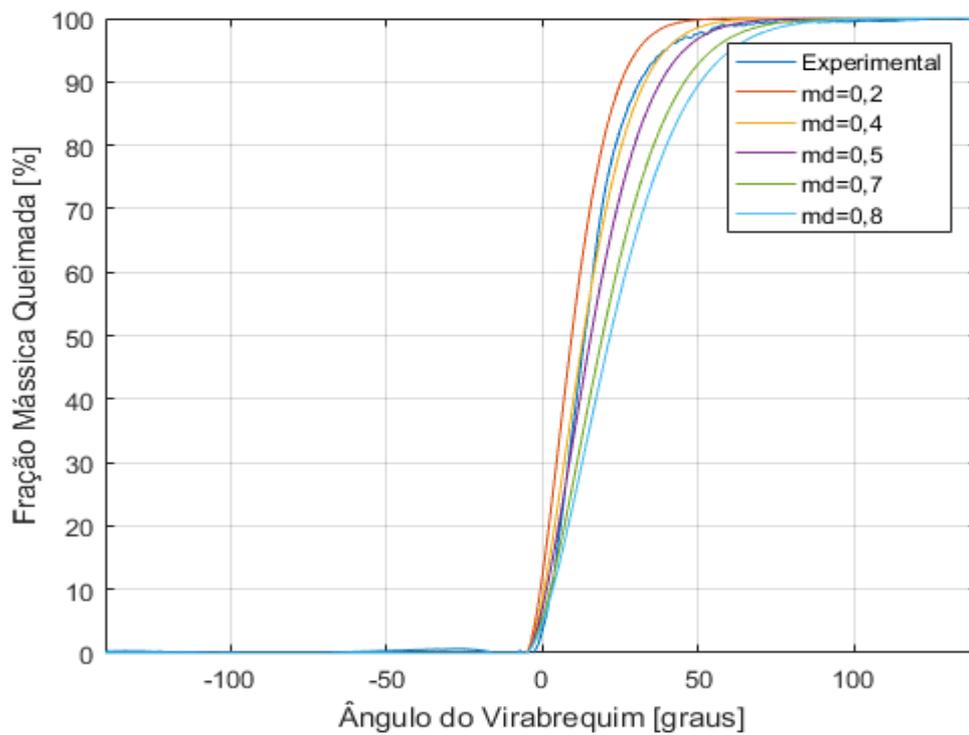


Figura 9 - Efeitos da variação do parâmetro m_d na curva da fração mássica queimada. Os outros parâmetros foram fixados em $\Delta\theta = 75$ e $a_w = 7$.

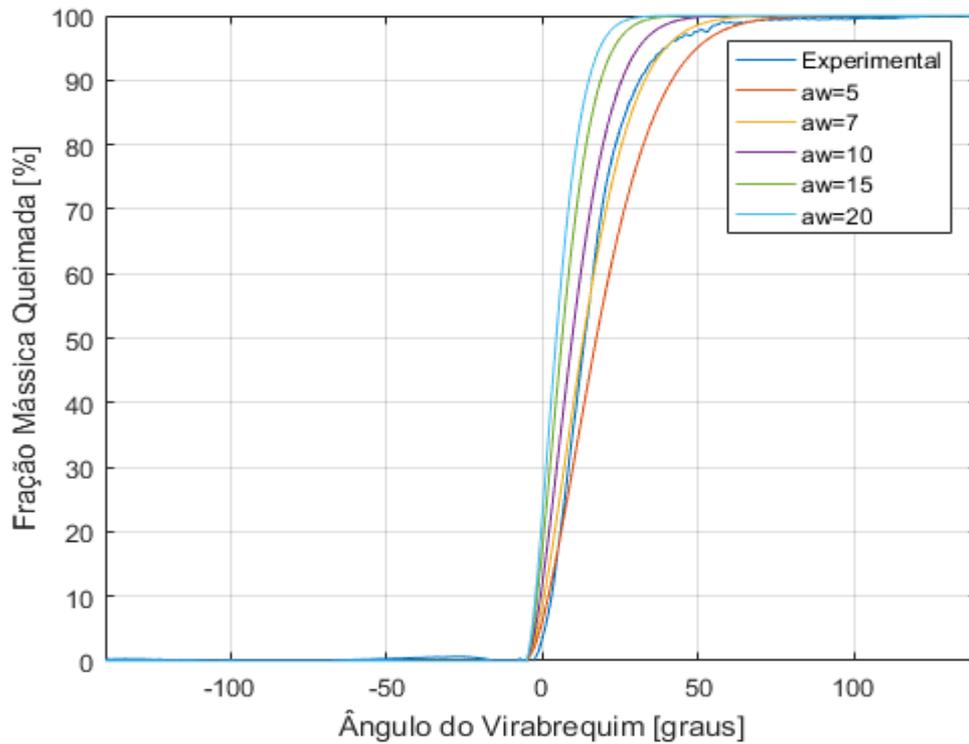


Figura 10 - Efeitos da variação do parâmetro a_w na curva da fração mássica queimada. Os outros parâmetros foram fixados em $\Delta\theta = 75$ e $m_d = 0,65$.

As Figuras 8, 9 e 10 mostram que variando-se $\Delta\theta$, é mantida de certa forma a inclinação da maior parte da curva da fração mássica queimada, alterando-se de forma mais incisiva o fim da curva. Variando-se a_w e m_d , um no sentido contrário do outro, obtém-se resultados semelhantes na curva (aumentando-se m_d e diminuindo-se a_w , por exemplo, diminui-se a taxa de queima). Então, modificando cada parâmetro conforme a tendência apresentada, ajustou-se os parâmetros da combustão para cada condição.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 Resultados para Mesma Carga, Rotações Diferentes e Mesmo Motor

As Figuras 11, 12 e 13 mostram as frações mássicas queimadas obtidas experimentalmente com as simuladas e ajustadas para o motor NEF 6, plena carga e nas rotações de 2000 *rpm*, 1800 *rpm* e 1700 *rpm*:

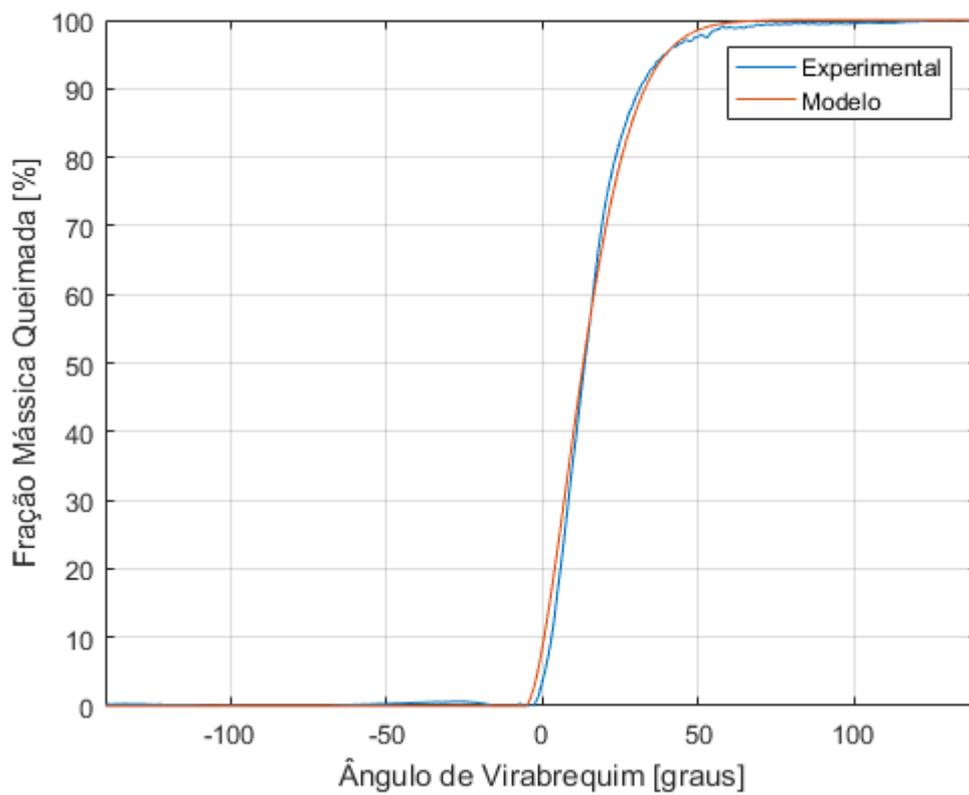


Figura 11 - Fração mássica queimada experimental e simulada, motor NEF 6, plena carga, 2000 *rpm*.

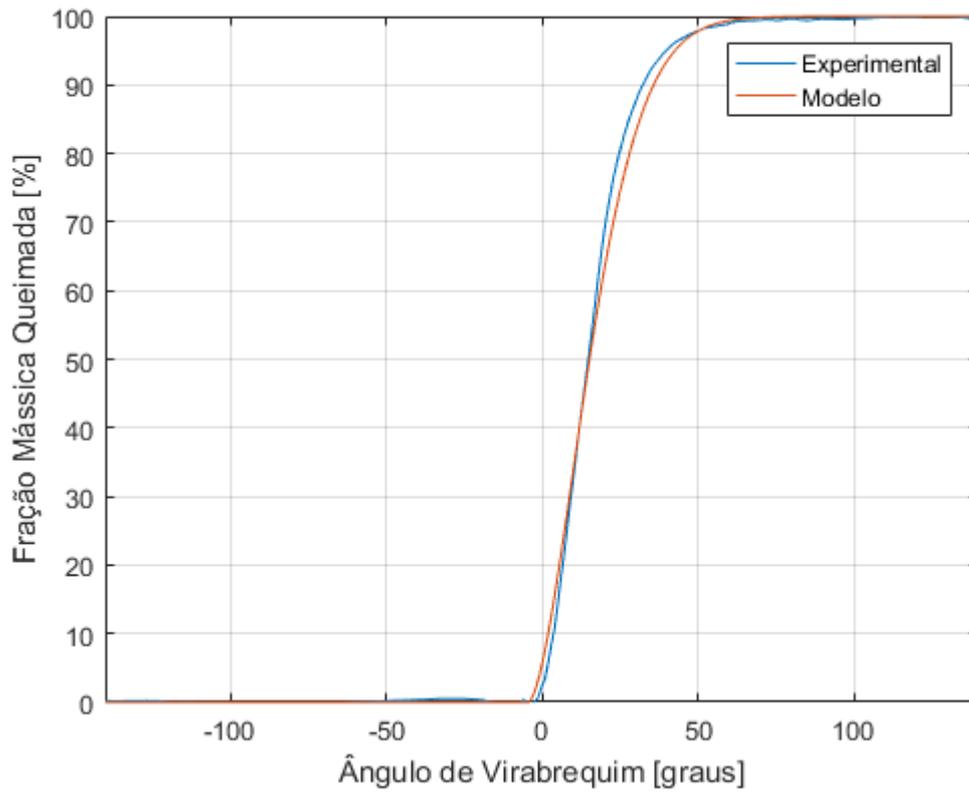


Figura 12 - Fração mássica queimada experimental e simulada, motor NEF 6, plena carga, 1800 rpm.

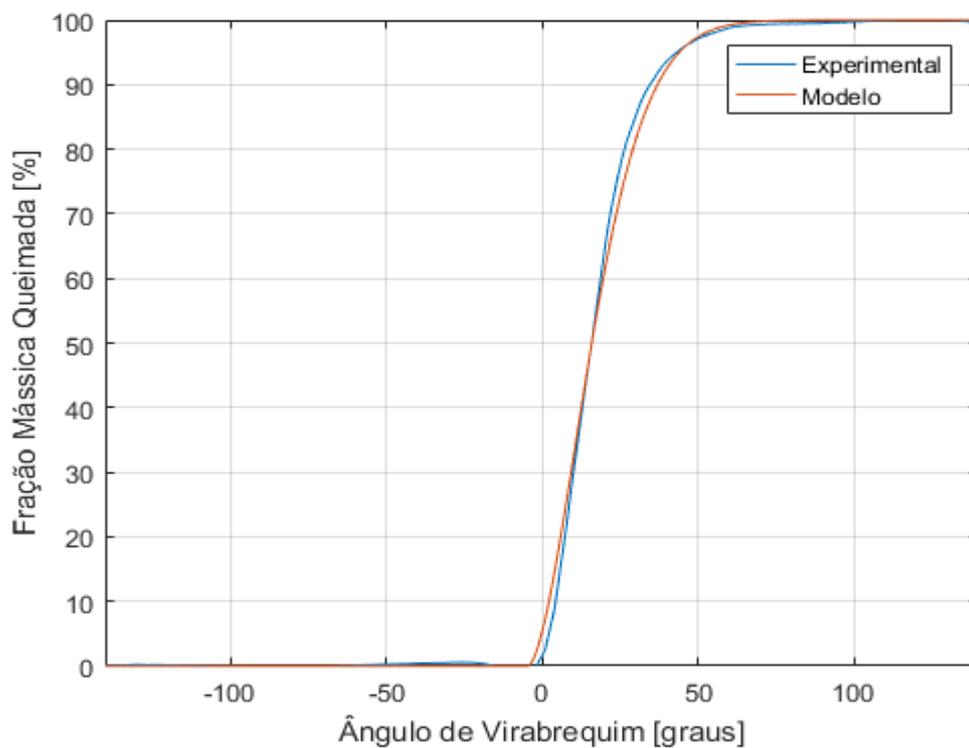


Figura 13 - Fração mássica queimada experimental e simulada, motor NEF 6, plena carga, 1700 rpm.

Percebe-se nas Figuras 11 a 13 que a combustão se inicia antes nos casos simulados. A correlação de Hardenberg e Hase utilizada apresentou erro de cerca de 2° em todos os casos. Em função deste erro inicial, foi difícil fazer concordar totalmente a curva simulada com a experimental. A Tabela 3 mostra os parâmetros da lei de Wiebe ajustados para cada caso.

Tabela 3 - Parâmetros de ajuste para a lei de Wiebe a 2000 rpm, 1800 rpm e 1700 rpm, motor NEF 6, plena carga.

	2000 rpm	1800 rpm	1700 rpm
a_w	7,00	7,00	7,00
x_p	0,00	0,00	0,00
x_d	1,00	1,00	1,00
m_p	0,00	0,00	0,00
m_d	0,65	0,68	0,70
$\Delta\theta_p$	0,00	0,00	0,00
$\Delta\theta_d$	75	78	80

Observa-se pelos valores da Tabela 3 e pela Equação (2.43) que foi adotada a lei de Wiebe de uma zona. À medida em que se reduz a rotação, a duração da queima aumenta ligeiramente. Seria razoável a adoção dos valores dos parâmetros para 1800 rpm como valores fixos médios para as altas rotações à plena carga do motor NEF 6. Outra possibilidade seria traçar um ajuste polinomial para as rotações e os parâmetros, tornando ainda mais precisa a simulação. Interessante observar que os valores descritos se encontram de acordo com as sugestões de Barros (2013).

As Figuras 14, 15 e 16 mostram a derivada da fração mássica queimada em função do ângulo de virabrequim do motor. Estas curvas mostram que a fase de queima de pré-mistura no motor à plena carga é muito pequena, podendo ser desprezada, conforme cita Hu et al. (2017).

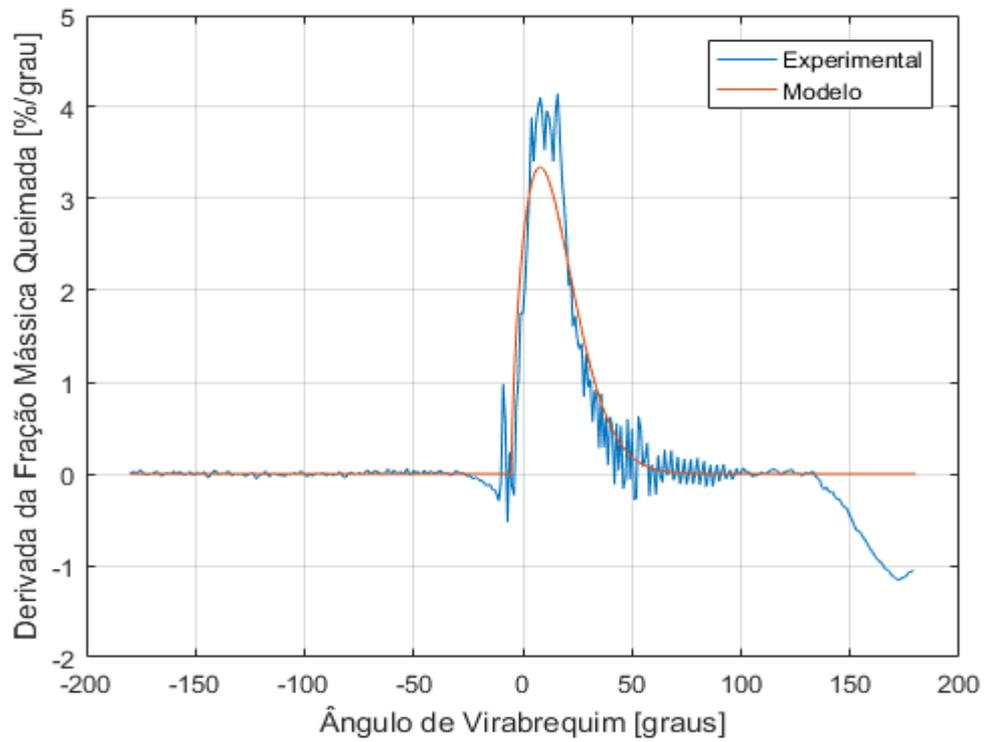


Figura 14 - Derivada da fração mássica queimada em relação ao ângulo de virabrequim simulada e experimental, motor NEF 6, plena carga, 2000 rpm.

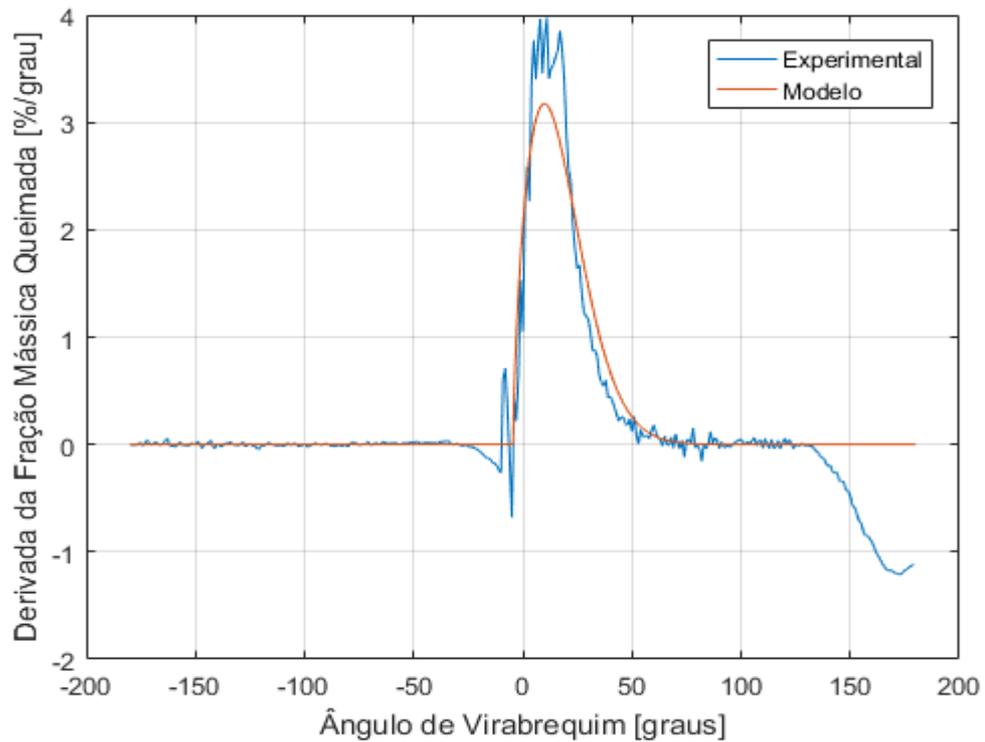


Figura 15 - Derivada da fração mássica queimada em relação ao ângulo de virabrequim simulada e experimental, motor NEF 6, plena carga, 1800 rpm.

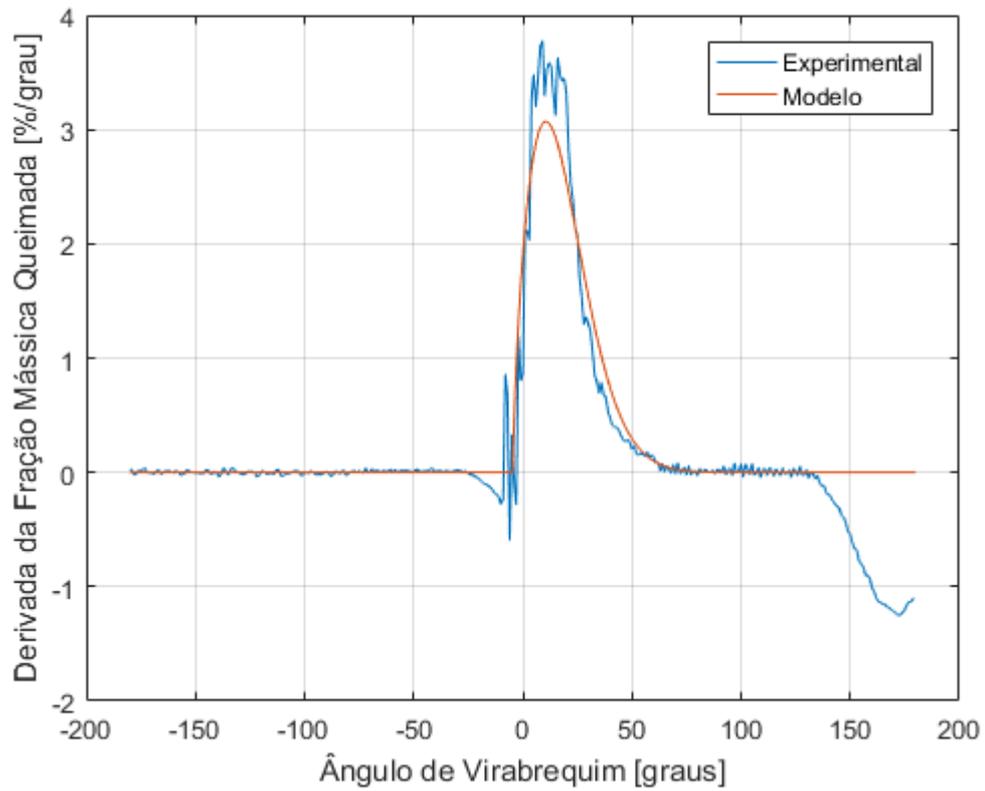


Figura 16 - Derivada da fração mássica queimada em relação ao ângulo de virabrequim simulada e experimental, motor NEF 6, plena carga, 1700 *rpm*.

As Figuras 17, 18 e 19 apresentam as curvas de pressão experimentais e simuladas para o motor NEF 6 à plena carga e nas rotações de 2000 *rpm*, 1800 *rpm* e 1900 *rpm*, respectivamente.

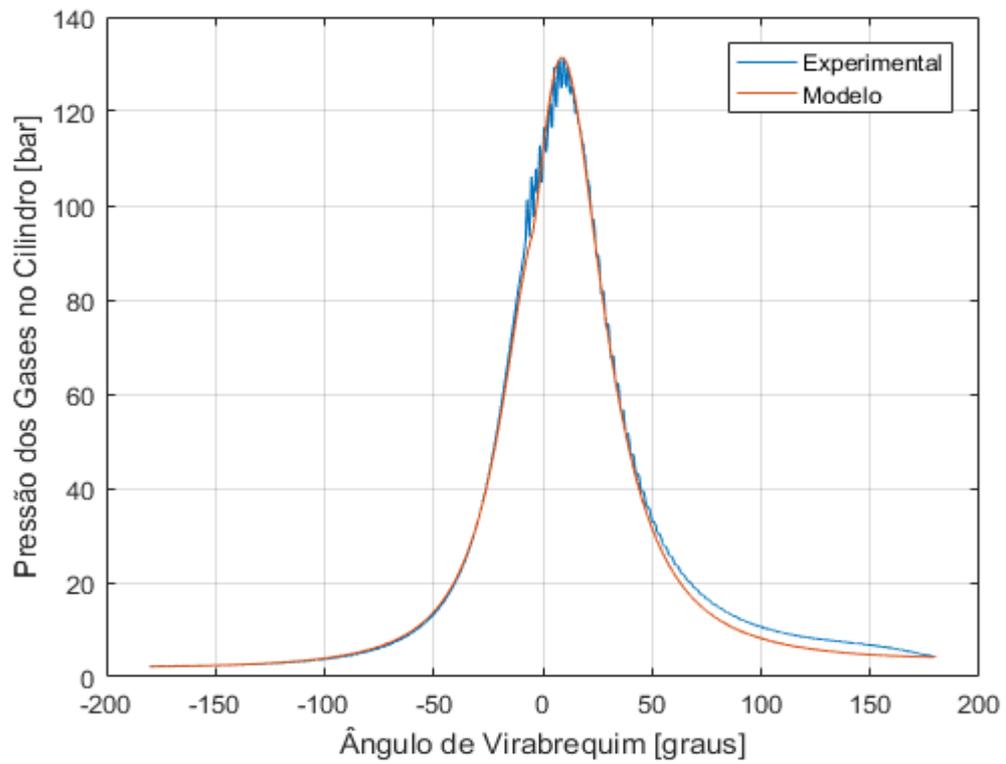


Figura 17 - Pressão no cilindro experimental e simulada, motor NEF 6, plena carga, 2000 rpm

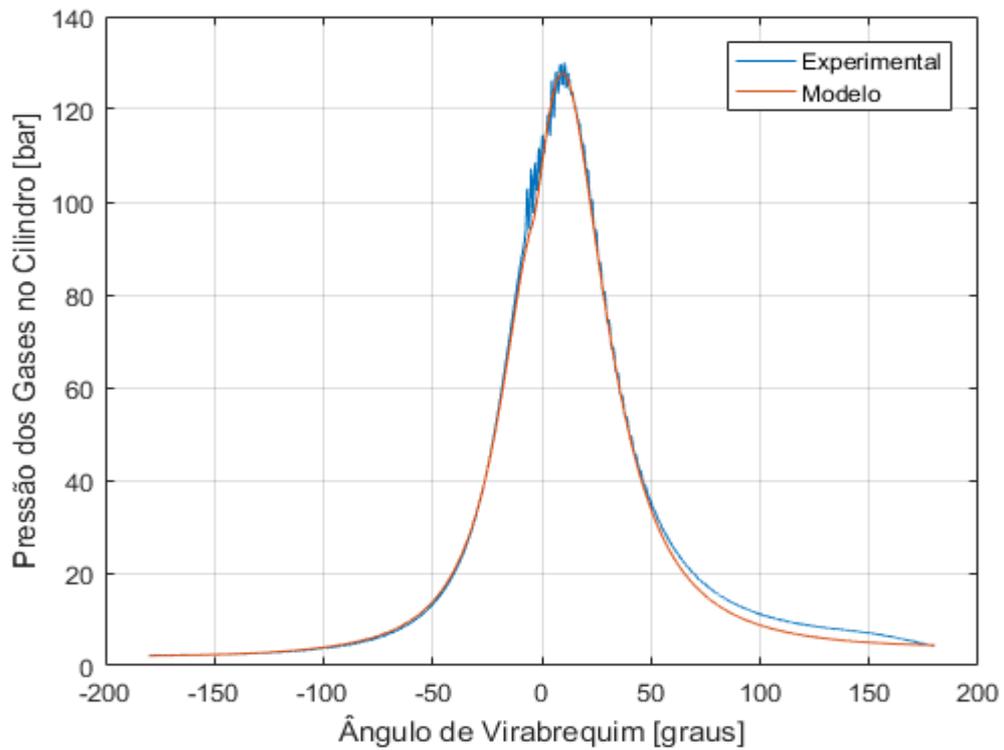


Figura 18 - Pressão no cilindro experimental e simulada, motor NEF 6, plena carga, 1800 rpm.

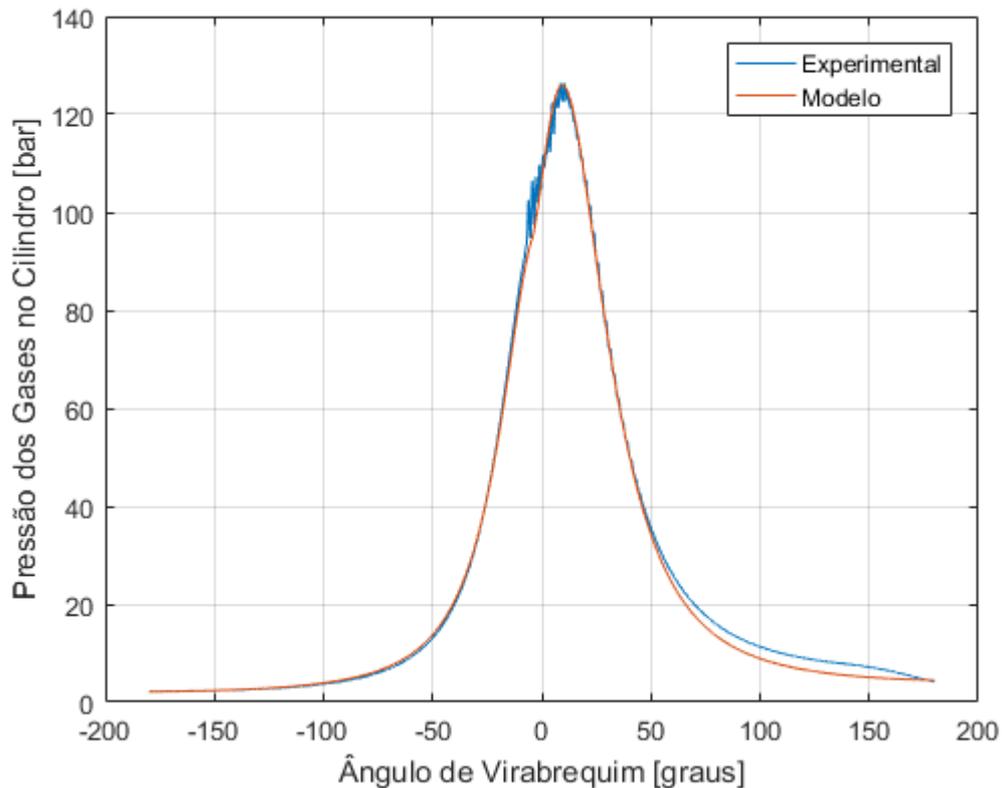


Figura 19 - Pressão no cilindro experimental e simulada, motor NEF 6, plena carga, 1700 rpm.

Analisando as curvas das Figuras 17 a 19, observa-se que todas as curvas simuladas apresentam excelente concordância com a experimental até cerca de 50° após o PMS. A não uniformidade apresentada após ocorrer a combustão se deve à característica de combustão com detonação, descrita na Seção 2.3.4.2.

Analisando a Equação (3.64) para a obtenção da pressão em função do ângulo de virabrequim, o fator que pode ser a grande fonte de erro é dQ_n , pois: 1) O volume instantâneo deslocado (V) assume valores corretos por considerar dados corretos da geometria do motor; 2) c_p é calculado através do polinômio da Equação (3.33) e c_v através da Equação (3.34), equações que já foram exaustivamente utilizadas em trabalhos científicos de simulação de motores e têm eficácia comprovada (HEYWOOD, 1988).

dQ_n é calculado pelo calor liberado pela combustão, Equação (3.50), subtraído do calor transferido para as paredes do cilindro, Equação (3.55). A equação do calor transferido para as paredes do cilindro possui como fatores possíveis de serem fontes de erros: a_q , k , Re , T e T_w (dQ_n é também um parâmetro que pode ser grande fonte de erro em T , como pode ser visto na Equação (3.60)). Considerando-se que a lei de Wiebe está bem calibrada, que o valor para a

temperatura média para a parede do cilindro (T_W), retirada de Heywood (1988), é uma boa estimativa, e que o cálculo de k e Re oferece baixos erros à simulação (HEYWOOD, 1988), um fator que pode introduzir grande erro ao cálculo de dQ_n e consequentemente ao cálculo de p é a constante a_q .

Para as curvas das Figuras 17 a 19, esta constante foi fixada em 1,6. A explicação para esta constante ter sido calibrada bem acima dos valores recomendados reside no fato de que ela está intimamente ligada à estrutura de fluxo dentro do cilindro. Assim, se há grande turbulência, esta constante (e, consequentemente, a transferência de calor por convecção para as paredes do cilindro) aumentará. Provavelmente, por se tratar de um motor de ignição por compressão moderno, o motor dispõe de bons métodos para geração de turbulência no interior dos cilindros, o que aumenta a transferência de calor por convecção. Heywood (1988) chega à mesma conclusão em sua obra.

O modelo parecia calibrado à primeira vista, com o único problema aparente sendo a pressão abaixo da real após os 50° do eixo virabrequim. Porém, ao serem calculados os parâmetros gerais de desempenho, esta defasagem da pressão foi suficiente para reduzir muito o trabalho gerado pelos gases no cilindro (que foi calculado como a área abaixo da curva de pressão em função do volume dentro do cilindro), e a simulação apresentou valores abaixo dos reais, como mostra a Tabela 4:

Tabela 4 - Parâmetros de desempenho a 2000 rpm, 1800 rpm e 1700 rpm, motor NEF 6, plena carga, $a_q = 1,6$.

	2000 rpm	1800 rpm	1700 rpm
PME indicada (bar)	12,8	13,8	14,0
Potência indicada (kW)	143,1	139,0	133,3
Torque indicado (Nm)	683,1	737,5	748,6
PME de eixo (bar)	12,5	13,5	13,7
Potência de eixo (kW)	140,2	136,2	130,6
Torque de eixo (Nm)	669,4	722,7	733,7
Consumo específico (g/kW.h)	228,6	229,0	229,6
Eficiência de conversão de combustível (%)	35,0	34,9	34,8
MAPE entre as curvas de pressão (%)	9,8	9,2	9,1

Para 2000 *rpm*, a potência máxima especificada pelo fabricante é 162 *kW*, ou seja, há um erro de $-13,46\%$. Para 1800 *rpm* a potência real é de 158 *kW*, um erro de $-13,80\%$. Para 1700 *rpm* a potência é de 151 *kW*, apresentando a simulação um erro de $-13,51\%$.

Para sanar este problema, uma vez que a simulação busca, além de reproduzir a pressão no cilindro, fornecer uma boa aproximação para os dados de eixo do motor, foi adotado $a_q = 1,0$ e os cálculos foram refeitos. Esta redução em a_q reduz a transferência de calor para as paredes do cilindro, pois se diminui o coeficiente de transferência de calor por convecção, como pode ser visto na Equação (3.53). A maior energia dentro do cilindro causará aumento da pressão dos gases, como pode ser visto na Equação (3.64). As curvas obtidas estão mostradas nas Figuras 20, 21 e 22:

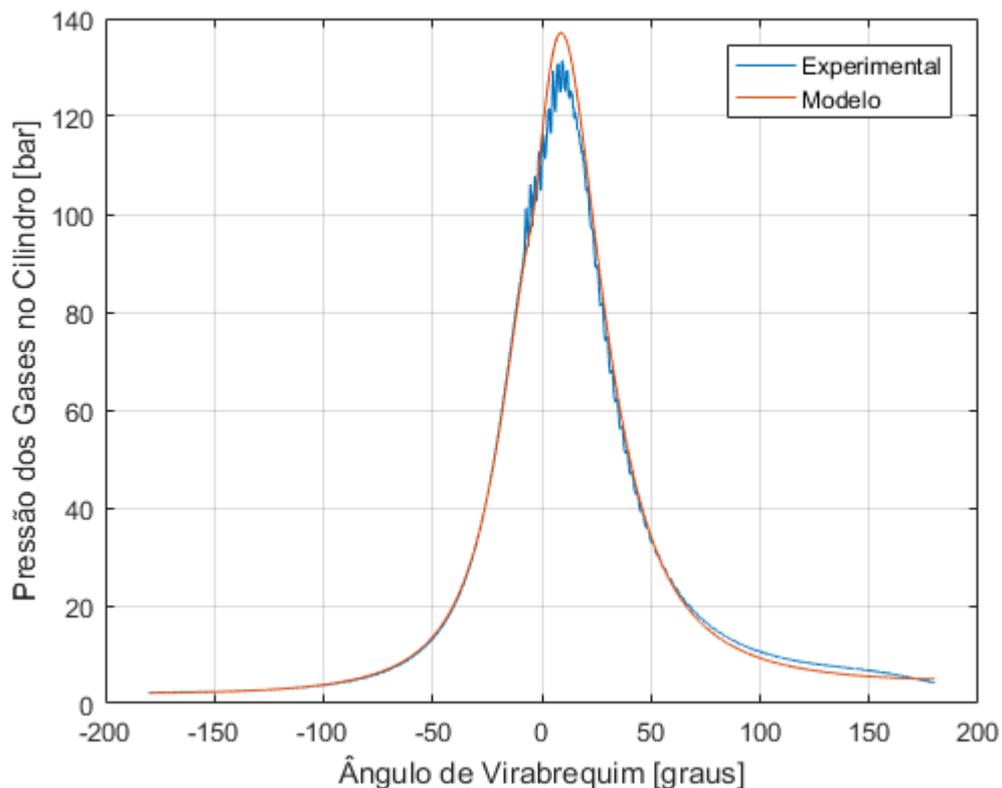


Figura 20 - Pressão no cilindro experimental e simulada superestimada, motor NEF 6, plena carga, 2000 *rpm*.

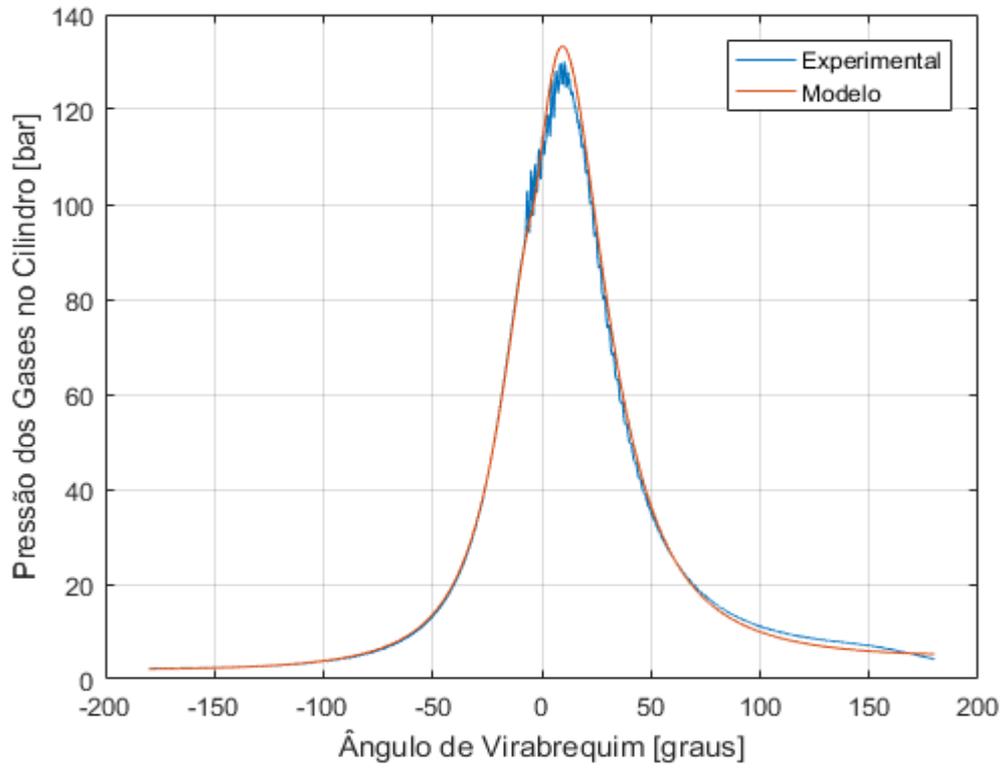


Figura 21 - Pressão no cilindro experimental e simulada superestimada, motor NEF 6, plena carga, 1800 rpm.

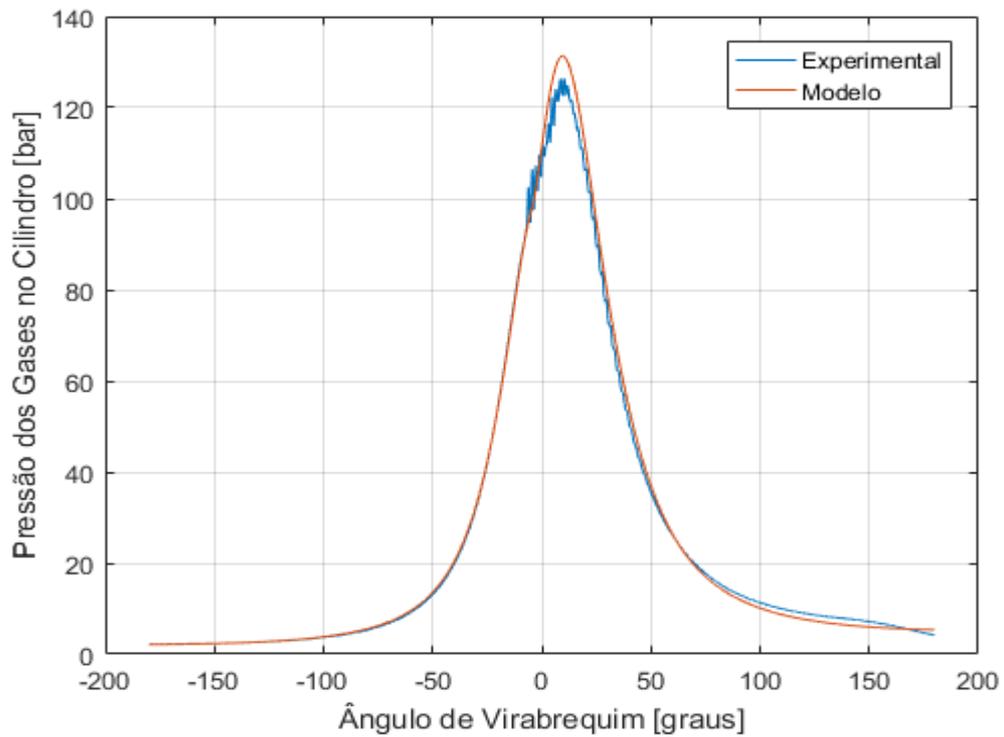


Figura 22 - Pressão no cilindro experimental e simulada superestimada, motor NEF 6, plena carga, 1700 rpm.

As curvas simuladas superestimaram o pico de pressão real em cerca de 4%, em média; porém, os parâmetros de desempenho do motor se adequaram aos dados reais:

Tabela 5 - Parâmetros de desempenho a 2000 rpm, 1800 rpm e 1700 rpm, motor NEF 6, plena carga, $a_q = 1,0$.

	2000 rpm	1800 rpm	1700 rpm
PME indicada (bar)	14,8	15,8	16,1
Potência indicada (kW)	165,5	159,8	153,0
Torque indicado (Nm)	790,4	847,7	859,4
PME de eixo (bar)	14,5	15,5	15,7
Potência de eixo (kW)	162,2	156,6	149,9
Torque de eixo (Nm)	774,6	830,8	842,2
Consumo específico (g/kW.h)	197,6	199,2	200,1
Eficiência de conversão de combustível (%)	40,5	40,2	40,0
MAPE entre as curvas de pressão (%)	5,8	5,5	5,6

Neste caso, os erros para as potências máximas de eixo foram, respectivamente (para 2000 rpm, 1800 rpm e 1700 rpm): 0,12%, -0,88% e -0,73%. Importante lembrar que a eficiência mecânica foi considerada 98%.

4.2 Resultados para Cargas Diferentes, Mesma Rotação e Mesmo Motor

Foram comparados os resultados da simulação para o motor NEF 6, 2000 rpm, nas seguintes cargas: plena carga, 60% da plena carga e 40% da plena carga. Os parâmetros da lei de Wiebe foram ajustados através dos estudos da influência de cada parâmetro mostrados nas Figuras 8, 9 e 10. Os resultados estão mostrados na Tabela 6:

Tabela 6 - Parâmetros de ajuste para a lei de Wiebe à plena carga, 60% da plena carga e 40% da plena carga, motor NEF 6, 2000 rpm.

	Plena carga	60% Plena carga	40% Plena carga
a_w	7,00	8,50	12,00
x_p	0,00	0,00	0,01
x_d	1,00	1,00	0,99
m_p	0,00	0,00	2,50
m_d	0,65	0,40	0,30
$\Delta\theta_p$	0,00	0,00	1,00
$\Delta\theta_d$	75	110	140

Para os casos de Plena carga e 60% da plena carga foi adotada a lei de Wiebe de uma zona. Para 40% da plena carga a fase de pré-mistura se tornou pronunciada, sendo necessária a utilização da lei de Wiebe de duas zonas. Quando se varia a carga, há um grande aumento na duração da combustão, além de grande mudança na inclinação da curva, o que fez com que o parâmetro a_w aumentasse e m_d diminuísse (realizando esta calibração, faz com que a curva apresente maior inclinação e realize uma curva mais acentuada ao seu final. É como se a curva tomasse o formato de um “S” mais acentuado). Os resultados estão mostrados Figuras 23 e 24:

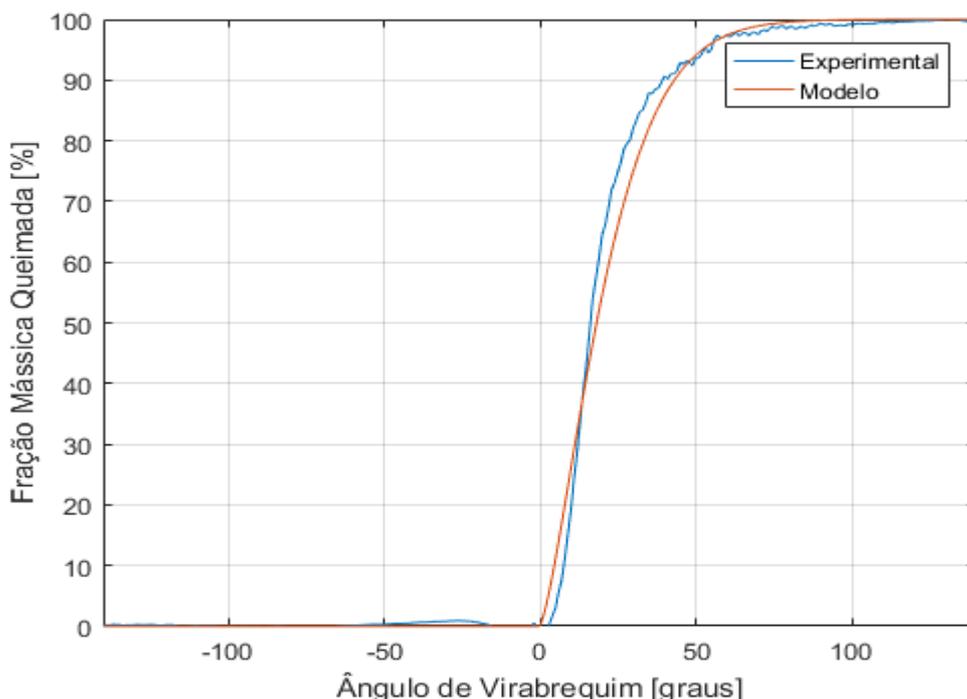


Figura 23 - Fração mássica queimada experimental e simulada, motor NEF 6, 60% da plena carga, 2000 rpm.

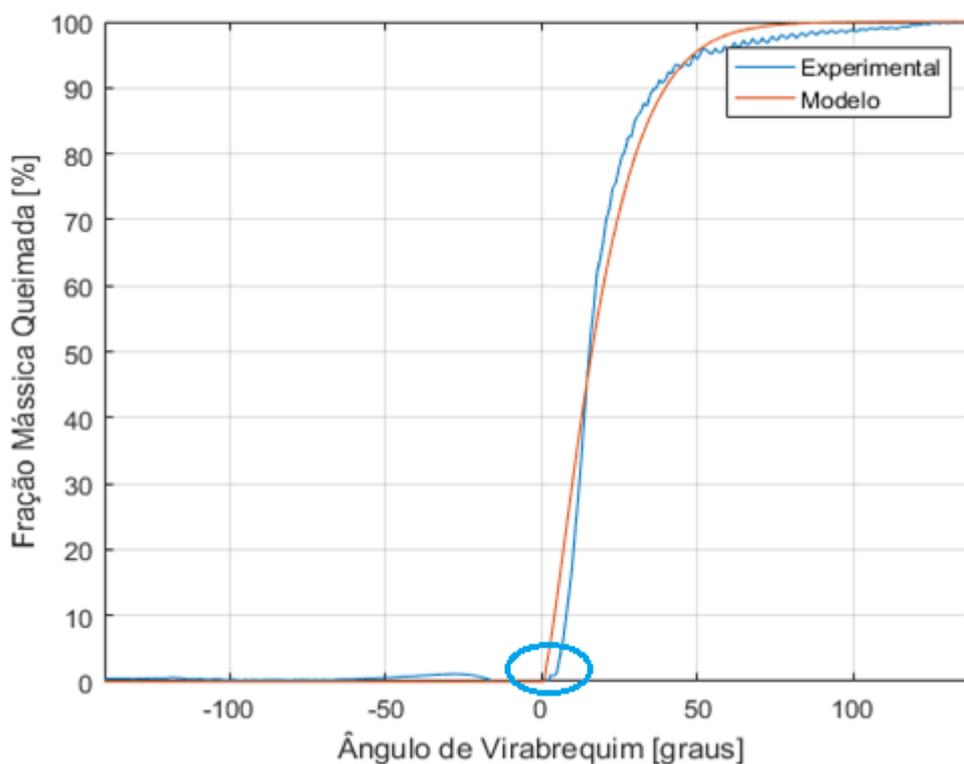


Figura 24 - Fração mássica queimada experimental e simulada, motor NEF 6, 40% da plena carga, 2000 rpm.

Novamente, se observou um erro de cerca de 2° na correlação utilizada para cálculo do atraso de ignição. Pela comparação das Figuras 23 e 24, percebe-se de forma mais clara como a 40% da plena carga a fase pré-misturada de combustão ficou mais evidente que a 60% da plena carga. Nas Figuras 25 e 26 é mais fácil a visualização, através da curva da derivada da fração mássica queimada em função do ângulo do virabrequim.

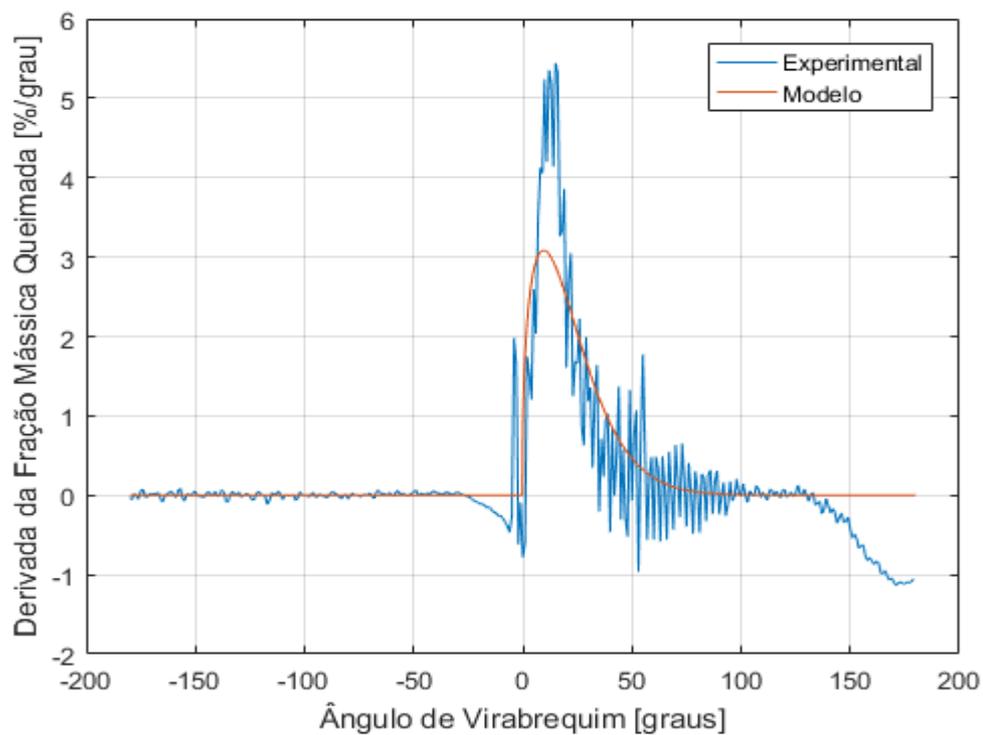


Figura 25 - Derivada da fração mássica queimada em relação ao ângulo de virabrequim simulada e experimental, motor NEF 6, 60% da plena carga, 2000 rpm.

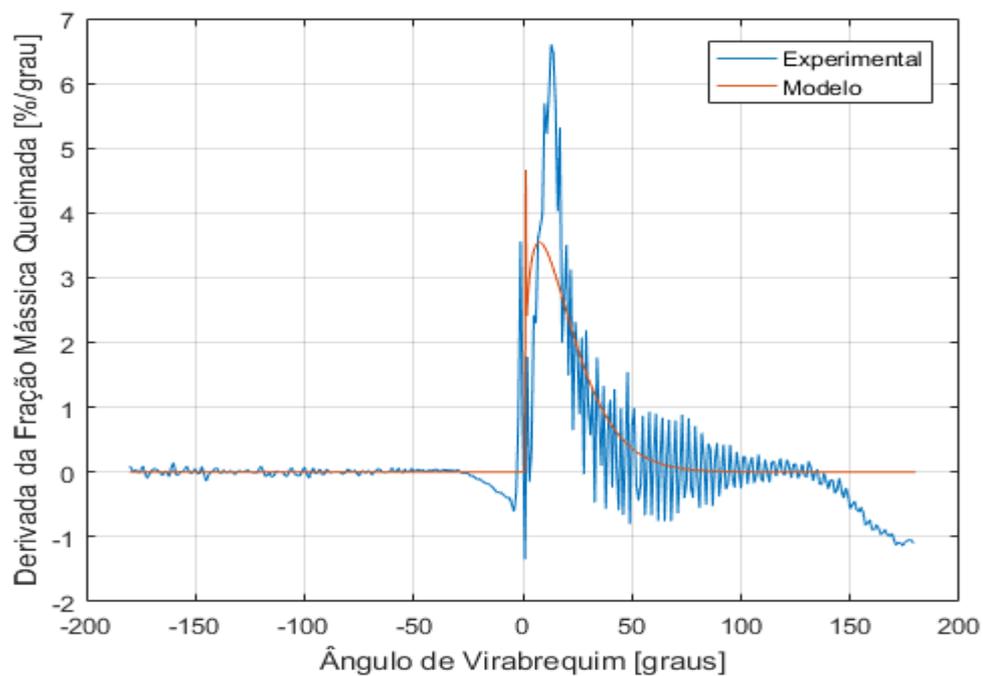


Figura 26 - Derivada da fração mássica queimada em relação ao ângulo de virabrequim simulada e experimental, motor NEF 6, 40% da plena carga, 2000 rpm.

As Figuras 27 e 28 mostram a pressão no cilindro para o motor NEF 6, 2000 *rpm* e para as cargas de 60% da Plena Carga e 40% da Plena Carga.

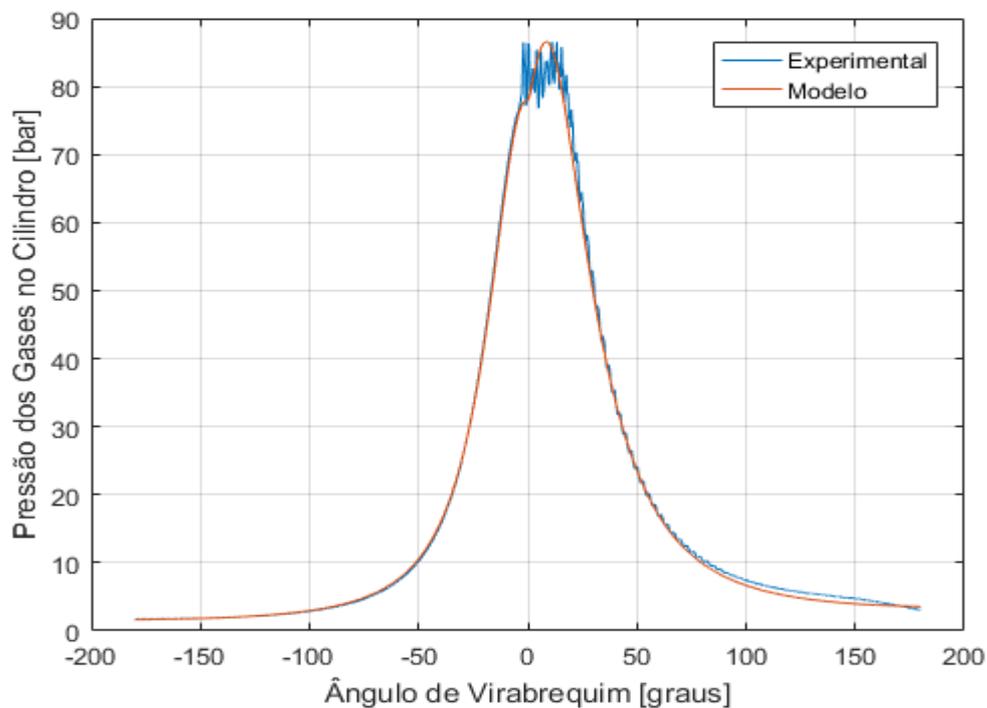


Figura 27 - Pressão no cilindro experimental e simulada, motor NEF 6, 60% da plena carga, 2000 *rpm*.

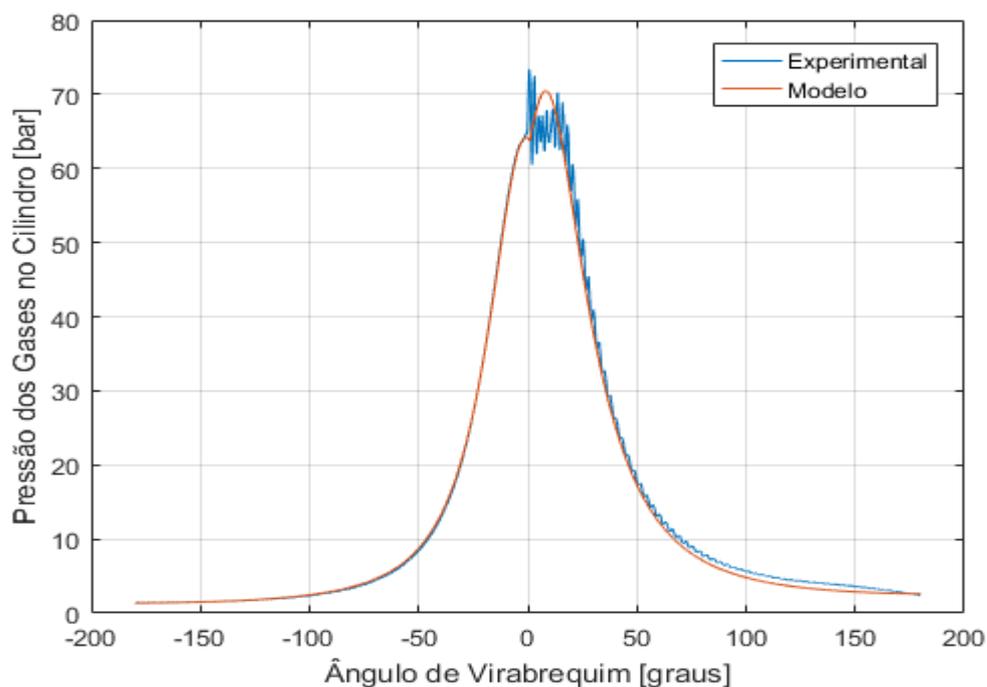


Figura 28 - Pressão no cilindro experimental e simulada, motor NEF 6, 40% da plena carga, 2000 *rpm*.

Novamente, houve discordância maior entre os resultados simulados e experimentais após o ângulo de virabrequim de 50° depois do PMS. Percebe-se aumento da característica de detonação em cargas parciais. A Tabela 7 mostra o resultado dos cálculos dos parâmetros de desempenho do motor NEF 6, 2000 *rpm*, para a plena carga, 60% da plena carga e 40% da plena carga.

Tabela 7 - Parâmetros de desempenho à plena carga, 60% da plena carga e 40% da plena carga, motor NEF 6, 2000 *rpm*, $a_q = 1,0$.

	Plena carga	60% Plena carga	40% Plena carga
PME indicada (bar)	14,8	8,7	5,9
Potência indicada (kW)	165,5	97,6	65,8
Torque indicado (Nm)	790,4	466,2	314,0
PME de eixo (bar)	14,5	8,5	5,7
Potência de eixo (kW)	162,2	95,7	64,5
Torque de eixo (Nm)	774,6	456,9	307,8
Consumo específico (g/kW.h)	197,6	212,1	215,1
Eficiência de conversão de combustível (%)	40,5	37,7	37,2
MAPE entre as curvas de pressão (%)	5,8	5,0	6,9

Para plena carga, a potência máxima declarada pelo fabricante é 162 *kW*, e a simulação apresenta um erro de 0,12%. Para 60% da plena carga, a potência de eixo é 97 *kW*, um erro de -1,34%. Para 40% da plena carga, a potência declarada é 63 *kW*, um erro de 2,38%.

4.3 Resultados para Condição de Potência Máxima em Motores Diferentes

A condição de potência máxima foi simulada também para dados do motor IVECO CURSOR 9 e os parâmetros da simulação foram comparados com os parâmetros para a potência máxima no motor NEF 6. A curvas obtidas para o motor CURSOR 9 são mostradas nas Figuras 29, 30 e 31:

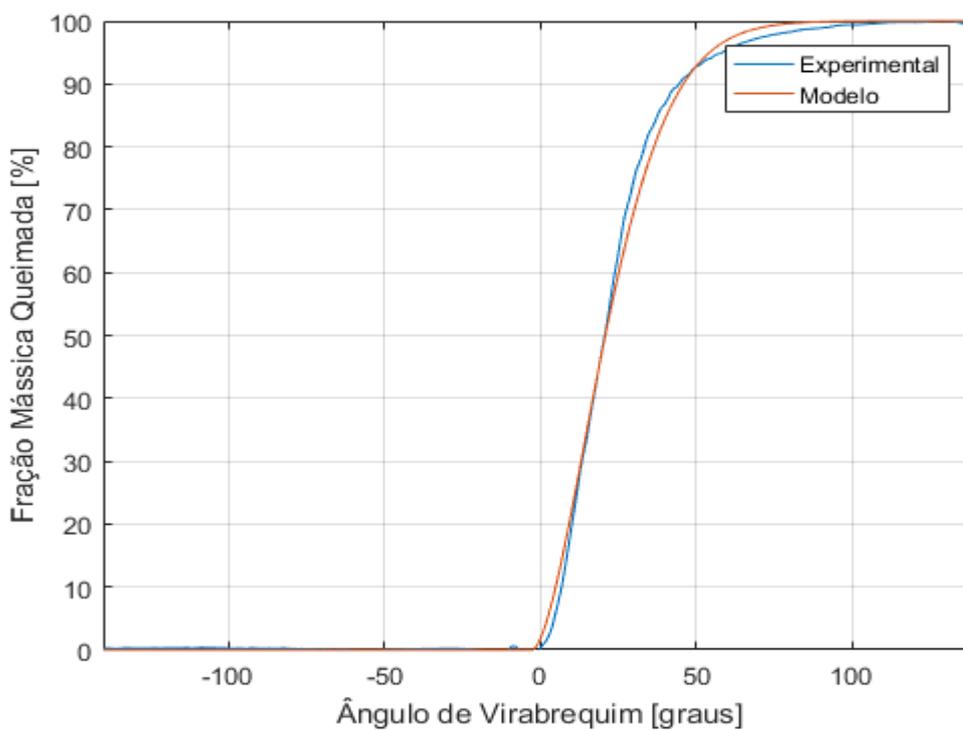


Figura 29 - Fração mássica queimada experimental e simulada, motor CURSOR 9, plena carga, 1800 rpm.

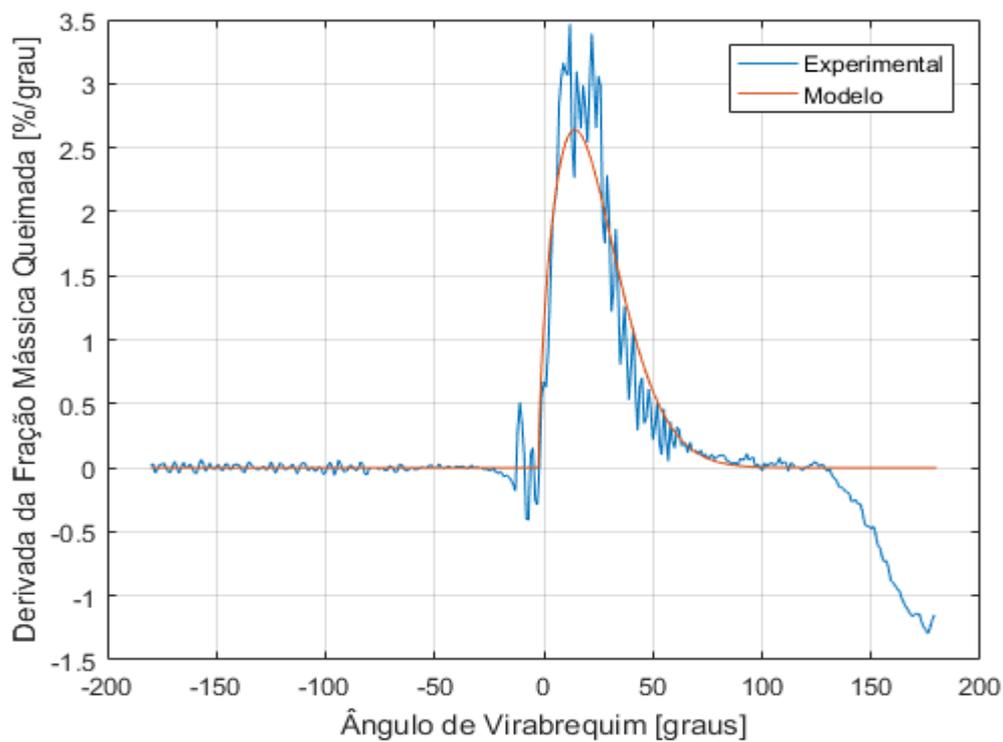


Figura 30 - Derivada da fração mássica queimada em relação ao ângulo de virabrequim simulada e experimental, motor CURSOR 9, plena carga, 1800 rpm.

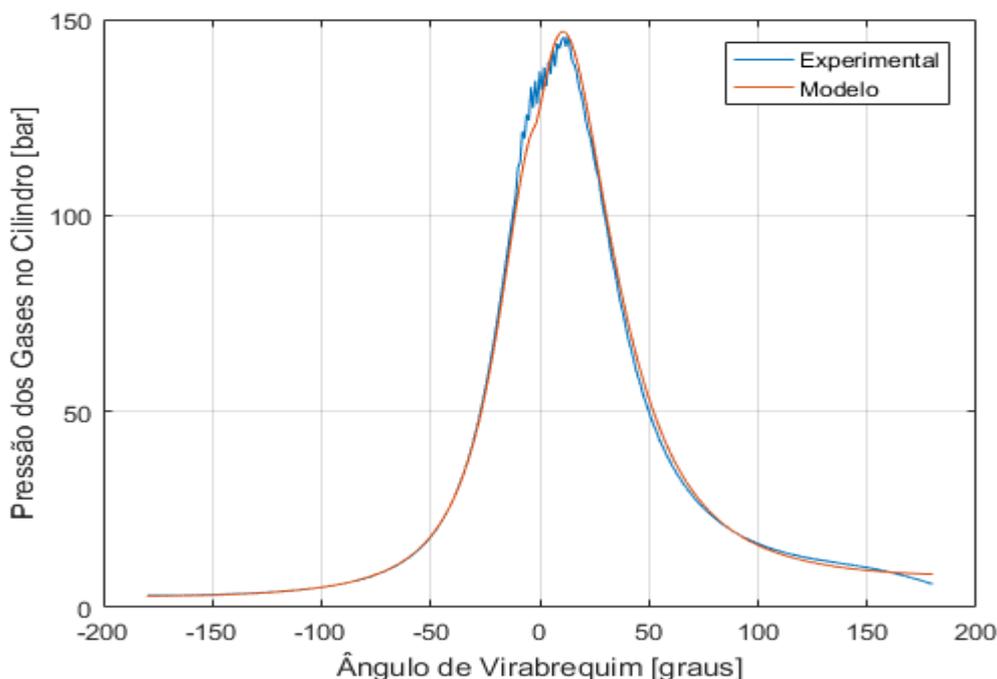


Figura 31 - Pressão no cilindro experimental e simulada, motor CURSOR 9, plena carga, 1800 rpm.

Observa-se as mesmas tendências da queima à plena carga no motor NEF 6, como uma curva mais fácil de calibrar pela simulação e com parte de queima pré-misturada desprezível. O pico de pressão foi menos superestimado: o pico simulado foi 1,42% maior que o experimental. Todos os parâmetros da lei de Wiebe e o parâmetro $a_q = 1,0$ foram mantidos, com o intuito de estudar se a simulação seria adequada para simulações do outro motor à plena carga. O resultado foi positivo, conforme mostram as curvas das Figuras 29 a 31 e as Tabelas 8 e 9:

Tabela 8 - Parâmetros de ajuste para a lei de Wiebe, motores NEF 6 e CURSOR 9, condições de potência máxima.

	CURSOR 9, 1800 rpm, NEF 6, 2000 rpm, plena	
	plena carga	carga
a_w	7,00	7,00
x_p	0,00	0,00
x_d	1,00	1,00
m_p	0,00	0,00
m_d	0,65	0,65
$\Delta\theta_p$	0,00	0,00
$\Delta\theta_d$	95	75

Tabela 9 - Parâmetros de desempenho para motores NEF 6 e CURSOR 9, condições de potência máxima, $a_q = 1,0$.

	CURSOR 9, 1800 rpm,	NEF 6, 2000 rpm, plena
	plena carga	carga
PME indicada (bar)	22,5	14,8
Potência indicada (kW)	294,5	165,5
Torque indicado (Nm)	1.562,2	790,4
PME de eixo (bar)	22,1	14,5
Potência de eixo (kW)	288,6	162,2
Torque de eixo (Nm)	1.530,9	774,6
Consumo específico (g/kW.h)	203,4	197,6
Eficiência de conversão de combustível (%)	39,3	40,5
MAPE entre as curvas de pressão (%)	4,1	5,8

Para o motor CURSOR 9, o fabricante declara potência máxima de eixo de 280 kW, o que representa um erro da simulação de 3,07%.

4.4 Resultados Adicionais

Seguindo os parâmetros da lei de Wiebe e da correlação de Annand validados para os casos anteriores, realizou-se a simulação para dois outros motores, em plena carga, seguindo a simulação descrita na Seção 3.3, sem validação.

4.4.1 Resultados para Motor na Condição de Potência Máxima

Simulou-se o motor IVECO NEF 4 68 kW na sua condição de potência máxima (68kW a 2000 rpm). Os dados de entrada no programa estão mostrados na Tabela 10 e os de saída na Tabela 11. Os gráficos gerados (que também são dados de saída) são mostrados nas Figuras 32 a 35:

Tabela 10 - Dados de entrada para simulação do motor NEF 4 na condição de potência máxima.

Parâmetro	Valor
Número de cilindros	4
Razão volumétrica de compressão	17,5
Diâmetro do cilindro (mm)	104
Comprimento da biela (mm)	195
Curso do pistão (mm)	132
Rotação do motor (rpm)	2000
Fator lambda	1,50
Ângulo de injeção (°)	-9
Razão de compressão do compressor	1,2
Temperatura do ar no coletor de admissão (°C)	27
Eficiência de combustão	1,00
Eficiência volumétrica	0,98
Eficiência mecânica	0,88
Poder calorífico inferior do combustível (MJ/kg)	45
Número de cetanas do combustível	48
Número de átomos de carbono na molécula de combustível	10,8
Número de átomos de hidrogênio na molécula de combustível	18,7
Número de átomos de oxigênio na molécula de combustível	0
a_w	7
x_p	0
x_d	1
m_p	0
m_d	0,65
$\Delta\theta_p$	0
$\Delta\theta_d$	75
a_q	1,0

Tabela 11 - Parâmetros de desempenho do motor NEF 4, condição de potência máxima.

Vazão mássica de ar (kg/h)	290,0
Vazão mássica de combustível (kg/h)	13,4
PME indicada (bar)	9,3
Potência indicada (kW)	69,3
Torque indicado (Nm)	330,7
PME de eixo (bar)	9,1
Potência de eixo (kW)	67,9
Torque de eixo (Nm)	324,1
Consumo específico (g/kW.h)	197,4
Eficiência de conversão de combustível (%)	40,52

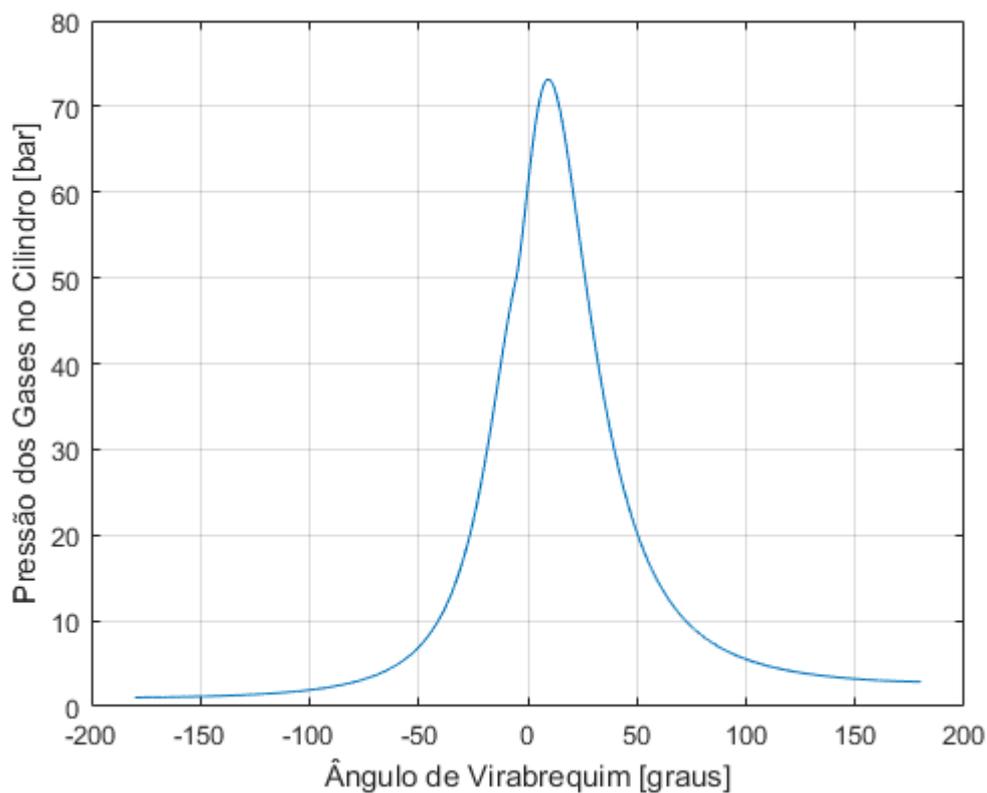


Figura 32 - Pressão no cilindro em função do ângulo do virabrequim, motor NEF 4, potência máxima, 2000 rpm.

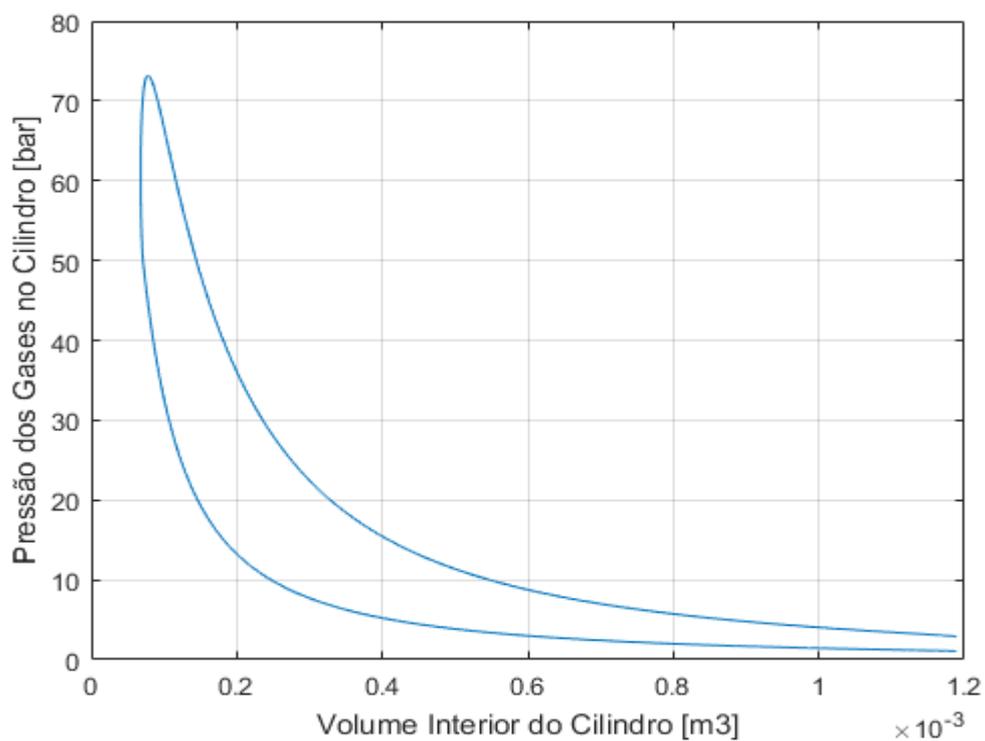


Figura 33 - Pressão em função do volume no interior do cilindro, motor NEF 4, potência máxima, 2000 rpm.

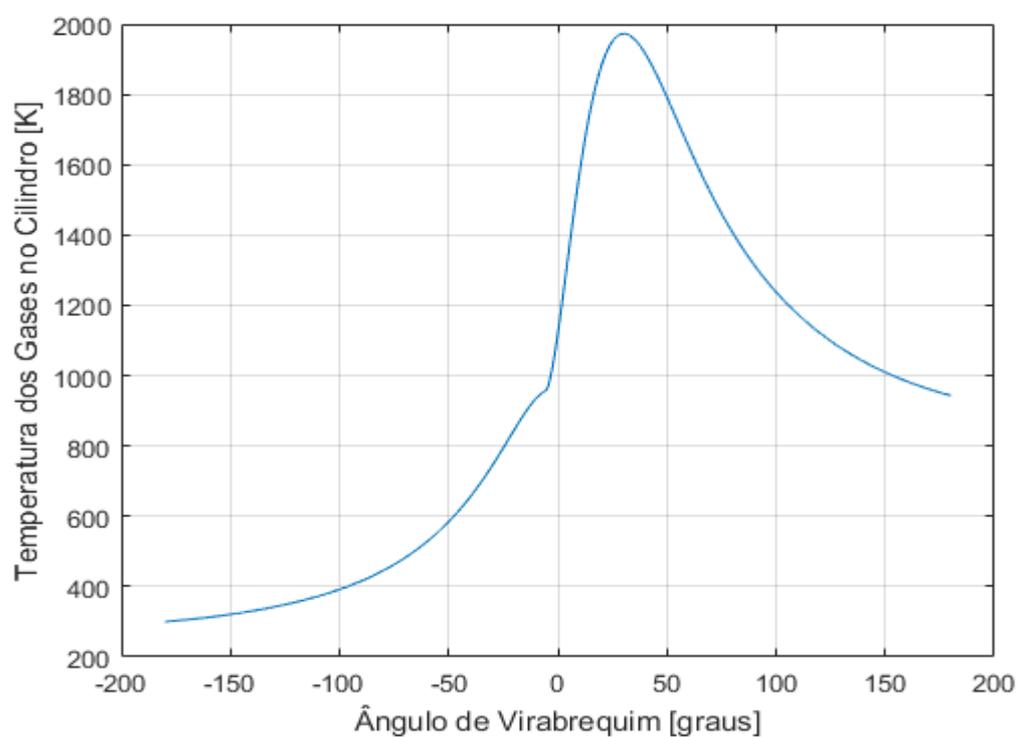


Figura 34 - Temperatura dos gases no cilindro, motor NEF 4, potência máxima, 2000 rpm.

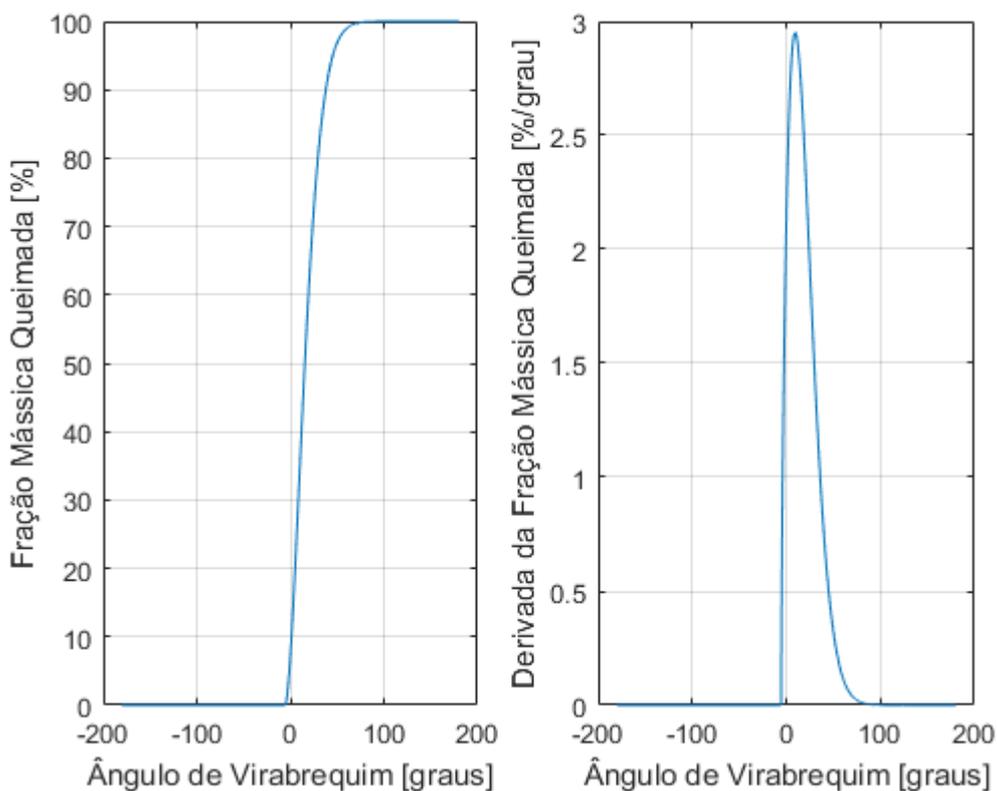


Figura 35 - Fração mássica queimada e sua derivada, motor NEF 4, potência máxima, 2000 rpm.

As Figuras 33 e 34 apresentam dois gráficos novos, da pressão em função do volume no interior do cilindro e da temperatura dos gases no cilindro em função do ângulo do virabrequim. Conforme descrito anteriormente, o programa está apto a gerar gráficos de qualquer variável que é calculada durante a simulação. Basta o usuário realizar uma pequena alteração no código e obter os gráficos que deseja.

No caso do motor NEF 4 em condição de potência máxima, a potência de eixo declarada pelo fabricante é de $68kW$, o que representa um erro do valor simulado de $-0,15\%$.

4.4.2 Resultados para Motor na Condição de Torque Máximo

Simulou-se o motor IVECO CURSOR 13 $480kW$ na sua condição de torque máximo ($2400 Nm$ a $1200 rpm$). Os dados de entrada no programa estão mostrados na Tabela 12 e os de saída na Tabela 13. Os gráficos gerados (que também são dados de saída) são mostrados nas Figuras 36 a 39:

Tabela 12 - Dados de entrada para simulação do motor CURSOR 13 na condição de torque máximo.

Parâmetro	Valor
Número de cilindros	6
Razão volumétrica de compressão	16,5
Diâmetro do cilindro (mm)	135
Comprimento da biela (mm)	230
Curso do pistão (mm)	150
Rotação do motor (rpm)	1200
Fator lambda	1,50
Ângulo de injeção (°)	-9
Razão de compressão do compressor	3,0
Temperatura do ar no coletor de admissão (°C)	40
Eficiência de combustão	1,00
Eficiência volumétrica	0,92
Eficiência mecânica	0,95
Poder calorífico inferior do combustível (MJ/kg)	45
Número de cetanas do combustível	48
Número de átomos de carbono na molécula de combustível	10,8
Número de átomos de hidrogênio na molécula de combustível	18,7
Número de átomos de oxigênio na molécula de combustível	0
a_w	7
x_p	0
x_d	1
m_p	0
m_d	0,65
$\Delta\theta_p$	0
$\Delta\theta_d$	105
a_q	1,0

Tabela 13 - Parâmetros de desempenho do motor CURSOR 13, condição de torque máximo.

Vazão mássica de ar (kg/h)	1.279,0
Vazão mássica de combustível (kg/h)	58,3
PME indicada (bar)	24,0
Potência indicada (kW)	309,4
Torque indicado (Nm)	2.462,2
PME de eixo (bar)	23,5
Potência de eixo (kW)	303,2
Torque de eixo (Nm)	2.412,9
Consumo específico (g/kW.h)	192,4
Eficiência de conversão de combustível (%)	41,59

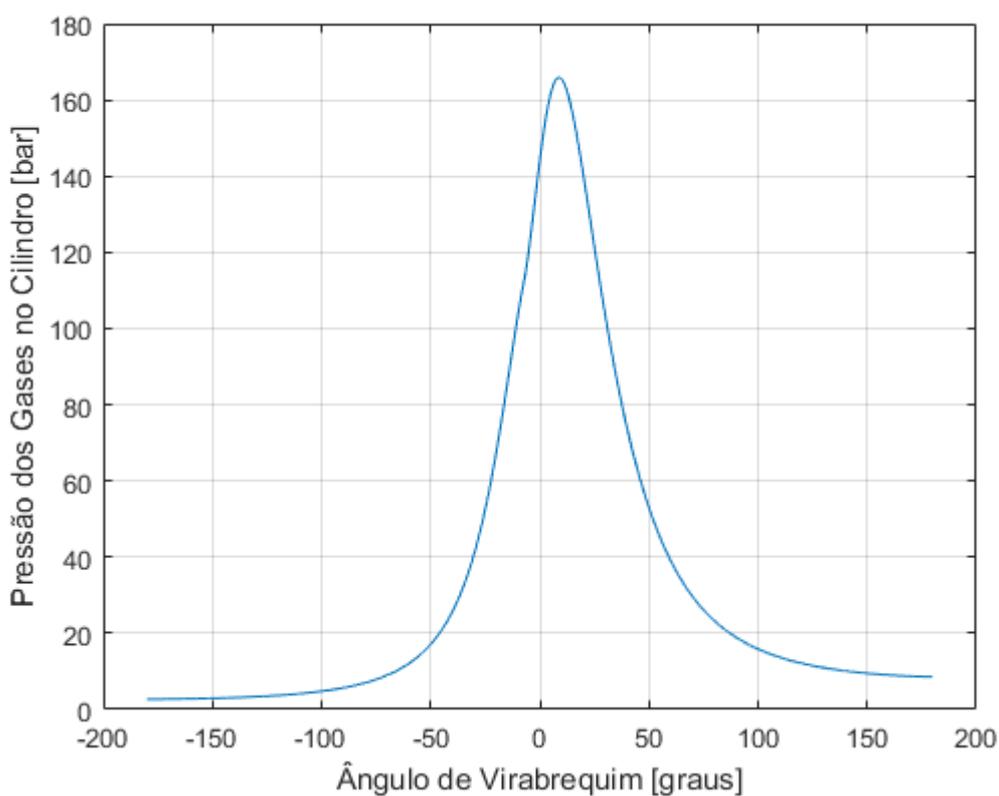


Figura 36 - Pressão no cilindro em função do ângulo do virabrequim, motor CURSOR 13, torque máximo, 1200 rpm.

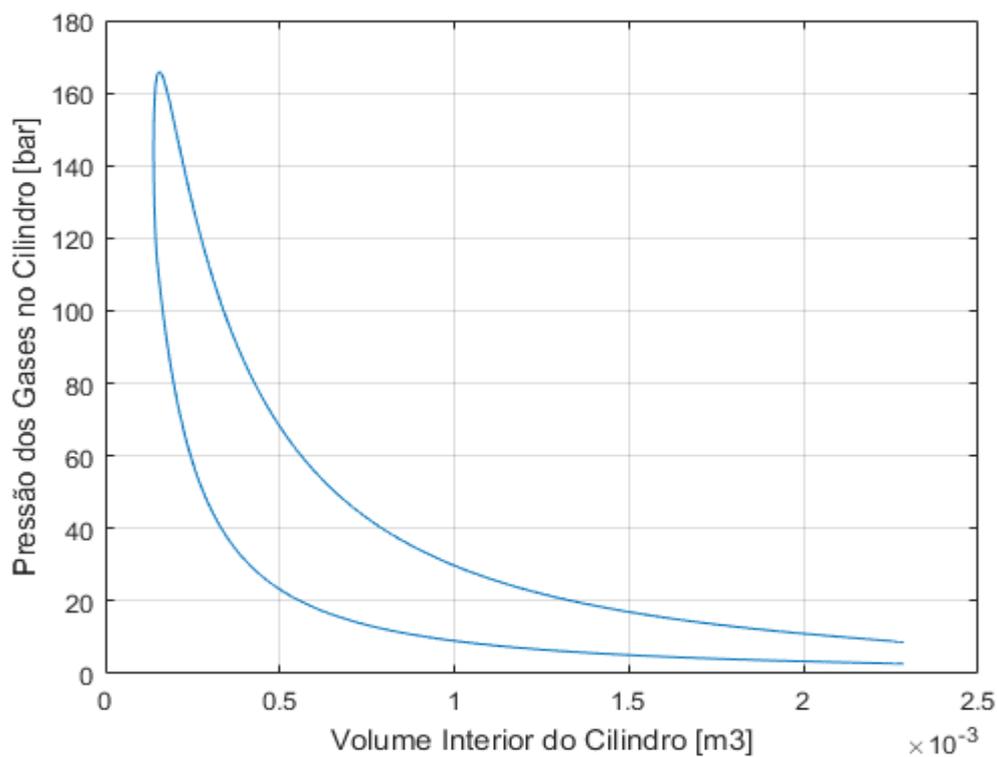


Figura 37 - Pressão em função do volume no interior do cilindro, motor CURSOR 13, torque máximo, 1200 rpm.

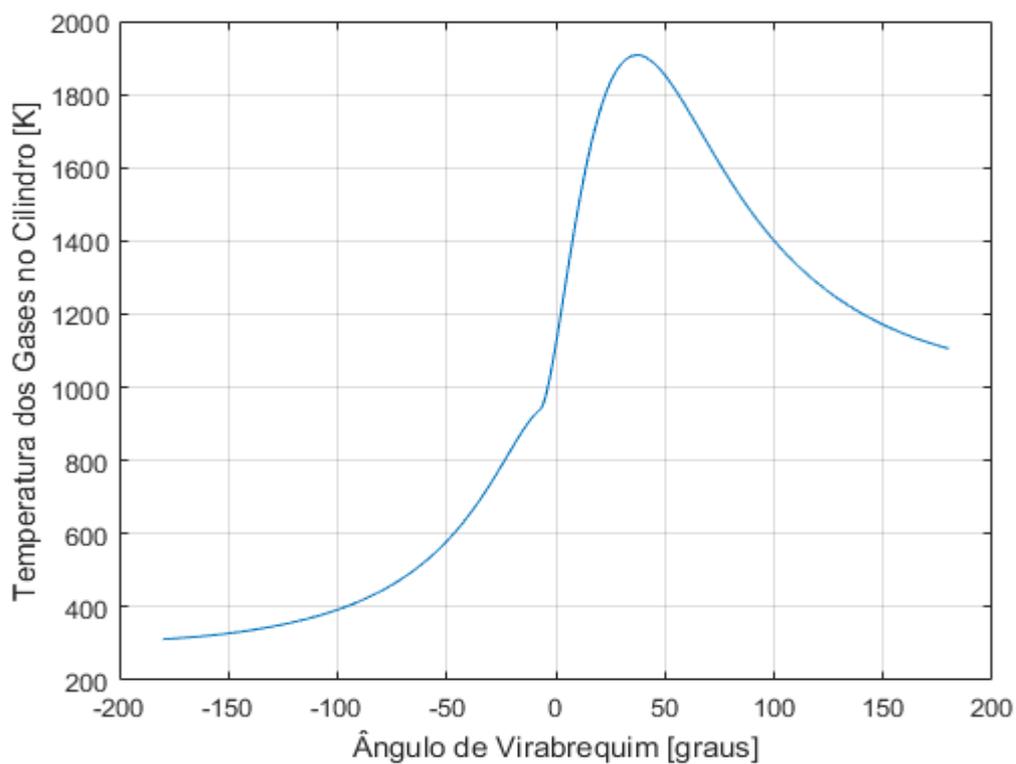


Figura 38 - Temperatura dos gases no cilindro, motor CURSOR 13, torque máximo, 1200 rpm.

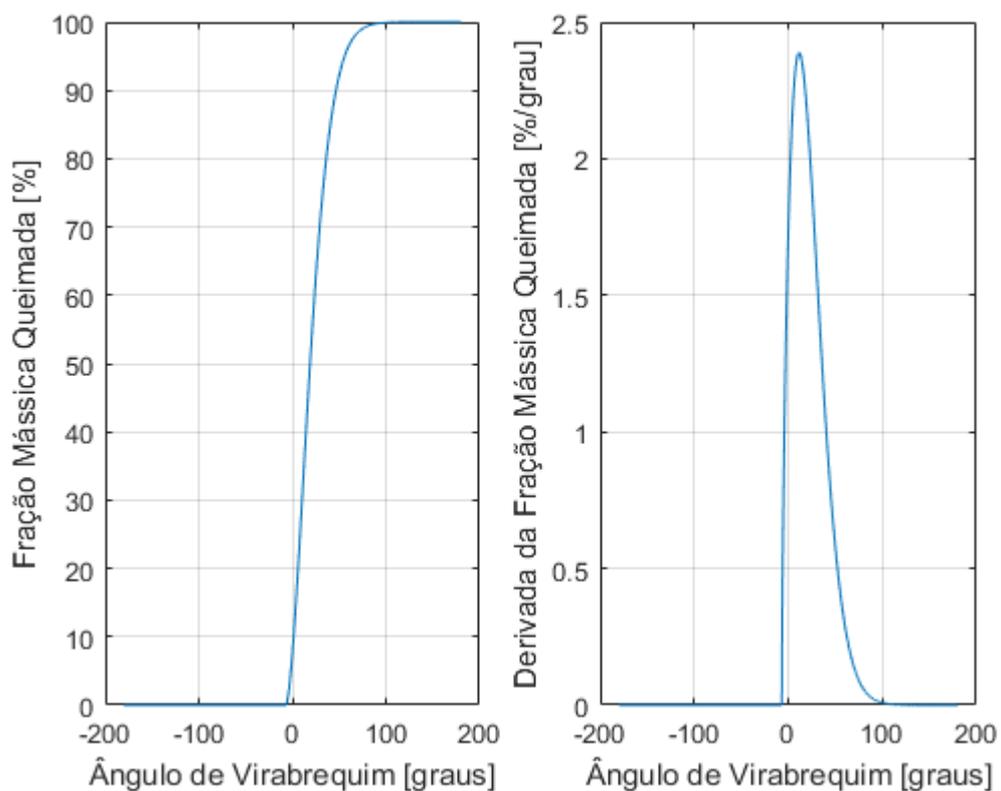


Figura 39 - Fração mássica queimada e sua derivada, motor CURSOR 13, torque máximo, 1200 rpm.

No caso do motor CURSOR 13 em condição de torque máximo, o torque de eixo declarado pelo fabricante é de 2400 Nm, o que representa um erro do valor simulado de 0,54%.

5 CONCLUSÕES

O método proposto neste trabalho se mostrou eficiente para a simulação e obtenção de parâmetros relativos ao desempenho de motores de ignição por compressão, haja vista a adequação dos resultados: a maior diferença encontrada para a potência de eixo, em módulo, foi de 3,07%; o *MAPE* entre a curva simulada e a experimental, para todos os pontos simulados, ficou entre 4,1% e 6,9%. O método cumpriu o que propôs ainda no sentido do custo computacional, pois a simulação leva um tempo de cerca de 10 segundos para ser completada, na configuração de computador adotada.

Para condições de funcionamento em regiões de plena carga, independente do motor, é possível a utilização de parâmetros fixos para a lei de Wiebe e para a correlação de Annand. O único parâmetro destes que mudou de motor para motor foi a duração da combustão. Para cargas parciais, é preciso maior atenção na escolha dos parâmetros da lei de Wiebe, pois estes parâmetros podem variar substancialmente se variadas as condições de operação. Mesmo assim, foi observada uma tendência no comportamento dos parâmetros em relação à variação das condições de operação.

Por fim, é importante salientar que apesar de funcionar bem para os casos aqui simulados, a simulação zerodimensional (como qualquer outro tipo de simulação computacional) também possui limitações quanto a seus resultados, e, portanto, requer alguns cuidados na sua aplicação. Isto se deve ao fato deste tipo de simulação se basear em certas hipóteses, como propriedades dos gases uniformes em todo o interior do cilindro, temperatura de parede constante em todo o interior da câmara de combustão, um único coeficiente empírico de troca de calor no cilindro para os todos os motores, etc.

6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Sugere-se prosseguir com a criação de um modelo completo do motor de ignição por compressão, que contemple também o ciclo aberto do motor. Mesmo sendo as perdas por bombeamento pequenas neste tipo de motor, a simulação completa seria importante no estudo/projeto completo do motor.

O programa MATLAB utilizado neste trabalho permite a criação de programas com interface amigável para melhor interação com o usuário. Assim, o usuário não precisa lidar com o código explícito, ele lidaria com uma interface como as dos programas comerciais, com botões, janelas, gráficos, barras deslizantes, etc. Seria interessante desenvolver esta interface para a simulação deste trabalho, uma vez que se trata de uma simulação rápida e muito utilizada em pesquisas relacionadas a motores de combustão interna. Isto tornaria o programa utilizável em qualquer computador, por qualquer usuário, inclusive aquele que não sabe programar em MATLAB.

Seria importante possuir um maior banco de dados de ensaios experimentais para se estudar o comportamento dos parâmetros da lei de Wiebe e da correlação de Annand em diversas cargas e rotações de diversos motores. Deste modo, se possível, seriam obtidas boas correlações para os parâmetros e seria implementado um programa apto a simular qualquer condição de vários tipos de motores.

O mesmo descrito no parágrafo anterior vale para os combustíveis, principalmente o biodiesel. Seria interessante possuir dados experimentais e simular motores de ignição por compressão funcionando com várias misturas diesel-biodiesel de várias oleaginosas, uma vez que o biodiesel é cada vez mais utilizado nas frotas atuais dos veículos que utilizam motores de ignição por compressão.

Também seria interessante analisar a possibilidade de adicionar mais uma ou duas zonas para refinamento da simulação da combustão, calculando, inclusive, emissões de NO_x e de particulados.

Por fim, seria válido estudar e testar as diferentes correlações disponíveis para a modelagem da taxa de liberação de calor e a taxa de troca de calor com as paredes do cilindro.

REFERÊNCIAS

ABBE, A. V. N. et al. **A study on the 0D phenomenological model for diesel engine simulation: application to combustion of neem methyl ester biodiesel.** Energy Conversion and Management v.89, p. 568-576, 2015.

ANNAND, W. J. D. **Heat transfer in cylinders of reciprocating internal combustion engines.** Proc. Inst. Mech. Engrs v. 177, p. 973-990, 1963.

ANNAND, W. J. D.; MA, T. H. **Instantaneous heat transfer rates to the cylinder head surface of a small compression-ignition engine.** Proc Inst Mech Eng v.185, p. 976-988, 1970.

ARMSTRONG, J. S.; COLLOPY, F. **Error measures for generalizing about forecasting methods: empirical comparisons.** International Journal of Forecasting v.8, p. 69-80, 1992.

ASSANIS, DN. et al. **A predictive ignition delay correlation under steady-state and transient operation of a direct injection diesel engine.** J Eng Gas Turbines Power v.8, 2003.

AWAD, S. et al. **Single zone combustion modeling of biodiesel from wates in diesel engine.** Fuel v.106, p. 558-568, 2013.

BALDI, F.; THEOTOKATOS, G.; ANDERSSON, K. **Development of a combined mean value-zero dimensional model and application for a large marine four-stroke diesel engine simulation.** Applied Energy v.154, p. 402-415, 2015.

BARROS, J. E. M. **Estudo de motores de combustão interna aplicando análise orientada a objetos.** Tese (Doutorado) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2003.

BARROS, J. E. M. **Capítulo 2: Modelos Unidimensionais de Combustão em Motores Diesel.** IV Escola de Combustão, 29p, 2013.

BENAJES, J. et al. **Study on low temperature combustion for light-duty diesel engines.** Energy & Fuels v.24, p. 355-364, 2010.

BENNETT, S. **Modern diesel technology: diesel engines.** CENGAGE Learning, 2010.

BORMAN, G.; NISHIWAKI, K. **Internal-combustion engine heat transfer**. Prog. Energy Combust. Sci., v.13, p. 1-46, 1987.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 7ed. McGraw Hill, 2011.

CHAPRA, S. C.; CANALE, R. P. **Métodos numéricos para engenharia**. 5ed: McGraw Hill. 2008.

CRUZ, I. W. S. L. et al. **Zero-dimensional mathematical model of the torch ignited engine**. Applied Thermal Engineering, v.103., p. 1237-1250, 2016.

DA SILVA, E.; TÔRRES, R. **Thermophysical properties of diesel/biodiesel blends**. 22nd International Congress of Mechanical Engineering (COBEM, 2013), São Paulo - Brasil, p. 6577-6584, 2013.

DARGAY, J.; GATELY, D.; SOMMER, M. **Vehicle ownership and income growth, worldwide: 1960-2030**, 2007.

DARTON, R. C.; AXON, C. J.; SMITH, T. W. **The impact on human health of car-related air pollution in the UK, 1995-2005**. Atmospheric Environment v.77, p. 260-266, 2013.

FINESSO, R.; SPESSA, E. **Ignition delay prediction of multiple injections in diesel engines**. Fuel v.119, p. 170-190, 2014.

FOX, R. W.; MCDONALD, A. T.; PRITCHARD, P. J. **Introdução à mecânica dos fluidos**. 6ed., Rio de Janeiro: LTC, 2006.

GHOJEL, J. I. **Review of the development and applications of the Wiebe function: a tribute to the contribution of Ivan Wiebe to engine research**. International Journal of Engine Research, v.11. , p. 297-312, 2010.

GIACOSA, D. **Motores endotermicos**. Barcelona, 1964.

HARIRAM, V.; BHARATHWAAJ, R. **Application of zero-dimensional thermodynamic model for predicting combustion parameters of CI engine fuelled with biodiesel-diesel blends**. Alexandria Engineering Journal 55, p. 3345-3354, 2016.

HASUNUMA, H. et al. **Decline of ambient air pollution levels due to measures to control automobile emissions and effects on the prevalence of respiratory and allergic disorders among children in japan.** Environmental Research v.131, p. 111-118, 2014.

HEYWOOD, J. B. **Internal combustion fundamentals.** 1ed. MC Graw Hill Education, 1988.

HO, R. J.; YUSOFF, M. Z.; PALANISAMY, K. **Trend and future of diesel engine: development of high efficiency and low emission temperature combustion Diesel engine.** Earth and Environmental Science v.16, 2013.

HU, S. et al. **Burnt fraction sensitivity analysis and 0-D modelling of common rail diesel engine using Wiebe function.** Applied Thermal Engineering v.115 , p. 170-177, 2017.

IPCC – **Intergovernmental panel on climate change.** Climate Change 2014: Synthesis Report. Summary for Policymakers.

JOHANSSON, C. et al. **Impacts on air pollution and health by changing commuting from car to bicycle.** Science of the Total Environment 584-585, p. 55-63, 2017.

KHANDAL, S. V. et al. **Paradigm shift from mechanical direct injection diesel engines do advanced injection strategies of diesel homogeneous charge compression ignition (hcci) engines - A comprehensive review.** Renewable and Sustainable Energy Reviews v.70, p. 369-384, 2017.

KLIER, T. H.; LINN, J. **The VW scandal and evolving emissions regulations.** Chicago Fed Letter 357, 2016.

KOMNICOS, N. P.; RAKOPOULOS, C. D. **Heat transfer in hcci phenomenological simulation models: A review.** Applied Energy v.181, p. 179-209, 2016.

KUMAR, S.; CHAUHAN, M. K.; VARUN. **Numerical modeling of compression ignition engine: A review.** Renewable and Sustainable Energy Reviews v.19, p. 517-530, 2013.

LYN, W. T. **Study of burning rate and nature combustion in diesel engine .** Proc IX Symp on Combustion The Combustion Institute, p. 1069-1082. 1962.

MACIEJ, M.; SLAWOMIR, W. **Validation of a zero-dimensional and 2-phase combustion model for dual-fuel compression ignition engine simulation.** Thermal Science, 2017.

MAROTEAUX, F.; SAAD, C.; AUBERTIN, F. **Development and validation of double and single Wiebe function for multi-injection mode Diesel engine combustion modelling for hardware-in-loop applications.** Energy Conversion and Management v.105, p. 630-641, 2015.

MAROTEAUX, F.; SAAD, C. **Combined mean value engine model and crank angle resolved in-cylinder modeling with NO_x emissions model for real time Diesel engine simulations at high engine speed.** Energy v.88, p. 515-527, 2015.

MAROTEAUX, F.; SAAD, C. **Diesel engine combustion modeling for hardware in the loop applications: effects of ignition delay time model.** Energy v.57, p. 641-652, 2013.

MOHANKUMAR, S.; SENTHILKUMAR, P. **Particulate matter formation and its control methodologies for Diesel engine: A comprehensive review.** Renewable and Sustainable Energy v.80, p. 1227-1238, 2017.

MOREL, T.; KERIBAR, R. **Heat radiation in DI diesel engines.** SAE paper n 860445, 1986.

OBERT, E. F. **Motores de combustão interna.** Porto Alegre: Globo, 1971.

OICA, **Organisation Internationale des Constructeurs d'Automobiles.**
http://www.oica.net/wp-content/uploads//Total_in-use-All-Vehicles.pdf. Outubro de 2017.

PAPAPOSTOULOU, V. et al. **Laboratory evaluation of a prototype photochemical chamber designed to investigate the health effects of fresh and aged vehicular exhaust emissions.** Inhalation Toxicology 23(8), p. 495-505, 2011.

PAYRI, F. et al. **A complete 0D thermodynamic predictive model for direct injection diesel engines.** Applied Energy v.88, p. 4632-4641, 2011.

PETROBRÁS. **Características do Óleo Diesel.** Disponível em:
<<http://www.br.com.br/wps/portal/portalconteudo/produtos/paraembarcacoes/oleodiesel!/ut/p/>>. Acesso em: Julho de 2017.

RAMOS, J. I. **Internal combustion engine modeling**. Hemisphere Publishing Corp., p. 97-235, 1989.

SCHRODER, O. et al. **Exhaust emissions and mutagenic effects of diesel fuel, biodiesel and biodiesel blends**. Fuel v.103, p. 414-420, 2013.

SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C. **Introdução à termodinâmica para engenharia**. 2ed. LTC, 2003.

STONE, R. **Introduction to internal combustion engines**. Warrendale: SAE, 1995.

TAYLOR, C. F. **Análise dos motores de combustão interna**. Vol. 1. São Paulo: Edgard Blucher, 1988.

THANGARAJA, J.; KANNAN, C. **Effect of exhaust gas recirculation on advanced Diesel combustion and alternate fuels - A review**. Applied Energy v.180, p. 169-184, 2016.

WATSON, N.; PILLEY, A. D.; MARZOUK, M. **A combustion correlation for Diesel engines simulation**. SAE Paper nr. 800029. 1980.

WIEBE, I. I. **Brennverlauf und kreisprozess von verbrennungsmotoren**. VerlagTechnik, 1962.

YASAR, H. et al. **Double-Wiebe function: an approach for single-zone HCCI engine modelling**. Applied Thermodynamics, p. 1284-1290, 2008.

YUKSEK, L. et al. **Modelling the effect of injection pressure on heat release parameters and nitrogen oxides in direct injection diesel engines**. Thermal Science, V.18, No1., p. 155-168, 2014.

ZHENG, M.; READER, G. T.; HAWLEY, J. G. **Diesel engine exhaust gas recirculation - A review on advanced and novel concepts**. Energy Conversion and Management v.45, p. 883-900, 2004.

APÊNDICE A – CÁLCULO DOS COEFICIENTES DA EQUAÇÃO DE REAÇÃO DE COMBUSTÃO ESTEQUIOMÉTRICA

A equação de combustão estequiométrica é dada por:



Realizando o balanceamento da equação para cada elemento químico:

Carbono:

$$1 \times F = x \times 1 \quad (A.2)$$

$$x = F \quad (A.3)$$

Hidrogênio:

$$1 \times G = y \times 2 \quad (A.4)$$

$$y = G/2 \quad (A.5)$$

Oxigênio:

$$1 \times H + w \times 2 = x \times 2 + y \times 1 \quad (A.6)$$

$$H + 2w = 2F + G/2 \quad (A.7)$$

$$w = F + G/4 - H/2 \quad (A.8)$$

Nitrogênio:

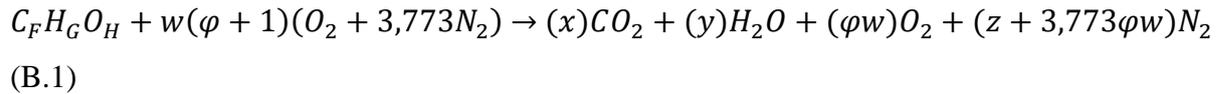
$$w \times 3,773 \times 2 = z \times 2 \quad (A.9)$$

$$z = 3,773(F + G/4 - H/2) \quad (A.10)$$

As Equações (A.3), (A.5), (A.8) e (A.10) fornecem os coeficientes buscados em função da formulação do combustível utilizado.

APÊNDICE B – CÁLCULO DOS COEFICIENTES DA EQUAÇÃO DE REAÇÃO DE COMBUSTÃO COM MISTURA POBRE

A equação de combustão com mistura pobre é dada por:



Realizando o balanceamento da equação para cada elemento químico:

Carbono:

$$1 \times F = x \times 1 \quad (B.2)$$

$$x = F \quad (B.3)$$

Hidrogênio:

$$1 \times G = y \times 2 \quad (B.4)$$

$$y = G/2 \quad (B.5)$$

Oxigênio:

$$1 \times H + w(\varphi + 1) \times 2 = x \times 2 + y \times 1 + \varphi w \times 2 \quad (B.6)$$

$$H + 2w\varphi + 2w = 2F + G/2 + 2\varphi w \quad (B.7)$$

$$w = F + G/4 - H/2 \quad (B.8)$$

Nitrogênio:

$$w(\varphi + 1) \times 3,773 \times 2 = (z + 3,773\varphi w) \times 2 \quad (B.9)$$

$$3,773\varphi w + 3,773w = z + 3,773\varphi w \quad (B.10)$$

$$3,773w = z \quad (B.11)$$

$$z = 3,773(F + G/4 - H/2) \quad (B.12)$$

Pois foi considerado que o ar se combinaria com o oxigênio de forma estequiométrica e o excesso de ar, que é composto de oxigênio e nitrogênio, apareceria nos produtos nas mesmas formas de oxigênio e nitrogênio molecular.

As Equações (B.3), (B.5), (B.8) e (B.12) fornecem os coeficientes buscados em função da formulação do combustível utilizado.

**APÊNDICE C – DEDUÇÃO DA EQUAÇÃO DA CONSERVAÇÃO DA ENERGIA
(PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA) APLICADA AO VOLUME DE
CONTROLE DESTE TRABALHO**

A primeira lei da termodinâmica aplicada a um volume de controle é dada por:
(SONNTAG; BORGNAKKE, 2003)

$$\frac{dE_{v.c.}}{dt} = \dot{Q}_{v.c.} - \dot{W}_{v.c.} + \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{1}{2} V_e^2 + gZ_e \right) - \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{1}{2} V_s^2 + gZ_s \right) \quad (C.1)$$

Na qual:

$\frac{dE_{v.c.}}{dt}$: Taxa de variação de energia dentro do volume de controle [J/s].

$\dot{Q}_{v.c.}$: Taxa líquida de transferência de calor nas fronteiras do volume de controle [J/s].

$\dot{W}_{v.c.}$: Taxa líquida de trabalho nas fronteiras do volume de controle [J/s].

$\sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{1}{2} V_e^2 + gZ_e \right)$: Taxa de entrada de energia carregada pela massa no volume de controle [J/s].

$\sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{1}{2} V_s^2 + gZ_s \right)$: Taxa de saída de energia carregada pela massa no volume de controle [J/s].

Como não há saída de massa do volume de controle, $\sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{1}{2} V_s^2 + gZ_s \right)$ é sempre zero. No exato instante da injeção de combustível, $\sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{1}{2} V_e^2 + gZ_e \right)$ vale $\dot{m}_f h_f$, pois foram desprezadas a energia potencial e cinética da massa de combustível entrando no volume de controle. Nos outros instantes, $\sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{1}{2} V_e^2 + gZ_e \right)$ vale zero. Por fim, o trabalho pode ser dado como $\int p dV$, uma vez que trata-se de um gás que é comprimido e expande-se dentro de um cilindro com um pistão, que faz o papel de um êmbolo. Logo, a Equação (C.1), utilizando a nomenclatura adotada neste trabalho, se torna:

$$\frac{dQ_n}{dt} - p \frac{dV}{dt} + \dot{m}_f h_f = \frac{dU}{dt} \quad (C.2)$$

Modificando a equação para derivação em relação ao ângulo do virabrequim:

$$\frac{dQ_n}{d\theta} - p \frac{dV}{d\theta} + \frac{\dot{m}_f h_f}{N} = \frac{dU}{d\theta} \quad (\text{C.3})$$

Na qual:

$\frac{dQ_n}{d\theta}$: Taxa de variação do calor líquido trocado em função do ângulo de virabrequim $[J/^\circ]$.

p : Pressão dos gases no cilindro $[Pa]$.

$\frac{dV}{d\theta}$: Taxa de variação do volume no interior do cilindro em função do ângulo virabrequim $[m^3/^\circ]$.

$\frac{dU}{d\theta}$: Taxa de variação da energia interna dos gases no interior do cilindro em função do ângulo de virabrequim $[J/^\circ]$.

h_f : Entalpia específica do combustível $[J/kg]$.

\dot{m}_f : Vazão mássica de combustível $[kg/s]$.

N : Velocidade angular do motor $[^\circ/s]$.

Sonntag e Borgnakke (2003) mostram que, para um gás ideal:

$$dU = mc_v dT \quad (\text{C.4})$$

Logo:

$$\frac{dU}{d\theta} = mc_v \frac{dT}{d\theta} \quad (\text{C.5})$$

Como neste trabalho os gases no cilindro foram considerados gases ideais, a Equação (C.3) se torna:

$$\frac{dQ_n}{d\theta} - p \frac{dV}{d\theta} + \frac{\dot{m}_f h_f}{N} = mc_v \frac{dT}{d\theta} \quad (\text{C.6})$$

Na qual m é a massa de gases no cilindro e c_v o calor específico a volume constante