

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DE MINAS GERAIS
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

MODELO DE SIMULAÇÃO PARA UM MOTOR DIESEL

Etelson Augusto Rosa Hauck

Belo Horizonte
2010

Etelson Augusto Rosa Hauck

MODELO DE SIMULAÇÃO PARA UM MOTOR DIESEL
Núcleo Universitário do Coração Eucarístico

Dissertação apresentada ao Programa de
Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
da Pontifícia Universidade Católica de
Minas Gerais como parte dos requisitos
para obtenção do título de Mestre em
Ciências em Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. José Ricardo Sodré, Ph. D.

Belo Horizonte

2010

FICHA CATALOGRÁFICA

Elaborada pela Biblioteca da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais

H368m Hauck, Etelson Augusto Rosa
Modelo de simulação para um motor diesel / Etelson Augusto Rosa Hauck.
Belo Horizonte, 2010.
102 f.: il.

Orientador: José Ricardo Sodré
Dissertação (Mestrado) – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais.
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

1. Motor Diesel. 2. Combustão. 3. Motores – Simulação por computador. I.
Sodré, José Ricardo. II. Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais.
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

CDU: 621.436

Etelson Augusto Rosa Hauck
Modelo de Simulação para um Motor Diesel

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais como parte dos requisitos para obtenção do título de Mestre em Ciências em Engenharia Mecânica.

Belo Horizonte, 2010.

Prof. José Ricardo Sodré, Ph.D. (Orientador) – PUC Minas

Prof. Sérgio de Moraes Hanriot, D.Sc. - PUC Minas – Examinador Interno

Profa. Cristiana Brasil Maia, D.Sc. – PUC Minas – Examinador Interno

Prof. Guenther Carlos Krieger Filho, Dr.-Ing. – USP/SP – Examinador Externo

Prof. José Eduardo Mautone Barros, D.Sc. – UFMG – Examinador Externo

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais pelo incentivo incessante e pela torcida para realização do trabalho.

Ao professor José Ricardo por ter muita paciência e indicar todas as direções até a finalização do trabalho.

Ao meu amigo Aniran pela ajuda na elaboração da modelagem.

RESUMO

No presente trabalho foi desenvolvido um modelo computacional para simular motores de ignição por compressão. O modelo realiza a análise termodinâmica do gás no cilindro considerando a pressão e a temperatura espacialmente uniformes. A primeira lei da termodinâmica foi usada para calcular o balanço de energia da mistura, que foi considerada como um gás ideal. O programa desenvolvido considera duas fases: a fechada e a aberta do ciclo. A fase fechada do ciclo consiste dos processos em que as válvulas de admissão e de exaustão estão fechadas, ou seja, os processos de compressão, combustão e expansão. A fase aberta do ciclo consiste dos processos de exaustão e admissão, em que pelo menos uma das válvulas está aberta. Os parâmetros de desempenho do motor, como pressão média efetiva, potência, torque, consumo específico de combustível e eficiência de conversão de combustível são calculados. O modelo foi comparado com os dados de um motor diesel de quatro cilindros, 3,922 litros de volume deslocado e potência nominal de 49 kW.

Palavras-Chave: Simulação Numérica; Motor Diesel; Combustão; Desempenho.

ABSTRACT

In this work a computational model was developed to simulate compression ignition engines. The model performs the thermodynamic analysis in the cylinder gas considering spatially uniform pressure and temperature. The first law of thermodynamics was used to calculate the energy balance for the mixture, which was considered as an ideal gas. The software considers two phases: the closed and the open phase of the cycle. The closed phase of the cycle comprises the processes in which both the intake and exhaust valves are closed, that is, the compression, combustion and expansion processes. The open phase consists of the exhaust and intake processes, in which at least one of the valves is open. The engine performance parameters, like mean effective pressure, power, torque, specific fuel consumption and fuel conversion efficiency were calculated. The model was compared with the data from a four-cylinder, 3.922-liter diesel engine of 49 kW rated power.

Keywords: Numerical Simulation; Diesel Engine; Combustion; Performance.

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1	Parâmetros geométricos de um motor de combustão interna.....	43
FIGURA 2	Taxa de liberação de calor identificando as fases da combustão.....	46
FIGURA 3	Fração da massa de combustível queimado e taxa de queima de combustível obtida a partir da correlação dupla de Wiebe.....	48
FIGURA 4	Parâmetros do came do eixo de comando de válvulas.....	55
FIGURA 5	Coeficiente de descarga para válvula de admissão.....	55
FIGURA 6	Coeficiente de descarga para válvula de exaustão.....	56
FIGURA 7	Fluxograma da fase fechada do ciclo diesel.....	67
FIGURA 8	Fluxograma da fase aberta do ciclo diesel.....	72
FIGURA 9	Pressão do gás no cilindro durante o processo de compressão até o início da injeção para 1800 rev/min.....	74
FIGURA 10	Temperatura do gás no cilindro durante o processo de compressão até o início da injeção para 1800 rev/min.....	74
FIGURA 11	Fração de combustível queimado e da taxa de queima de combustível durante o processo de combustão.....	76
FIGURA 12	Pressão do gás no cilindro durante os processos de combustão e expansão para 1800 rev/min.....	77
FIGURA 13	Energia interna do gás no cilindro durante os processos de combustão e expansão para 1800 rev/min.....	77
FIGURA 14	Taxa de transferência de calor liberado pelo combustível durante o processo de combustão para 1800 rev/min.....	78
FIGURA 15	Trabalho realizado pelo gás no cilindro durante os processos de combustão e expansão para 1800 rev/min.....	78
FIGURA 16	Temperatura do gás no cilindro durante os processos de combustão e expansão para 1800 rev/min.....	79
FIGURA 17	Vazão mássica através da válvula de exaustão para 1800 rev/min.....	80

FIGURA 18	Pressão no cilindro durante os processos de exaustão para 1800 rev/min.....	81
FIGURA 19	Volume do cilindro durante os processos de exaustão.....	81
FIGURA 20	Temperatura no cilindro durante os processos de exaustão para 1800 rev/min	83
FIGURA 21	Volume do cilindro durante os processos de admissão.....	83
FIGURA 22	Pressão no cilindro durante os processos de admissão para 1800 rev/min.....	84
FIGURA 23	Temperatura no cilindro durante os processos de admissão para 1800 rev/min.....	84

LISTA DE TABELAS

TABELA 1	Parâmetros de desempenho calculados.....	86
TABELA 2	Coeficientes cálculo da entalpia, energia interna e calor específico dos componentes do ar e do gás de exaustão.....	97
TABELA 3	Coeficientes da equação para cálculo da entalpia do combustível.....	98
TABELA 4	Constantes de equilíbrio químico K_{p1}	99
TABELA 5	Constantes de equilíbrio químico K_{p2}	100
TABELA 6	Dados do motor de combustão interna.....	101
TABELA 7	Propriedades do óleo diesel.....	102
TABELA 8	Parâmetros da Função dupla de Wiebe.....	102

LISTA DE SIGLAS

A, B, C, D : coeficientes da Eq. (5.34) (adimensional)

A_{ch} : área do cabeçote (m^2)

A_{pc} : área do topo do pistão (m^2)

A_w : área da parede da câmara (m^2)

A_r : área de referência para o coeficiente de descarga (m^2)

A_{ra} : área de referência da válvula de admissão (m^2)

A_{re} : área de referência da válvula de exaustão (m^2)

$(A/F)_s$: relação ar-combustível estequiométrica (adimensional)

A/F : razão ar/combustível (adimensional)

a_b : parâmetro de eficiência da combustão (adimensional)

a : raiz da Eq. (5.34) (adimensional)

$a_1, \dots, a_{10}$: número de moles dos produtos da combustão

C_d : coeficiente de descarga (adimensional)

CN : número de cetano do combustível (adimensional)

$C_1, \dots, C_5$: coeficientes da Eq. (5.40)

c_1, c_2, c_3 : constantes empíricas de ajuste da equação de Annand (adimensional)

c_p : calor específico a pressão constante ($kJ/kg.K$)

c_v : calor específico a volume constante ($kJ/kg.K$)

D : diâmetro do cilindro (m)

D_v : diâmetro da válvula (m)

d_d : distância do ponto de aplicação da força (m)

$d_{i1}, \dots, d_{i6}$: coeficientes cálculo da entalpia, energia interna e calor específico dos componentes do ar e do gás de exaustão (adimensional)

E_a : energia de ativação aparente (J)

$e_{f1}, \dots, e_{f8}$: coeficientes da equação para cálculo da entalpia do combustível

F : força (N)

h_a : entalpia da massa que escoar pela válvula de admissão (kJ/kg)

h_c : altura do came (m)

h_e : entalpia específica da massa que escoar pela válvula de exaustão (kJ/kg)

h_f : entalpia específica do combustível (kJ/kg)

$\bar{h}_i$: entalpia de cada componente (kJ)

h_{tdc} : distância entre o ponto morto superior e o cabeçote (m)

h_v : deslocamento da válvula (m)

$IMEP$: pressão média efetiva indicada (kPa)

j_1, j_2, j_3 : coeficientes da equação do coeficiente de descarga (adimensional)

K_{p_1} : constante de equilíbrio químico

K_{p_2} : constante de equilíbrio químico

k : condutividade térmica do fluido (W/m.K)

l_c : largura do came (m)

M : massa molar do elemento (kg/kmol)

Ma : número de Mach (adimensional)

M_p : soma do número de moles dos produtos da combustão (adimensional)

M_{CO_2} : massa molecular dióxido de carbono (kg/kmol)

M_{CO} : massa molecular monóxido de carbono (kg/kmol)

M_{H_2O} : massa molecular da água (kg/kmol)

M_{H_2} : massa molecular hidrogênio (kg/kmol)

M_{O_2} : massa molecular oxigênio (kg/kmol)

M_{N_2} : massa molecular nitrogênio (kg/kmol)

M_{ar} : massa molecular do ar (kg/kmol)

m : número de átomos de hidrogênio por mol de combustível

m_a : massa do fluido através da válvula de admissão (kg)

$\dot{m}_a$: taxa de escoamento de ar para o motor (kg/s)

$\frac{dm_a}{d\theta}$: vazão mássica do fluido através da válvula de admissão (kg/grau)

m_{ch} : fator de forma da câmara (adimensional)

m_{di} : fator de forma da câmara para a fase da combustão difusiva (adimensional)

$\dot{m}_e$: vazão mássica através da válvula de exaustão (kg/s)

m_e : massa do fluido através da válvula de exaustão (kg)

$\frac{dm_e}{d\theta}$: vazão mássica do fluido através da válvula de exaustão (kg/grau)

m_f : massa de combustível total ingressado durante um ciclo (kg)

$\dot{m}_f$: taxa de escoamento de massa de combustível para o motor (kg/s)

$\frac{dm_f}{dt}$: taxa de variação de massa de combustível no tanque (kg/s)

m_g : massa do gás dentro do cilindro (kg)

$\dot{m}_i$: escoamento através das válvulas (kg/s)

m_p : fator de forma da câmara para a fase da combustão rápida (adimensional)

n : número de átomos de carbono por mol de combustível

n_f : número de moles do combustível

n_p : somatório do número de moles dos produtos da combustão

n_R : número de revoluções do eixo virabrequim por ciclo (adimensional)

o : número de átomos de oxigênio por mol de combustível

P_b : potência disponível no eixo do motor (kW)

p : pressão dos gases no interior do cilindro (kPa)

p_0 : pressão de estagnação a montante da válvula (kPa)

p_{0a} : pressão de estagnação do fluido que escoar através da válvula de admissão (kPa)

p_{0e} : pressão de estagnação do fluido que escoar através da válvula de exaustão (kPa)

p_{atm} : pressão atmosférica de referência (bar)

p_i : pressão interna do cilindro do ângulo atual (kPa)

p_{i+1} : pressão interna do cilindro do ângulo posterior (kPa)

p_t : pressão do fluido a jusante da válvula (kPa)

p_{te} : pressão do duto de exaustão (kPa)

p_{ta} : pressão do coletor de admissão (kPa)

$\dot{Q}_f$: taxa de liberação de calor por parte do combustível (kJ/s)

$Q_{f\Delta\theta}$: calor fornecido pelo combustível (kJ)

Q_{LHV} : poder calorífico inferior do combustível (kJ/kg)

$\dot{Q}_w$: taxa de transferência de calor às paredes do cilindro (kJ/s)

$Q_{w\Delta\theta}$: calor transferido às paredes do cilindro (kJ)

$\bar{R}$: constante universal dos gases (8314,34 J/kmol.K)

Re: número de Reynolds (adimensional)

R_r : constante universal do ar na base mássica (kJ/kg.K)

r_c : razão de compressão (adimensional)

r_v : raio do eixo virabrequim (m).

S : curso do pistão (m)

sfc : consumo específico de combustível (kg/kW.h)

T : temperatura do gás no cilindro (K)

T_0 : temperatura de estagnação a montante da válvula (K)

T_a : temperatura do ar de entrada (K)

T_b : torque (N.m)

T_e : temperatura dos gases de exaustão (K)

T_w : temperatura da parede do cilindro (K)

$\frac{dU}{dt}$: taxa de variação da energia interna da mistura dentro do cilindro (kJ/s)

U_r : energia interna total dos reagentes (kJ)

U_p : energia interna total dos produtos (kJ)

$\bar{u}_i$: energia interna de cada componente (kJ)

V_i : velocidade do fluido (m/s)

$\frac{d\forall}{d\theta}$: taxa de variação angular do volume (m³/grau)

$\forall_c$: volume da câmara de combustão (m³)

$\forall_d$: volume do cilindro (m³)

V_p : velocidade do pistão (m/s)

V_s : velocidade do som (m/s)

V_{sa} : velocidade do fluido através da válvula de admissão (m/s)

V_{se} : velocidade do fluido através da válvula de exaustão (m/s)

v : fator de definição da formação de fuligem (adimensional)

$\dot{W}$: taxa do trabalho desenvolvido pelos gases sobre o pistão (kJ/s)

$W_{\Delta\theta}$: trabalho realizado pelos gases no ângulo atual (kJ)

X_{CO_2} : fração molar do dióxido de carbono (adimensional)

X_{CO} : fração molar do monóxido de carbono (adimensional)

X_{H_2O} : fração molar da água (adimensional)

X_{H_2} : fração molar do hidrogênio (adimensional)

X_{O_2} : fração molar do oxigênio (adimensional)

X_{N_2} : fração molar do nitrogênio (adimensional)

y : posição instantânea do pistão em relação ao ponto morto superior (m)

$z_1.....z_{10}$: número de moles do componente dos produtos correspondente

Letras Gregas

β : ângulo do eixo do comando de válvulas (graus)

$\Delta\theta_b$: duração da combustão (graus)

$\Delta\theta_p$: duração da fase da combustão rápida (graus)

$\Delta\theta_{di}$: duração da fase da combustão difusiva (graus)

$\Delta\theta$: passo de variação do ângulo (graus)

θ : ângulo do eixo virabrequim (graus)

θ_{ig} : ângulo de início da ignição (graus)

κ : razão entre os calores específicos (adimensional)

κ_a : razão dos calores específicos nas condições da admissão (adimensional)

κ_c : razão dos calores específicos nas condições do cilindro (adimensional)

κ_e : razão dos calores específicos nas condições da exaustão (adimensional)

λ : razão de equivalência da mistura ar/combustível (adimensional)

μ : viscosidade dinâmica do gás no cilindro (kg/m.s)

μ_a : viscosidade do ar (kg/m.s)

μ_p : viscosidade dos produtos da combustão (kg/m.s)

ρ : massa específica do gás no cilindro (kg/m³)

$\Sigma m_{f\theta}$: massa de combustível considerada para queima a cada intervalo (kg)

Σm_f : massa total de combustível injetada no cilindro (kg);

σ : constante de Stefan-Boltzmann (5.6704×10⁻⁸ W/m².K⁴)

τ_{id} : atraso de ignição (graus)

ϕ : razão de equivalência da mistura combustível/ar (adimensional)

$\frac{d\chi}{d\theta}$: taxa de queima de combustível (adimensional)

χ : fração de combustível queimado (adimensional)

χ_p : fração de combustível queimado na fase de combustão rápida ou combustão pré-misturada (adimensional)

χ_{di} : fração de combustível queimado na fase de combustão difusiva (adimensional)

ω : rotação do motor (rev/s)

Subscritos

0: estagnação

a: ativação aparente

a: admissão

a: ar

b: bruta

b: queima

CO₂: dióxido de carbono

CO: monóxido de carbono

ch: câmara de combustão

c: compressão

c: câmara de combustão

c: cilindro

c: came

d: descarga

d: diesel

di: difusiva

e: exaustão

f: combustível

g: gás

H₂: hidrogênio

H₂O: água

i: elemento qualquer

i: iteração

ig: ignição

id: atraso de ignição

LHV: valor de calor inferior

N₂: nitrogênio

O₂: oxigênio

p: produtos

p: pressão

p: pré-misturada

p: pistão

pc: topo do pistão

R: revoluções

r: referência

r: reagentes

s: estequiométrica

s: som

soot: fuligem

tdc: ponto morto superior

v: volume

v: válvula

v: virabrequim

w: parede do cilindro

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	20
1.1	Prólogo.....	20
1.2	Justificativa.....	21
1.3	Objetivos	22
1.3.1	<i>Objetivo geral</i>	22
1.3.2	<i>Objetivos específicos</i>	22
1.4	Escopo da dissertação	23
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	24
2.1	Prólogo.....	24
2.2	Modelagem e simulação de motores diesel	24
3	FUNDAMENTOS TEÓRICOS	31
3.1	Prólogo.....	31
3.2	Parâmetros de desempenho	31
3.2.1	<i>Razão de compressão</i>	31
3.2.2	<i>Velocidade média do pistão</i>	32
3.2.3	<i>Torque</i>	32
3.2.4	<i>Potência</i>	33
3.2.5	<i>Pressão média efetiva</i>	33
3.2.6	<i>Consumo específico de combustível</i>	34
3.2.7	<i>Eficiência de conversão de combustível</i>	35
3.3	Combustão e formação de poluentes.....	35
3.3.1	<i>Razão de equivalência da mistura e equação da combustão</i>	36
3.3.2	<i>Dióxido de carbono</i>	37
3.3.3	<i>Monóxido de carbono</i>	38
3.3.4	<i>Óxidos de nitrogênio</i>	38

3.3.5	<i>Hidrocarbonetos não queimados</i>	40
3.3.6	<i>Material particulado</i>	40
4.2	Volume de controle	42
4.3	Fluido de trabalho	44
4.4	Balanço de energia.....	44
4.5	Calor liberado pelo combustível.....	45
4.6	Reação de combustão.....	48
4.7	Trabalho realizado sobre o pistão.....	49
4.8	Calor transferido às paredes da câmara.....	50
4.9	Atraso da ignição	51
4.10	Processos de admissão e exaustão	52
5.	METODOLOGIA NUMÉRICA.....	57
5.1	Prólogo.....	57
5.2	Fase fechada do ciclo	57
5.2.1	<i>Compressão</i>	57
5.2.2	<i>Combustão e expansão</i>	60
5.2.3	<i>Fluxograma de solução da fase fechada</i>	66
5.3	Fase aberta do ciclo	68
5.3.1	<i>Fluxograma de solução da fase aberta</i>	71
6.	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	73
6.1	Fase fechada do ciclo	73
6.2	Fase aberta do ciclo	80
6.3	Parâmetros de desempenho	85
7.	CONCLUSÕES.....	87
7.1	Fase Fechada do ciclo	87
7.2	Fase Aberta do ciclo.....	88
7.3	Parâmetros de desempenho	88

7.4 Sugestão para trabalhos futuros	89
REFERÊNCIAS.....	90
APÊNDICE A COEFICIENTES DE EQUAÇÕES, PROPRIEDADES DOS FLUIDOS E DADOS DE ENTRADA DO MODELO DE SIMULAÇÃO	96

1 INTRODUÇÃO

1.1 Prólogo

Em 1893 Rudolf Diesel criou, em Augsburg, Alemanha, o primeiro modelo de motor diesel que funcionou de forma eficiente. Na França, em 1898, o motor foi apresentado oficialmente na Feira Mundial de Paris. O combustível então utilizado era o óleo de amendoim. Os primeiros motores diesel eram de injeção indireta. Tais motores eram alimentados por petróleo filtrado, óleos vegetais e até mesmo por óleos de peixe. Entre 1911 e 1912, Rudolf Diesel fez a seguinte afirmação: “O motor a diesel pode ser alimentado por óleos vegetais, e ajudará no desenvolvimento agrário dos países que vierem a utilizá-lo... O uso de óleos vegetais como combustível pode parecer insignificante hoje em dia, mas, com o tempo, irá se tornar tão importante quanto o petróleo e o carvão são atualmente.”

Após a morte de Rudolf Diesel o óleo diesel foi criado pela indústria do petróleo. O óleo diesel somente surgiu com o advento dos motores de injeção direta, sem pré-câmara de combustão. O óleo diesel era mais barato que os óleos vegetais e, por isso, começou a ser produzido em larga escala, favorecendo o esquecimento da principal finalidade da criação do motor diesel: o funcionamento do motor com óleo vegetal e o favorecimento no desenvolvimento da agricultura dos diferentes países. Durante várias décadas o desenvolvimento de motores de combustão interna foi principalmente centrado em motores com ignição por centelha. Entretanto, a necessidade de redução do efeito estufa, das emissões de gases poluentes e do consumo de combustível, aliada aos interesses políticos e econômicos, favoreceram a retomada do desenvolvimento de motores diesel. Neste processo, o uso de simulação numérica tem reconhecida importância para redução de custos e tempo de desenvolvimento.

1.2 Justificativa

Barros (2003) cita que desde o século dezenove os motores de combustão interna tiveram seu desenvolvimento ligado a modelos termodinâmicos que descrevem o seu funcionamento. O autor lembra também que estes modelos foram importantes na construção do primeiro motor. Até a década de 1960 o empirismo dominou o desenvolvimento tecnológico destes motores. A partir desta década, a disponibilidade de meios computacionais mais baratos e poderosos vem tornando a simulação uma ferramenta importante na pesquisa de novos motores, permitindo uma significativa melhora de desempenho com simultânea redução de emissão de poluentes e viabilizando sistemas de controle mais eficientes.

Ao longo dos anos a indústria vem se modernizando, de forma que o desenvolvimento de novos produtos não é feito sem a utilização de métodos computacionais. O uso dessa ferramenta é benéfico em vários aspectos, principalmente na redução dos custos durante a fase de experimentação em protótipos. Em linhas gerais, cada projeto tem suas particularidades; então, é difícil construir um programa computacional padrão que possa ser aplicado sem modificações para todos os projetos. Porém, a elaboração de um modelo deve prever sua aplicação aos diversos projetos de motores com inserções simples de dados geométricos e operacionais. Neste trabalho é proposto um modelo matemático que permite descrever a operação de motor diesel e estimar os parâmetros de desempenho. Espera-se que, com futuras evoluções do modelo, seja possível prever os parâmetros de desempenho e emissões em condições não ensaiadas e também avaliar o comportamento de variáveis que são de difícil medição experimental.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo geral

O objetivo geral do trabalho é desenvolver um modelo computacional na linguagem C⁺⁺ para calcular a pressão, a temperatura e demais propriedades termodinâmicas da mistura no cilindro de um motor de combustão interna com ignição por compressão como calor transferido às paredes, calor fornecido pelo combustível, variação da energia interna e entalpia que acompanha o fluxo de massa de combustível. A partir dessas variáveis é possível encontrar os parâmetros de desempenho do motor, como torque e potência, pressão média efetiva, consumo específico de combustível e eficiência térmica. Com futuras evoluções, o programa visa ser aplicado a projetos de motores diesel para diminuir custos e tempo de desenvolvimento, substituindo parte dos testes em bancada e a elaboração de protótipos.

1.3.2 Objetivos específicos

Os objetivos específicos desta pesquisa são:

- Desenvolvimento da metodologia de cálculo e posteriormente implementação do modelo em linguagem computacional C⁺⁺
- Obtenção da variação da pressão, temperatura e outras propriedades termodinâmicas da mistura no cilindro em função do ângulo do eixo virabrequim
- Cálculo de parâmetros de desempenho como torque, potência, pressão média efetiva pela rotação, eficiência térmica e consumo específico de combustível
- Comparação do modelo com dados disponíveis de um motor de produção

1.4 Escopo da dissertação

O Capítulo 2 trata da revisão bibliográfica de pesquisas relacionadas a motores de combustão interna, modelagem de motores e propriedades do óleo diesel e seus derivados.

O Capítulo 3 apresenta os fundamentos teóricos sobre os processos termodinâmicos do ciclo de motores diesel, parâmetros de desempenho e combustíveis.

O Capítulo 4 mostra a metodologia numérica proposta.

O Capítulo 5 descreve os resultados da simulação e discussões pertinentes.

O Capítulo 6 apresenta as conclusões do trabalho.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Prólogo

Existem numerosas pesquisas sobre a utilização de softwares que simulam o comportamento de motores de combustão interna, tanto com ignição por centelha como com ignição por compressão. Os resultados podem diferir devido a vários fatores, como os métodos empregados, o número de variáveis consideradas e também as características dos motores. Durante as décadas passadas, a elaboração de novos produtos na indústria automobilística vinha sendo desenvolvida de forma que a busca pelo melhor produto era conquistada através de métodos puramente experimentais. Todavia, esses métodos necessitavam de altíssimos investimentos e o prazo de retorno era relativamente longo. Atualmente, as pesquisas vêm sendo muito aprimoradas com a utilização de ferramentas computacionais que, além de diminuir o custo dos produtos, proporcionam uma redução significativa no tempo de desenvolvimento dos mesmos. Os trabalhos citados a seguir são correlacionados com os objetivos deste estudo.

2.2 Modelagem e simulação de motores diesel

Sahetchian *et al.* (1995) compararam resultados de experimentos sobre a ignição do jato do n-dodecano sob condições próximas às existentes em um motor diesel com simulações computacionais (modelo multidimensional) realizadas com o código KIVA II. O código tridimensional KIVA-II é dependente do tempo e usa o método Lagrangeano-Euleriano. O software foi primeiramente desenvolvido para descrever a combustão em um motor alternativo e, então, foram incorporados modelos de cinética química em uma câmara de combustão com volume constante. Os experimentos e a simulação numérica indicam que, durante o atraso da ignição, as reações químicas ocorrem primeiramente nas extremidades do jato de

combustível. Essas reações podem ser fontes de formação de componentes poluentes.

Pirotais *et al.* (2003) simularam um motor de combustão interna para prever a quantidade de energia térmica transferida da combustão para o sistema de arrefecimento. As vantagens do modelo de simulação são a sua versatilidade de uso, tanto para motores com ignição por centelha como para motores com ignição por compressão, e a sua compatibilidade com qualquer sistema referente ao tempo de simulação. O programa descreve a variação da massa, pressão e temperatura da mistura na câmara de combustão durante os processos do ciclo do motor, baseado nas equações de conservação de massa e energia e na lei do gás ideal.

O processo de troca de gases de um motor diesel automotivo turbinado e com injeção direta foi simulado por Mackey *et al.* (2003). A simulação incluiu uma animação da onda de pressão e da operação do turbocompressor, facilitando a interação entre os processos de admissão e exaustão do motor. Simulações e testes experimentais foram comparados para condições de razão ar-combustível de 25:1, 35:1 e 45:1 e com duas diferentes velocidades, 2000 rev/min e 4000 rev/min. Os resultados mostraram que a flutuação da velocidade do turbocompressor é dependente da carga aplicada pelos gases de exaustão, da quantidade de trabalho absorvido pela compressão do ar de admissão e da inércia do próprio turbocompressor. Outro resultado mostrou que o torque aplicado na turbina é dependente da pressão instantânea, da vazão mássica e da velocidade instantânea da turbina.

Hiroyasu *et al.* (2005) utilizaram um software de projeto de motores diesel chamado SPEA2+. No estudo foi projetado um motor diesel para diminuir o consumo específico de combustível, óxidos de nitrogênio (NO_x) e fuligem. Para tal, foram selecionados parâmetros a serem controlados, como EGR (recirculação do gás de exaustão), velocidade de *swirl* e razão de injeção de combustível. Os autores consideraram a injeção de combustível realizada em dois passos, com a mesma duração angular. O software SPEA2+ foi comparado com dois outros softwares, SPEA2 e NSGA-II. Verificou-se que o último é muito inferior aos dois primeiros, pois esses mostram equivalente proximidade na solução configurada. Os resultados indicaram uma otimização efetiva no desenvolvimento de motores diesel através da simulação numérica.

Pariotis e Hountalas (2004) simularam um motor diesel naturalmente aspirado para calcular parâmetros de desempenho e emissão de poluentes. O modelo quase-dimensional é configurado para avaliar os efeitos das condições de operação na emissão de poluentes e apresenta uma boa aproximação do diagrama pressão-volume. Além disso, são estimados valores de temperatura, razão de equivalência e concentração dos poluentes no interior do cilindro. O primeiro resultado encontrado foi a formação de fuligem para operações com 50% de carga maior que aquela obtida para operação com 100% de carga. Isso ocorre porque, apesar da taxa de injeção ser quase a mesma, a quantidade de ar admitida no início da compressão é menor para a carga parcial. Então, a razão de equivalência da mistura combustível-ar com 50% de carga é maior que aquela com 100% de carga. Outro resultado importante foi a observação do aumento da temperatura no centro do cilindro maior que nas paredes, uma vez que a taxa de transferência de calor que ocorre nessa região e próximo à saída do injetor é menor devido à evaporação do combustível.

Um modelo zero-dimensional de um motor de combustão com ignição por compressão foi desenvolvido por Asay *et al.* (2004). Relações entre a penetração do jato do combustível e o comprimento da chama foram avaliadas para produzir uma taxa de transferência de calor adequada e prever a temperatura e a concentração dos componentes do gás no cilindro. Os resultados mostram que em todos os casos a taxa de transferência de calor foi superestimada pelo modelo. A taxa máxima de transferência de calor é obtida tanto pelo comprimento da chama como pela interação do comprimento do jato, uma vez que a chama ocorre no limite do jato e, por conseguinte, nem todo o ar que entra para o jato atingiu a chama. O modelo calcula também a pressão, temperatura e duração da combustão no cilindro.

Ghojel e Honnery (2005) modelaram a taxa de transferência de calor de um motor diesel. Foram utilizados como combustíveis o óleo diesel puro e o óleo diesel emulsionado com água (DOE). Avaliou-se o efeito causado pela água nos produtos da combustão, na razão dos calores específicos e no poder calorífico do combustível. Os parâmetros de saída do modelo foram: transferência de calor, fração de combustível queimado, taxa de combustível queimado, perdas por calor e temperatura média dos gases. Os resultados do modelo zero-dimensional mostraram que o consumo de combustível aumentou em 26% para o DOE em relação ao óleo diesel. A queda da pressão e temperatura com o DOE ocorre por

causa do retardo da combustão, devido à presença de água no combustível, trazendo como benefício a redução da emissão de NO_x .

Descieux e Feidt (2006) descreveram um modelo de um motor diesel que analisa a influência de vários parâmetros na potência e na eficiência térmica do motor. Foi identificada uma velocidade de trabalho ideal para a máxima potência e outra para a máxima eficiência. Verificou-se que, para uma dada potência, é melhor usar um cilindro com maior volume para uma melhor eficiência e, para uma dada eficiência, volumes menores produzem maiores potências. O curso do pistão influencia o valor máximo da potência quando relacionado com o diâmetro do pistão, de modo que, quanto maior o curso em relação ao diâmetro, menor é a potência máxima. Quando a razão de compressão aumenta, automaticamente a potência e a eficiência térmica também aumentam. A potência também aumenta quando a razão combustível-ar aumenta e quando a combustão se inicia antes do ponto morto superior (PMS).

O desenvolvimento de um modelo computacional para o comportamento da fração de combustível queimado e da pressão no cilindro de um motor usando a correlação padrão de Wiebe e a função dupla de Wiebe é relatado por Yasar *et al.* (2007). O modelo foi comparado com dados experimentais. Os pesquisadores concluíram que os dados experimentais não se aproximam tanto da correlação padrão de Wiebe como da função dupla de Wiebe, pois na primeira a combustão mostra um comportamento mais lento que o revelado pelas medições. A diferença da pressão máxima medida com a calculada pela função padrão de Wiebe é de 6,84%. Esse valor cai para 1,52% quando os experimentos são comparados com a função dupla de Wiebe. Apesar da função padrão de Wiebe calcular a pressão máxima da combustão e o tempo em que ocorre, a função dupla de Wiebe calcula esses valores simultaneamente e com maior precisão.

Xi-Bo *et al.* (2007) descreveram um modelo termodinâmico para motores de ignição por compressão baseado na lei de conservação de energia, lei dos gases ideais e na conservação de massa. Foi comprovada a correspondência entre as características geométricas do diagrama de pressão e a pressão máxima no ponto morto superior (PMS). Concluiu-se que a máxima pressão no cilindro é dependente da taxa de transferência de calor e da taxa de *blow-by*, e que os efeitos dessas taxas são indistinguíveis. A comparação entre o modelo e dados experimentais

indica um erro de aproximadamente $0,05^\circ$ do eixo virabrequim na determinação do PMS.

Chan *et al.* (2007) descrevem o desenvolvimento de um modelo para simulação do processo de combustão de um motor e da emissão de poluentes. Além dos cálculos, foram realizados experimentos para comparar os valores de pressão, taxa de transferência de calor e emissões de óxido nítrico (NO) e fuligem para várias condições de operação. Os resultados obtidos mostraram que a concentração de fuligem aumenta significativamente com o retardo da injeção de combustível e a concentração de NO decresce suavemente. Verificou-se também que as concentrações de NO e fuligem são predominantemente definidas pela razão combustível-ar, pressão e temperatura do gás no cilindro.

Um modelo zero-dimensional de um motor de ignição por compressão com sistema *common rail* desenvolvido na plataforma Simulink foi apresentado por Taraza *et al.* (2008). O modelo simula os processos que ocorrem dentro do cilindro, nos coletores de admissão e de exaustão e no turbocompressor. A simulação denominada de DETRANS (Diesel Engine TRANSient Simulation) contém vários módulos, responsáveis pelos cálculos de diferentes parâmetros. Os módulos são: bloco do cilindro, dutos de exaustão e admissão, turbocompressor, unidade de controle, atrito e módulos dinâmicos. Os dados de saída dos módulos são: pressão, temperatura, entalpia, composição do gás no cilindro e torque. O modelo foi desenvolvido basicamente para melhorar a aceleração do motor e estimar as vibrações da torção do virabrequim para decidir se o uso de um amortecedor de vibrações é necessário.

Serrano *et al.* (2008) desenvolveram metodologias e ferramentas relacionadas à caracterização da combustão de um motor diesel turboalimentado com sistema EGR durante a operação transitória através da combinação de dados experimentais e modelos de cálculo. O primeiro passo do trabalho foi desenvolver uma metodologia detalhada da medição de testes a plena carga e velocidade constante para que fosse comparada com o modelo desenvolvido e basicamente certificar que os valores de pressão calculados e medidos estão alinhados. A partir da simulação de modelos de dinâmica dos gases importantes variáveis foram obtidas, como vazão mássica do combustível, vazão mássica do ar e vazão mássica

do gás de exaustão recirculado. Além disso, a taxa de transferência de calor durante todo o processo de combustão foi calculada.

Sahin e Durgun (2008) apresentaram um modelo multidimensional de um motor diesel. O modelo considera as fases fechada e aberta do ciclo e calcula todos os parâmetros de desempenho do motor. Para obter valores extremamente precisos, os pesquisadores levaram em consideração vários fatores como formação do jato, mistura combustível-ar, velocidade de *swirl* e taxa de transferência de calor. Com foco na emissão de poluentes, cálculos como o equilíbrio químico do NO foram desenvolvidos. O objetivo principal do trabalho foi investigar os efeitos do uso de outros combustíveis no desempenho do motor e na emissão de poluentes.

A simulação da combustão diesel utilizando dinâmica dos fluidos computacional (CFD), em que as capacidades preditivas do modelo do jato de combustível participam do papel mais importante, foi desenvolvida por Fu-shui *et al.* (2008). Foi investigado um método para ajustar parâmetros do modelo de ondas do jato para acompanhar o seu progresso no interior do cilindro. Além disso, a simulação do jato foi validada através de experimentos utilizando fotografia de alta velocidade. Finalmente, um ajuste modificado para o modelo de onda do jato foi proposto e aplicado na simulação da combustão para um motor diesel de produção sob diferentes velocidades. O processo de controle do jato de combustível inclui uma variedade de parâmetros, como a geometria do injetor, as características do sistema de alimentação de combustível e a interação da aerodinâmica da mistura líquido-gás. A simulação da onda modificada do modelo do jato coincidiu com os experimentos fotográficos de alta velocidade.

García *et al.* (2009) modelaram um motor de combustão interna do ciclo diesel utilizando Matlab. No modelo é desenvolvido um novo método de cálculo da pressão e emissão de NO_x. O *software* tem quatro variáveis independentes: velocidade do motor, vazão mássica de ar, vazão de combustível e calor específico a pressão constante. Além da pressão e concentração de NO_x é possível calcular outros parâmetros importantes, como pressão média efetiva, consumo de combustível e torque do motor. O método desenvolvido no trabalho reproduz a pressão na câmara de combustão para qualquer carga, incluindo a utilização de EGR a partir da taxa de 5%. O aumento da taxa de EGR se reflete no atraso do início da combustão, na diminuição da taxa máxima de liberação de calor e no

aumento da duração da combustão. A precisão obtida nos cálculos foi aceitável em relação às aplicações considerando diagnósticos de motores.

Chen *et al.* (2009) modelaram o efeito do número de cetano na combustão utilizando o software KIVA-3 V2. Os efeitos da variação do número de cetano de 54 a 60 foram avaliados sobre o tempo de ignição, pressão do cilindro, razão da liberação de calor e emissões de NO_x e fuligem. Um mecanismo de reação química do peróxido butil-di-terciário (DTBP) com um tipo de renovador de número de cetano foi combinado com um mecanismo de redução de diesel substituto para modelar o efeito do número de cetano na ignição do diesel. O aumento do DTBP avança o tempo de ignição do óleo diesel sob diferentes pressões, temperaturas e razões de equivalência da mistura combustível-ar, tornando-se mais evidente com concentrações de DTBP mais altas. Os resultados do modelo se assemelharam aos testes experimentais realizados em um motor, mostrando que o aumento do número de cetano avança o tempo de ignição e não altera as emissões de NO_x e fuligem.

Pode-se notar que trabalhos de modelagem para o ciclo Diesel são menos numerosos que aqueles para o ciclo Otto. Dentre os trabalhos citados, podem ser encontrados modelos multidimensionais, quase-dimensionais e, em grande maioria, zero-dimensionais. Isso acontece devido à complexidade da simulação que envolve similarmente vários conceitos como conservação de energia, lei dos gases ideais, conservação de massa, penetração do jato do combustível, comprimento da chama e a taxa de transferência de calor para encontrar os principais parâmetros de desempenho e emissões. Grande parte das simulações é feita através de softwares comerciais como KIVA-II, KIVA-III, CFD, Simulink e, então, comparados com testes experimentais para validação. No presente trabalho foi criado um algoritmo computacional zero-dimensional através da linguagem C++ com métodos da literatura pesquisada e posteriormente comparado com os dados informados pelo fabricante.

3 FUNDAMENTOS TEÓRICOS

3.1 Prólogo

Neste capítulo são apresentados os conceitos fundamentais sobre os quais se baseia o modelo de simulação numérica construído. São mostradas definições de parâmetros de desempenho, combustíveis, combustão, emissões, balanço de energia, dinâmica do escoamento de gases e transferência de calor aplicada a motores de combustão interna.

3.2 Parâmetros de desempenho

O motor diesel é um motor de combustão interna cujos principais componentes mecânicos são idênticos aos de um motor com ignição por centelha e os seus ciclos de funcionamento são normalmente de quatro tempos. A principal diferença reside na forma como é provocada a combustão, pois no motor do ciclo Otto a mistura necessita de uma centelha para iniciar a ignição, enquanto que no motor diesel a ignição é provocada pelo aquecimento do ar sob o efeito de elevada compressão. Motores diesel utilizam o óleo diesel como combustível padrão. Nesses motores a combustão ocorre de maneira espontânea, estimulada por elevadas pressões e temperaturas da mistura ar/combustível no cilindro.

3.2.1 Razão de compressão

A razão de compressão determina a relação entre o volume do cilindro do motor quando o pistão está no ponto morto inferior (PMI), ou seja, o máximo volume do cilindro, e o volume do cilindro quando o pistão está no ponto morto superior

(PMS), ou seja, o mínimo volume do cilindro. A razão de compressão pode ser expressa matematicamente como segue:

$$r_c = \frac{\nabla_d + \nabla_c}{\nabla_c} \quad (3.1)$$

Onde:

r_c : razão de compressão (adimensional);

∇_c : volume da câmara de combustão (m³);

∇_d : volume deslocado (m³);

3.2.2 Velocidade média do pistão

A velocidade média do pistão é freqüentemente um parâmetro mais apropriado que a velocidade de rotação do eixo virabrequim para representar o comportamento do motor. A expressão matemática é:

$$V_p = 2 \cdot S \cdot \omega \quad (3.2)$$

Onde:

V_p : velocidade do pistão (m/s);

S : curso do pistão (m);

ω : rotação do motor (rev/s);

3.2.3 Torque

Torque é a capacidade de transportar uma carga. Normalmente, utiliza-se o dinamômetro para mensurar o torque do motor. O motor é acoplado ao rotor do

dinamômetro que, por sua vez, é acoplado ao estator eletromagneticamente na maioria das aplicações. O dinamômetro simula uma carga resistiva ao movimento de rotação do motor. O torque então é medido no estator quando é exercido pelo rotor. A definição do torque é como segue:

$$T_b = F \cdot d_d \quad (3.3)$$

Onde:

T_b : torque (N.m);

F : força (N);

d_d : distância do ponto de aplicação da força (m);

3.2.4 Potência

A potência de um motor é a sua capacidade de transportar uma carga a uma dada velocidade, e é expressa como:

$$P_b = 2 \cdot \pi \cdot \omega \cdot T \quad (3.4)$$

Onde:

P_b : potência disponível no eixo do motor (kW);

3.2.5 Pressão média efetiva

Uma medida de desempenho do motor é obtida pela divisão do trabalho por ciclo pelo volume deslocado por ciclo, chamada de pressão média efetiva. A definição desse parâmetro é descrita como:

$$IMEP = \frac{P_b \cdot n_R}{V_d \cdot \omega} \quad (3.5)$$

Onde:

$IMEP$: pressão média efetiva (kPa);

n_R : número de revoluções do eixo virabrequim por ciclo (adimensional);

3.2.6 Consumo específico de combustível

O consumo de combustível é medido, nos testes de motores, pelo fluxo de massa de combustível por unidade de tempo. A definição desse parâmetro é descrita como:

$$\dot{m}_f = \frac{dm_f}{dt} \quad (3.6)$$

Onde:

$\dot{m}_f$: taxa de escoamento de massa de combustível para o motor (kg/s);

$\frac{dm_f}{dt}$: taxa de variação de massa de combustível no tanque (kg/s);

Um parâmetro mais usual que o consumo de combustível para avaliar o desempenho do motor é o consumo específico de combustível (sfc), que é a taxa de fluxo de combustível por unidade de potência de saída:

$$sfc = \frac{\dot{m}_f}{P_b} \quad (3.7)$$

Onde:

sfc : consumo específico de combustível (g/kW.h);

3.2.7 Eficiência de conversão de combustível

A razão entre o trabalho produzido por ciclo e a quantidade de energia do combustível que pode ser fornecida no processo de combustão é conhecida como eficiência de conversão de combustível, que é expressa matematicamente como:

$$\eta_f = \frac{P_b}{\dot{m}_f \cdot Q_{LHV}} = \frac{1}{sfc \cdot Q_{LHV}} \quad (3.8)$$

Onde:

Q_{LHV} : poder calorífico inferior do combustível (kJ/kg);

O poder calorífico inferior é utilizado porque a água produzida no processo de combustão se encontra na fase vapor. O valor definido para Q_{LHV} é mostrado no Apêndice A.

3.3 Combustão e formação de poluentes

A combustão em motores é uma reação química exotérmica entre o combustível e o comburente, usualmente o ar atmosférico. Os combustíveis mais usados em motores diesel se encontram na fase líquida, como o óleo diesel e o biodiesel, e na fase vapor, como o gás natural. Como resultado da combustão se obtém, além de energia, compostos poluentes do ar atmosférico e agentes causadores do efeito estufa.

3.3.1 Razão de equivalência da mistura e equação da combustão

A razão ar-combustível relaciona a quantidade de ar admitida pela quantidade de combustível e é expressa como:

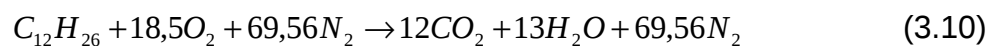
$$\frac{A}{F} = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} \quad (3.9)$$

Onde:

$\frac{A}{F}$: razão ar/combustível (adimensional);

$\dot{m}_a$: taxa de escoamento de ar para o motor (kg/s);

A razão estequiométrica corresponde à quantidade mínima de ar que fornece oxigênio suficiente para a combustão completa do combustível. Os produtos da combustão estequiométrica são: dióxido de carbono (CO_2), água (H_2O) e nitrogênio (N_2). A combustão estequiométrica do dodecano ($C_{12}H_{26}$), hidrocarboneto representativo do óleo diesel, é escrita da seguinte forma:



A razão de equivalência da mistura é definida como a relação entre a razão ar-combustível real e a razão ar-combustível estequiométrica:

$$\lambda = \phi^{-1} = \frac{A/F}{(A/F)_s} \quad (3.11)$$

Onde:

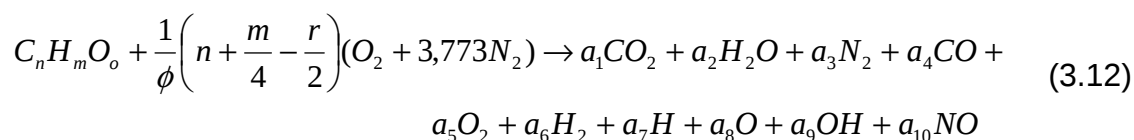
$(A/F)_s$: relação ar-combustível estequiométrica (adimensional);

λ : razão de equivalência da mistura ar/combustível (adimensional);

ϕ : razão de equivalência da mistura combustível/ar (adimensional);

Assim, se $\lambda > 1$ ($\phi < 1$) a mistura é chamada pobre e se $\lambda < 1$ ($\phi > 1$) a mistura é chamada rica.

Motores de combustão interna são grandes fontes de poluição do ar atmosférico. O gás de exaustão desses motores contém várias substâncias poluentes, como óxidos de nitrogênio (NO_x), que consistem de óxido nítrico (NO) e dióxido de nitrogênio (NO_2), monóxido de carbono (CO) e hidrocarbonetos não queimados (HC). Nos motores com ignição por compressão, a combustão ocorre quando o combustível é injetado na câmara de combustão após o ar ter sido comprimido à alta pressão. Os dez produtos mais significativos da combustão não estequiométrica são mostrados na equação abaixo:



Onde:

n : número de átomos de carbono por mol de combustível;

m : número de átomos de hidrogênio por mol de combustível;

o : número de átomos de oxigênio por mol de combustível;

$a_1, \dots, a_{10}$: número de moles do componente dos produtos correspondente.

Mesmo para misturas estequiométricas à Eq. (3.12) se aplica no lugar da Eq. (3.10), devido a não uniformidade da distribuição do ar e do combustível na câmara de combustão. Os hidrocarbonetos não-queimados e os aldeídos (HCO) não são produtos diretos da combustão (Sodré, 1995) e, por isso, não foram escritos na Eq. (3.12).

3.3.2 Dióxido de carbono

Na combustão ocorre a oxidação do carbono e a redução do hidrogênio, causando a liberação de energia e, principalmente, do dióxido de carbono, além de

outros compostos. O aumento da concentração de CO_2 no ar pode alterar o ciclo do carbono e ampliar o efeito estufa. A concentração de CO_2 atinge valores máximos para misturas estequiométricas, se reduzindo para misturas ricas ou pobres.

3.3.3 Monóxido de carbono

O monóxido de carbono é um composto normalmente produzido através da combustão em motores automotivos (correspondendo a aproximadamente 42% do total emitido na atmosfera) e de queimadas (contribuindo com aproximadamente 37%). Nos motores de combustão interna a produção de CO ocorre em combustões excessivamente ricas, nas quais a quantidade de oxigênio é insuficiente para promover a completa oxidação do combustível presente na câmara de combustão. O monóxido de carbono é incolor, inodoro e altamente tóxico, com densidade próxima à do ar.

3.3.4 Óxidos de nitrogênio

Enquanto o óxido nítrico (NO) e dióxido de nitrogênio (NO_2) são usualmente agrupados como emissões de NO_x , NO é o óxido de nitrogênio predominante produzido no interior do cilindro de motores de combustão interna. A maior parte das emissões de NO_x é gerada pelo uso de combustíveis fósseis, sendo o tráfego automotivo responsável por cerca de 70 a 80%. As reações de formação do NO são mais lentas que as da combustão e são altamente dependentes da temperatura e da concentração de oxigênio nos gases queimados. É geralmente aceito que na combustão de misturas combustível-ar próximas à estequiométrica, as principais reações envolvendo a formação de NO são descritas pelo mecanismo de Zeldovich (Heywood, 1988):



Motores diesel emitem grandes concentrações de NO_x devido à alta temperatura atingida na combustão causada pela elevada compressão. Nestes motores NO_2 pode ser de 10 a 30% do valor total das emissões de NO_x . O óxido nítrico formado na zona da chama pode ser rapidamente transformado em NO_2 através da reação:



Subseqüentemente, a conversão de NO_2 para NO ocorre pela reação:



A razão de equivalência para a formação de NO sob alta temperatura e alta pressão nos motores é ligeiramente pobre. Para misturas ricas ocorre um resfriamento da mistura devido à necessidade de troca de calor mais intensa para a vaporização da maior quantidade de combustível. Para misturas muito pobres a menor liberação de calor durante a combustão reduz as temperaturas atingidas no cilindro. A formação de NO nos produtos da combustão de um combustível hidrocarboneto com ar dá-se inicialmente na temperatura de 700 K, sob a pressão de 15 bar.

3.3.5 Hidrocarbonetos não queimados

As emissões de hidrocarbonetos são conseqüências da combustão incompleta de combustíveis hidrocarbonetos (Heywood, 1988). Existem duas causas principais para a emissão de HC em motores diesel sob condições de operação normal: mistura mais pobre que o limite no período compreendido entre o início da injeção e o início da combustão e mistura inadequada por causa da baixa velocidade do combustível ao sair dos bicos injetores. Em baixa carga e marcha lenta a mistura muito rica é importante para a emissão de hidrocarbonetos não queimados, particularmente em motores com cilindros pequenos a alta velocidade. A formação desses compostos ocorre basicamente nas aberturas da câmara de combustão devido à baixa temperatura nestas localidades, em torno de 470 a 1070 K. Nestas condições o combustível não é queimado, uma vez que a temperatura mínima para a combustão é 1170 K.

3.3.6 Material particulado

Material particulado é constituído de partículas muito finas de sólidos ou líquidos suspensos num gás. As partículas variam em tamanho, entre menos de 10 nm a mais de 100 μm em diâmetro. Materiais particulados da combustão em motores diesel consistem principalmente de fuligem. A maioria dos materiais particulados são resultados da combustão incompleta dos combustíveis hidrocarbonetos, mas uma parcela é resultante do óleo lubrificante do motor. Em grandes motores diesel de injeção direta as emissões de material particulado são de 0,5 a 1,5 g/kW.h.

4 MODELO MATEMÁTICO

4.1 Prólogo

A modelagem matemática estuda maneiras de desenvolver e implementar modelos matemáticos de sistemas reais (Mendes, 2008). Através de um modelo de simulação pode-se analisar o comportamento do motor; prever o comportamento do motor e otimizar seu projeto; diminuir custos de pesquisas experimentais e, conseqüentemente, tempo e recursos; e melhorar o entendimento dos processos em estudo. Na simulação dos motores de combustão tem-se dado muita importância à modelagem da combustão, já que neste processo se definem os principais parâmetros de desempenho e emissões do motor (Becerra, 1996).

Os modelos para motores de combustão interna podem ser classificados como: zero-dimensionais ou termodinâmicos de zona simples; quase-dimensionais ou termodinâmicos de zonas múltiplas; e modelos multidimensionais. Os primeiros são estruturados a partir de uma análise termodinâmica do gás contido no cilindro, além de considerar a pressão e a temperatura uniformes no interior do mesmo. Os segundos prevêm também a taxa de queima do combustível a partir de fundamentos físicos, como a velocidade de propagação da chama, e considerações geométricas, tais como a geometria da câmara de combustão. Os terceiros, além do já citado, têm a capacidade de prever detalhes sobre o escoamento no interior do cilindro, a forma e a propagação da frente de chama (Ramos, 1989).

Os modelos zero-dimensionais assumem a mistura no cilindro como uniforme tanto na composição como na temperatura, e a primeira lei da termodinâmica é usada para calcular a energia da mistura. O combustível injetado se comporta como um gás ideal e se mistura com o ar instantaneamente. Os modelos quase-dimensionais levam em consideração a distribuição temporal e espacial da temperatura e da concentração de combustível na mistura. Nos modelos multidimensionais a dependência do tempo, as equações de conservação instantânea da massa, energia e espécies e as correlações de turbulência são consideradas proporcionais ao escoamento (Ramos, 1989). A seguir é descrito o

equacionamento para o modelo termodinâmico de zona simples para o ciclo diesel desenvolvido neste trabalho.

4.2 Volume de controle

O fluido que se encontra no interior do cilindro corresponde ao volume de controle do modelo. As fronteiras do volume de controle são: topo do pistão, paredes laterais do cilindro e cabeçote do motor (Becerra, 1996). O somatório das áreas é:

$$\sum A_w = \pi \cdot D \cdot (y + h_{tdc}) + A_{ch} + A_{pc} \quad (4.1)$$

$$A_{ch} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (4.2)$$

$$A_{pc} = A_{ch} \quad (4.3)$$

$$h_{tdc} = \frac{V_c}{A_{ch}} \quad (4.4)$$

Onde:

A_{ch} : área do cabeçote (m²);

A_{pc} : área do topo do pistão (m²);

A_w : área da parede da câmara (m²);

D : diâmetro do cilindro (m);

h_{tdc} : distância entre o ponto morto superior e o cabeçote (m);

y : posição instantânea do pistão em relação ao ponto morto superior (m);

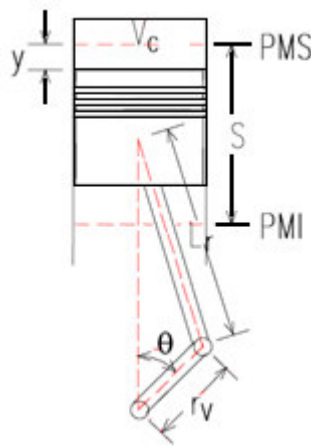


Figura 1: Parâmetros geométricos de um motor de combustão interna.

Fonte: Sodré, 1995

A posição y do pistão (Fig. 1) em função do ângulo do eixo de manivelas é dada como:

$$y = L_r + r_v \cdot (1 - \cos \theta_{rad}) - \left[L_r^2 - (r_v \cdot \sin \theta_{rad})^2 \right]^{1/2} \quad (4.5)$$

Onde:

L_r : comprimento da biela (m);

θ_{rad} : ângulo do eixo virabrequim (rad);

r_v : raio do eixo virabrequim, que corresponde à metade do curso do pistão (m).

O volume instantâneo no cilindro é:

$$\forall = \forall_c + \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot y \quad (4.6)$$

Onde:

$\forall_c$: volume da câmara de combustão (m³);

4.3 Fluido de trabalho

O fluido de trabalho no volume de controle varia dependendo do processo considerado no ciclo. Durante a admissão e a compressão, o fluido de trabalho é o ar que entra no cilindro. Na combustão, expansão e exaustão, o óleo diesel que entra pelo bico injetor é adicionado ao ar. Como hipótese, considera-se que o fluido de trabalho contido no cilindro se comporta como uma mistura de gases ideais (Becerra, 1996).

4.4 Balanço de energia

A primeira lei da termodinâmica aplicada ao volume de controle é dada a seguir, considerando desprezível a variação das energias cinética e potencial:

$$\dot{Q}_f - \dot{Q}_w + \dot{m}_a \cdot h_a + \dot{m}_f \cdot h_f = \frac{dU}{dt} + \dot{W} - \dot{m}_e \cdot h_e \quad (4.7)$$

Onde:

$\dot{Q}_f$: taxa de liberação de calor por parte do combustível (kJ/s);

$\dot{Q}_w$: taxa de transferência de calor às paredes do cilindro (kJ/s);

$\frac{dU}{dt}$: taxa de variação da energia interna da mistura dentro do cilindro (kJ/s);

$\dot{W}$: taxa do trabalho desenvolvido pelos gases sobre o pistão (kJ/s);

$\dot{m}_a$: vazão mássica através da válvula de admissão (kg/s);

$\dot{m}_e$: vazão mássica através da válvula de exaustão (kg/s);

h_a : entalpia específica da massa que escoar pela válvula de admissão (kJ/kg);

h_e : entalpia específica da massa que escoar pela válvula de exaustão (kJ/kg);

h_f : entalpia específica do combustível (kJ/kg);

4.5 Calor liberado pelo combustível

Em estudos realizados por Kreiger e Borman (1967) foi encontrada uma liberação aparente de calor partindo de gráficos experimentais pressão-tempo. Os autores usaram esses dados para fazerem simulações do comportamento do motor e concluíram que não é necessário entender profundamente o processo de combustão do motor para prever o comportamento do mesmo, desde que a quantidade de calor transferida seja conhecida (Becerra, 1996).

De acordo com Heywood (1988), as fases da combustão para um motor diesel de injeção direta podem ser resumidas como: atraso da ignição, combustão rápida ou pré-misturada, combustão difusiva e combustão final (Fig. 2). O atraso da ignição corresponde ao período entre o início da injeção e a ignição do combustível. A combustão rápida ou pré-misturada ocorre rapidamente durante poucos ângulos do eixo virabrequim para todo o combustível que foi misturado com o ar durante o tempo de atraso. A velocidade de liberação de energia é controlada pela cinética das reações em cadeia. A combustão difusiva ou controlada pela velocidade da mistura do vapor de combustível preparado com o ar ocorre quando a mistura entra na zona de queima. Enquanto vários processos são envolvidos, a taxa de queima é controlada, primeiramente, pelo processo de mistura combustível-ar. A combustão final corresponde ao período em que os focos de ignição vão se extinguindo.

A taxa de liberação de calor do combustível está relacionada à sua taxa de queima de combustível segundo:

$$\dot{Q}_f = m_f \cdot Q_{LHV} \cdot \frac{d\chi}{d\theta} \quad (4.8)$$

Onde:

$\dot{Q}_f$: taxa de liberação de calor do combustível (kJ);

m_f : massa de combustível total injetado durante um ciclo (kg);

$\frac{d\chi}{d\theta}$: taxa de queima de combustível (adimensional);

χ : fração de combustível queimado, dada pela razão entre a massa de combustível queimada e a massa total de combustível injetada (adimensional);

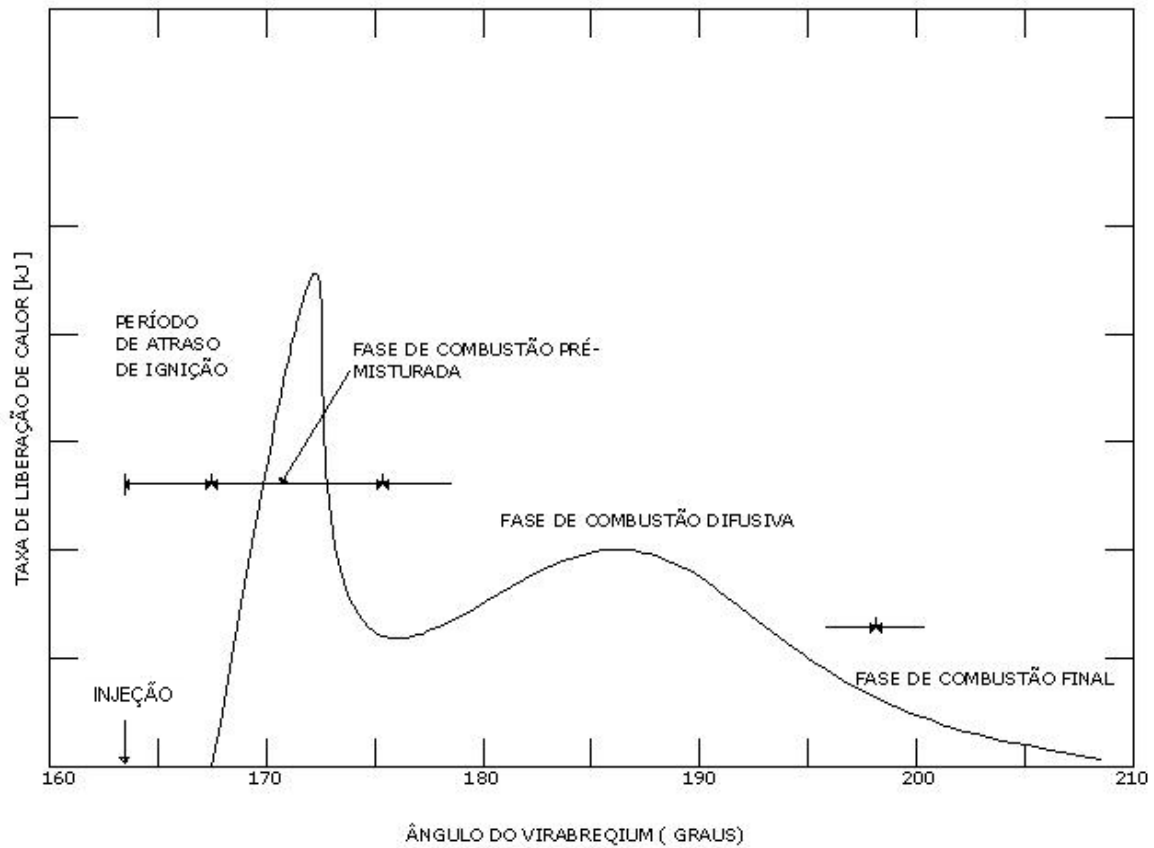


Figura 2: Taxa de liberação de calor identificando as fases da combustão.

Fonte: Heywood, 1988.

Wiebe (1962), baseado na teoria cinética das reações em cadeia, propôs uma correlação semi-empírica para a fração de combustível queimado:

$$\chi = 1 - e^{-a_b \left(\frac{\theta - \theta_{ig}}{\Delta \theta_b} \right)^{m_{ch} + 1}} \quad (4.9)$$

Onde:

a_b : parâmetro de eficiência da combustão (adimensional);

θ_{ig} : ângulo de início da ignição (graus);

$\Delta\theta_b$: duração da combustão (graus);

m_{ch} : fator de forma da câmara, que condiciona a rapidez da combustão;

O parâmetro a_b indica a quantidade de combustível queimada durante o intervalo $\Delta\theta_b$. O parâmetro χ será igual a 0,999 quando a_b for 6,9078, e igual a 0,99 se a_b for 4,605. Ferrari (1992) citado em Becerra (1996) sugere a utilização de valores na faixa $4,605 < a_b < 6,908$.

A rigor, a função de Wiebe não consegue representar os dois máximos da taxa de liberação de calor característica da combustão diesel. Dessa forma, Watson *et al.* (1980) e Miyamoto *et al.* (1985) propuseram modificá-la, levando, assim, à função dupla de Wiebe:

$$\chi = 1 - \chi_p \cdot e^{-a_b \left(\frac{\theta - \theta_{ig}}{\Delta\theta_p} \right)^{mp+1}} - \chi_{di} \cdot e^{-a_b \left(\frac{\theta - \theta_{ig}}{\Delta\theta_{di}} \right)^{mdi+1}} \quad (4.10)$$

Onde:

χ_p : fração de combustível queimado na fase de combustão rápida ou combustão pré-misturada (adimensional);

χ_{di} : fração de combustível queimado na fase de combustão difusiva (adimensional);

$\Delta\theta_p$: duração da fase da combustão rápida (graus);

$\Delta\theta_{di}$: duração da fase da combustão difusiva (graus);

m_p : fator de forma da câmara para a fase da combustão rápida (adimensional);

m_{di} : fator de forma da câmara para a fase da combustão difusiva (adimensional);

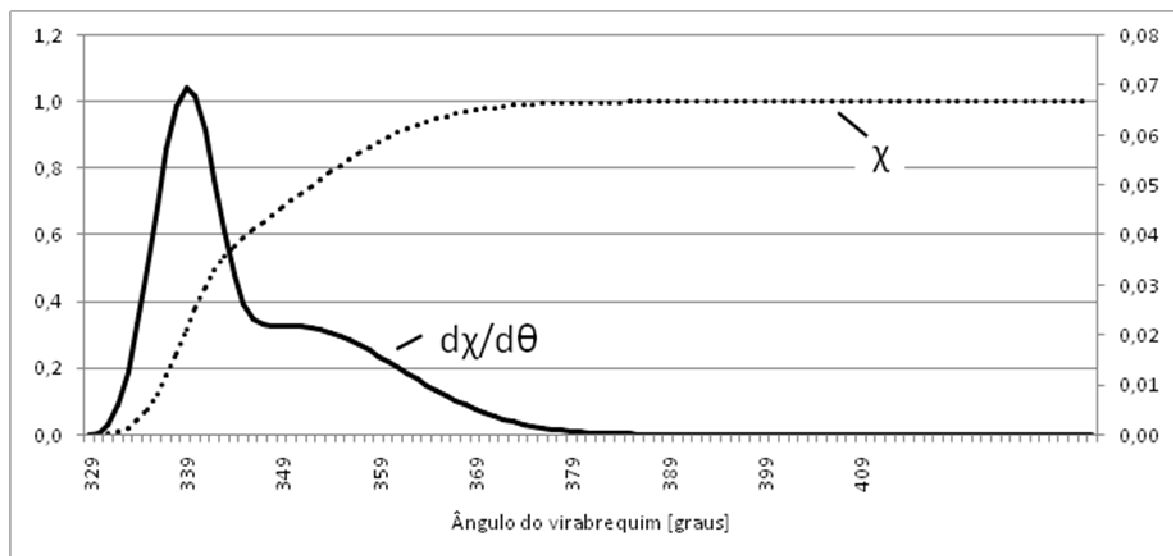
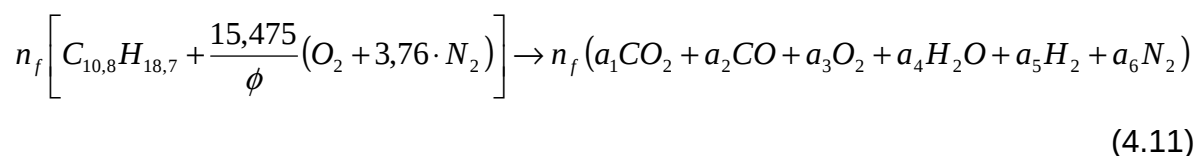


Figura 3: Fração da massa de combustível queimado e taxa de queima de combustível obtida a partir da correlação dupla de Wiebe.

Fonte: Dados da pesquisa.

4.6 Reação de combustão

Na combustão os reagentes utilizados são o óleo diesel mineral na fase vapor e o ar. O óleo diesel é assumido nesse trabalho com a fórmula química $C_{10,8}H_{18,7}$ (Heywood, 1988) e o ar considerado composto por 21% de oxigênio (O_2) e 79% de nitrogênio (N_2) em base volumétrica. Optou-se por trabalhar com seis produtos da combustão: monóxido de carbono (CO), dióxido de carbono (CO_2), oxigênio (O_2), nitrogênio (N_2), vapor de água (H_2O) e hidrogênio (H_2). A reação química da combustão é dada por:



Onde:

n_f : número de moles do combustível (kmol);

São consideradas também as seguintes reações de equilíbrio:



O balanço das reações de equilíbrio é determinada por constantes de equilíbrio químico que são apresentadas no Apêndice A (Becerra, 1996).

4.7 Trabalho realizado sobre o pistão

O trabalho desenvolvido pelos gases sobre o pistão, introduzido na Eq. (4.7), pode ser expresso como:

$$\dot{W} = p \cdot \frac{d\forall}{dt} \quad (4.14)$$

onde p é a pressão dos gases no interior do cilindro e $\forall$ é o volume do cilindro. Em termos do ângulo do virabrequim a expressão se torna:

$$\frac{dW}{d\theta} = p \cdot \frac{d\forall}{d\theta} \quad (4.15)$$

$d\forall/d\theta$ é a taxa de variação angular do volume, obtida da derivação das Eqs. (4.5) e (4.6).

4.8 Calor transferido às paredes da câmara

A temperatura é adotada como uniforme para toda a câmara em uma dada posição angular do virabrequim e a temperatura das paredes da câmara é considerada constante em todo o ciclo. Dentre as correlações mais usuais para o cálculo da taxa de calor transferido às paredes do motor, adotou-se a expressão de Annand (1963). A partir de análises estatísticas de dados experimentais, o autor propôs uma correlação para a taxa de calor instantâneo que inclui os termos de convecção e radiação:

$$\frac{\dot{Q}_w}{\sum A_w} = c_1 \cdot \frac{k}{D} \cdot (\text{Re})^{c_2} \cdot (T - T_w) + c_3 \cdot (T^4 - T_w^4) \quad (4.16)$$

Onde:

k : condutividade térmica do fluido (W/m.K);

T : temperatura do gás no cilindro (K);

c_1, c_2, c_3 : constantes empíricas de ajuste (adimensional);

T_w : temperatura da parede do cilindro (K);

Re : número de Reynolds (adimensional);

O número de Reynolds é calculado através da Eq. (A.10) do Apêndice A.

A constante c_1 se situa na faixa $0,35 < c_1 < 0,8$, $c_2 = 0,7$ e $0,6 \cdot \sigma < c_3 < 1,6 \cdot \sigma$ (Ferrari, 1992 citado em Becerra, 1996), onde σ é a constante de Stefan-Boltzmann ($5.6704 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$).

A área de transferência de calor é variável devido ao movimento do pistão. Os cálculos são realizados a partir da hipótese que a câmara de combustão é cilíndrica. O erro cometido é pequeno, dado que a razão de compressão dos motores diesel é alta.

4.9 Atraso da ignição

Um dos fatores mais importantes a ser considerado para os cálculos do atraso de ignição é a temperatura média dos gases no interior do cilindro ao final da compressão, que exerce forte influência na atomização, vaporização do jato e nas reações químicas durante a combustão. Hardenberg e Hase (1979) desenvolveram uma expressão empírica que prediz a duração do período de atraso da ignição em um motor de injeção direta (Heywood, 1988):

$$\tau_{id} = (0,36 + 0,22 \cdot V_p) \cdot \exp \left[E_a \cdot \left(\frac{1}{\bar{R} \cdot T} - \frac{1}{17190} \right) \cdot \left(\frac{21,2}{p - 12,4} \right)^{0,63} \right] \quad (4.18)$$

Onde:

E_a : energia de ativação aparente (J)

$\bar{R}$: constante universal dos gases (8314,34 J/kmol.K)

τ_{id} : atraso de ignição (graus)

A energia de ativação da reação pode ser calculada por:

$$E_a = \frac{618840}{CN + 25} \quad (4.19)$$

Onde:

CN : número de cetano do combustível;

4.10 Processos de admissão e exaustão

A equação de conservação de massa é aplicada ao gás no cilindro, calculando-se as vazões mássicas através das válvulas nos processos de admissão e exaustão. O escoamento através das válvulas é aproximado ao escoamento através de um orifício (Heywood, 1988):

$$\dot{m}_i = \frac{C_d \cdot A_r \cdot p_0}{(\bar{R} \cdot T_0)^{1/2}} \cdot \left(\frac{p_t}{p_0} \right)^{1/\kappa} \cdot \left\{ \frac{2\kappa}{\kappa-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_t}{p_0} \right)^{(\kappa-1)/\kappa} \right] \right\}^{1/2} \cdot \left(\frac{\Delta\theta}{360 \cdot \omega} \right) \quad (4.20)$$

Onde:

$\dot{m}_i$: escoamento através das válvulas (kg/s);

A_r : área de referência para o coeficiente de descarga (m²);

C_d : coeficiente de descarga (adimensional);

p_0 : pressão de estagnação a montante da válvula (kPa);

T_0 : temperatura de estagnação a montante da válvula (K);

p_t : pressão do fluido a jusante da válvula (kPa);

$\kappa = c_p / c_v$: razão entre os calores específicos (adimensional);

No caso de um escoamento subsônico (Mach < 1), utiliza-se a Eq. (4.20) para o cálculo da vazão mássica do fluido que escoar pelo orifício. Porém, se o escoamento for sônico ou supersônico (Mach ≥ 1), somente as propriedades a montante são consideradas. Neste caso, a vazão mássica é calculada por (Heywood, 1988):

$$\dot{m}_i = \left[\frac{C_d \cdot A_r \cdot p_0}{(\bar{R} \cdot T_0)^{1/2}} \cdot \kappa^{1/2} \cdot \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{(\kappa+1)/2 \cdot (\kappa-1)} \right] \cdot \left(\frac{\Delta\theta}{360 \cdot \omega} \right) \quad (4.21)$$

A área de referência pode ser adotada como:

$$A_r = \frac{\pi \cdot D_v^2}{4} \quad (4.22)$$

Onde:

D_v : diâmetro da válvula (m).

A temperatura e a pressão de estagnação são definidas pelas expressões:

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{\kappa_c - 1}{2} \cdot M_a^2 \quad (4.23)$$

$$\frac{p_0}{p} = \left(\frac{T_0}{T} \right)^{\frac{\kappa_c}{\kappa_c - 1}} \quad (4.24)$$

Onde:

T_0 : temperatura de estagnação (K);

p_0 : pressão de estagnação (kPa);

κ_c : razão dos calores específicos nas condições do cilindro (adimensional);

M_a : número de Mach (adimensional);

O número de Mach é a razão entre a velocidade do fluido e a velocidade do som:

$$M_a = \frac{V_i}{V_s} \quad (4.25)$$

$$V_s = \sqrt{\kappa_c \cdot \frac{\bar{R}}{M} \cdot T} \quad (4.26)$$

$$V_i = \frac{\dot{m}_i}{\rho \cdot A_r} \quad (4.27)$$

Onde:

V_s : velocidade do som (m/s);

V_i : velocidade do fluido (m/s);

M : massa molecular do gás (kg/kmol);

O deslocamento da válvula pode ser representado de acordo com as expressões (4.28) a (4.30), cujos parâmetros são mostrados na Fig. 4:

$$h_v = \sqrt{x_c^2 + y_c^2} - l_c \quad (4.28)$$

$$x_c = l_c \cdot h_c \cdot \tan \beta \cdot \sqrt{\frac{1}{l_c^2 + h_c^2 \cdot \tan^2 \beta}} \quad (4.29)$$

$$y_c = \sqrt{h_c^2 \cdot \left(1 - \frac{x_c^2}{l_c^2}\right)} \quad (4.30)$$

Onde:

l_c : largura do came (m);

h_c : altura do came (m);

h_v : deslocamento da válvula (m);

β : ângulo do eixo do comando de válvulas (graus);

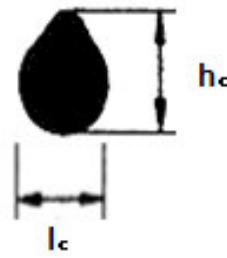


Figura 4: Parâmetros do came do eixo de comando de válvulas.

Fonte: Dados da pesquisa.

Os coeficientes de descarga C_d (Fig. 5 e 6) podem ser aproximados por um polinômio do segundo grau da forma (Becerra, 1996):

$$C_d = j_1 \cdot \left(\frac{h_v}{D_v} \right)^2 + j_2 \cdot \left(\frac{h_v}{D_v} \right) + j_3 \quad (4.31)$$

Onde:

j_1, j_2, j_3 : coeficientes da equação

Para admissão os coeficientes usados são: $j_1 = -7,5$, $j_2 = 2,32$ e $j_3 = 0,0655$.

Para exaustão são: $j_1 = 0$, $j_2 = 1$ e $j_3 = 0,2$.

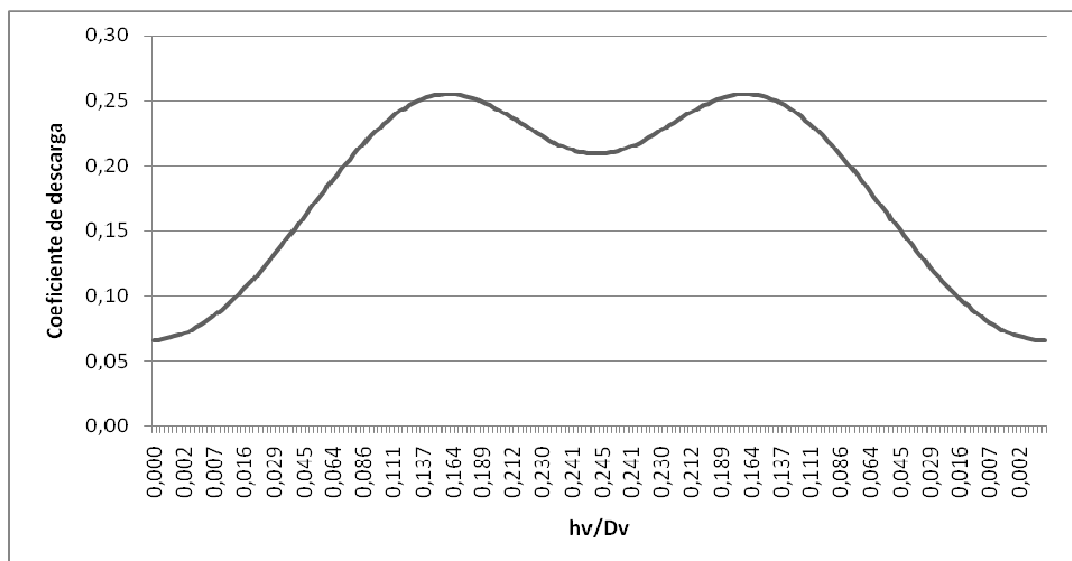


Figura 5: Coeficiente de descarga para válvula de admissão.

Fonte: Dados da pesquisa.

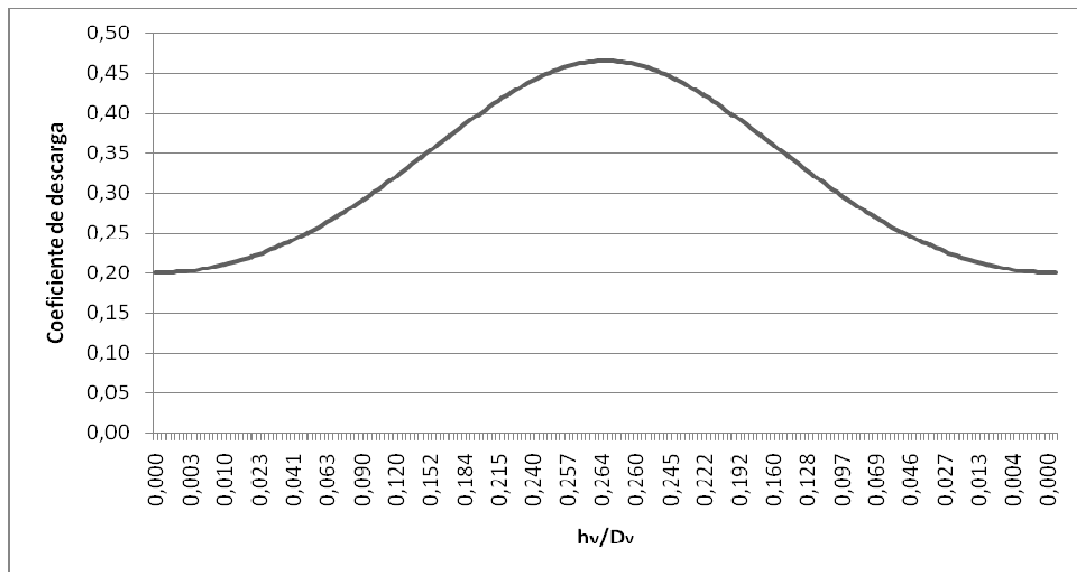


Figura 6: Coeficiente de descarga para válvula de exaustão.

Fonte: Dados da pesquisa.

As propriedades termodinâmicas do fluido dependerão da condição de mistura entrando ou saindo. Considera-se que o ar admitido se encontra nas condições ambiente e se comporta como um gás ideal. Se ocorrer um *back-flow*, ou seja, um escoamento reverso através da válvula de admissão ou de exaustão, as condições para cálculo das propriedades a montante e a jusante da válvula são invertidas em relação ao cilindro.

5. METODOLOGIA NUMÉRICA

5.1 Prólogo

Este capítulo aborda a metodologia numérica para simular o desempenho de um motor de ignição por compressão através de um algoritmo desenvolvido em linguagem C⁺⁺ a partir do modelo zero-dimensional apresentado no capítulo anterior. O programa desenvolvido considera duas fases: a fechada e a aberta do ciclo, que são descritas nas próximas seções desse capítulo.

5.2 Fase fechada do ciclo

A fase fechada do ciclo consiste no período em que as válvulas de admissão e exaustão estão fechadas, correspondendo aos processos de compressão, combustão e expansão. Após o fechamento da válvula de admissão o ar permanece dentro do cilindro e, no decorrer da compressão, ocorre a injeção do combustível. Logo após a injeção ocorrem a ignição, combustão e, posteriormente, a expansão dos gases. A válvula de exaustão se abre pouco antes do ponto morto inferior (PMI), finalizando a fase fechada do ciclo.

5.2.1 Compressão

O primeiro processo que ocorre na fase fechada do ciclo é a compressão do ar admitido. O processo de compressão termina pouco após o pistão atingir o ponto morto superior (PMS) e iniciar o movimento descendente. Os cálculos da posição do pistão e do volume do cilindro são realizados de acordo com as Eqs. (4.5) e (4.6), a

partir das quais pode ser encontrada a taxa de variação do volume em função da posição angular do eixo virabrequim (Heywood, 1988):

$$\frac{dV}{d\theta} = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot \sin\theta \cdot \left\{ 1 + \frac{r_v \cdot \cos\theta}{\left[L_r^2 - (r_v \cdot \sin\theta)^2 \right]^{1/2}} \right\} \quad (5.1)$$

O cálculo da variação da taxa de calor transferido à parede para a compressão é obtido (Annand, 1963):

$$\frac{dQ}{d\theta} = \sum A_w \cdot \left[c_1 \cdot \frac{k}{D} \cdot \text{Re}^{c_2} \cdot (T - T_w) + c_3 \cdot (T^4 - T_w^4) \right] \cdot \left(\frac{\Delta\theta}{360 \cdot \omega} \right) \quad (5.2)$$

Onde $c_1 = 0,575$, $c_2 = 0,7$, $c_3 = 3,266 \cdot 10^{-8}$ e a T_w é atribuído o valor 453 K.

A massa específica do gás no cilindro é dada pela lei do gás ideal conforme a Eq. (A.7). A viscosidade do fluido é calculada através da Eq. (A.8) e a condutividade térmica através da Eq. (A.9) em função da temperatura. O número de Reynolds do gás no cilindro é calculado pela Eq. (A.10) no Apêndice A. O somatório das áreas do cilindro é calculado de acordo com as Eqs. (4.1) a (4.4).

Com os valores de $dV/d\theta$ e $dQ/d\theta$ é possível calcular a variação angular da pressão e da temperatura no interior do cilindro. Da lei do gás ideal:

$$p \cdot V = m_g \cdot R \cdot T \quad (5.3)$$

onde m_g é a massa do gás dentro do cilindro.

Derivando:

$$p \cdot \frac{dV}{d\theta} + V \cdot \frac{dp}{d\theta} = m_g \cdot R \cdot \frac{dT}{d\theta} \quad (5.4)$$

E da primeira lei da termodinâmica:

$$\frac{dQ}{d\theta} = m_g \cdot c_v \frac{dT}{d\theta} + p \cdot \frac{d\forall}{d\theta} \quad (5.5)$$

onde c_v é o calor específico a volume constante.

Igualando as Eqs. (5.4) e (5.5) através de $dT/d\theta$ tem-se:

$$\frac{1}{m_g \cdot c_v} \cdot \frac{dQ}{d\theta} - \frac{p}{m_g \cdot c_v} \cdot \frac{d\forall}{d\theta} = \frac{p}{m_g \cdot R} \cdot \frac{d\forall}{d\theta} + \frac{\forall}{m_g \cdot R} \cdot \frac{dp}{d\theta} \quad (5.6)$$

Rearranjando:

$$\frac{dp}{d\theta} = \frac{1}{\forall} \cdot \left[\left(\frac{R}{c_v} \right) \cdot \frac{dQ}{d\theta} - \left(\frac{R}{c_v} - 1 \right) \cdot p \cdot \frac{d\forall}{d\theta} \right] \quad (5.7)$$

As Eqs. (5.1), (5.2), (5.4) e (5.7) resolvem o problema para $d\forall/d\theta$, $dQ/d\theta$, $dT/d\theta$ e $dp/d\theta$. O volume do cilindro a cada ângulo do eixo de manivelas é avaliado através das Eqs. (4.5) e (4.6), e a temperatura e pressão são determinadas da seguinte forma:

$$T_{\theta+\Delta\theta} = T_{\theta} + \frac{dT_{\theta}}{d\theta} \cdot \Delta\theta \quad (5.8)$$

$$p_{\theta+\Delta\theta} = p_{\theta} + \frac{dp_{\theta}}{d\theta} \cdot \Delta\theta \quad (5.9)$$

O calor específico a pressão constante e o calor específico a volume constante do gás no cilindro são determinados no Apêndice A através das Eqs. (A.1) e (A.2).

5.2.2 Combustão e expansão

Antes do final do processo de compressão o combustível é injetado no interior de cada cilindro do motor. A injeção de combustível inicia e finaliza antes do ponto morto superior. Um pequeno atraso ocorre para a ignição do combustível injetado na câmara, conforme discutido anteriormente. No início da combustão é estipulado um valor para a temperatura atingida para o gás queimado. Este valor é corrigido através do cálculo simultâneo do balanço de energia no cilindro, da equação de combustão e da equação de queima de Wiebe a cada posição angular do eixo virabrequim. Becerra (1996) mostra que, na fase fechada do ciclo, o balanço de energia apresentado na Eq. (4.7) aplicado ao conteúdo do cilindro entre dois estados consecutivos é assim reescrito:

$$Q_{f\Delta\theta} - Q_{w\Delta\theta} + h_f \Delta m_f = U_p - U_r + W_{\Delta\theta} \quad (5.10)$$

Onde:

U_r : energia interna total dos reagentes (kJ);

U_p : energia interna total dos produtos (kJ);

$Q_{f\Delta\theta}$: calor fornecido pelo combustível (kJ);

$Q_{w\Delta\theta}$: calor transferido às paredes do cilindro (kJ);

$h_f \Delta m_f$: fluxo de entalpia que ingressa pelo injetor (kJ);

$W_{\Delta\theta}$: trabalho realizado pelos gases (kJ);

O calor fornecido pelo combustível é avaliado a partir da Eq. (4.8):

$$Q_{f\Delta\theta} = \Sigma m_f \cdot Q_{LHV} \cdot \frac{d\chi}{d\theta} \quad (5.11)$$

Onde:

Σm_f : massa total de combustível injetada no cilindro (kg);

A taxa de óleo diesel queimado ao longo do intervalo angular estabelecido é calculada por:

$$\frac{d\chi_{\theta}}{d\theta} = \frac{\chi_{\theta+\Delta\theta} - \chi_{\theta}}{\Delta\theta} \quad (5.12)$$

onde os valores de χ_{θ} e $\chi_{\theta+\Delta\theta}$ são calculados a partir da função dupla de Wiebe mostrada na Eq. (4.10).

Considerando a fração de combustível queimado, a massa de combustível considerada para queima a cada intervalo é dada por:

$$\Sigma m_{f\theta+\Delta\theta} = \Sigma m_{f\theta} \cdot (1 - \chi_{\theta}) \quad (5.13)$$

O calor transferido às paredes da câmara de combustão, $Q_{w\Delta\theta}$, é avaliado a partir da Eq. (5.2), com as propriedades dos componentes do gás calculadas através de funções polinomiais da temperatura, cujos coeficientes são descritos no Apêndice A. A entalpia que acompanha o fluxo de massa de combustível pelo injetor é calculada por:

$$\Delta m_f h_f = \frac{d\chi}{d\theta} \cdot \Sigma m_f \cdot h_f \quad (5.14)$$

A entalpia do combustível também é calculada em função da temperatura através de um polinômio mostrado no Apêndice A.

Para o cálculo da energia interna são consideradas a composição molecular dos gases e as temperaturas existentes no cilindro. O número de moles do combustível é dado por:

$$n_f = \frac{p \cdot \forall}{\left[1 + 4,76 \cdot \left(n + \frac{m}{4} \right) \cdot \frac{1}{\phi} \right] \cdot \bar{R} \cdot T} \quad (5.15)$$

A entalpia de cada componente pode ser encontrada na Eq. (A.5). A partir da entalpia, a energia interna de cada componente é assim avaliada:

$$\bar{u}_i = \bar{h}_i - \bar{R} \cdot T \quad (5.16)$$

Daí, tem-se a energia interna total dos produtos e dos reagentes no interior do cilindro calculada para cada posição do eixo virabrequim:

$$U_p = n_f \cdot (a_1 \bar{u}_{CO_2} + a_2 \bar{u}_{CO} + a_3 \bar{u}_{H_2O} + a_4 \bar{u}_{H_2} + a_5 \bar{u}_{O_2} + a_6 \bar{u}_{N_2}) \quad (5.17)$$

$$U_r = n_f \cdot \left(\bar{u}_{C_nH_m} + \left(n + \frac{m}{4} \right) \cdot \frac{1}{\phi} \cdot \bar{u}_{O_2} + 3,76 \cdot \left(n + \frac{m}{4} \right) \cdot \frac{1}{\phi} \cdot \bar{u}_{N_2} \right) \quad (5.18)$$

O trabalho realizado pelo gás é dado por:

$$W_{\Delta\theta} = p_\theta \cdot \frac{dV_\theta}{d\theta} \quad (5.19)$$

com $dV_\theta/d\theta$ calculado a partir da Eq. (5.1).

O balanço de energia, Eq. (5.10), pode então ser escrito como uma função da temperatura, baseando-se na metodologia proposta por Benson e Whitehouse (1975):

$$f(T) = U_p - U_r + W_{\Delta\theta} - Q_{f\Delta\theta} + Q_{w\Delta\theta} - h_f \Delta m_f = 0 \quad (5.20)$$

A solução para a Eq. (5.20) é obtida através do método de Newton-Raphson. A temperatura é inicialmente estimada e, a partir disso, a temperatura da iteração seguinte é calculada através de:

$$T_{i+1} = T_i - \frac{f(T_i)}{f'(T_i)} \quad (5.21)$$

onde $f'(T)$ é a derivada da função $f(T)$, dada por:

$$f'(T) = U_p' + W_{\Delta\theta}' + Q_{w\Delta\theta}' - h_f' \Delta m_f \quad (5.22)$$

A derivada da energia interna dos produtos é dada por:

$$U_p' = n_f \cdot n_p \cdot \bar{c}_{vp} \quad (5.23)$$

Onde n_p é o somatório do número de moles dos produtos da combustão.

A derivada do trabalho realizado pelos gases é calculada por:

$$W_{\Delta\theta}' = n_f \cdot n_p \cdot \bar{R} \quad (5.24)$$

A derivada do calor transferido às paredes da câmara de combustão é obtida a partir da Eq. (5.2):

$$\begin{aligned} Q_{w\Delta\theta}' = & \Sigma A_w \cdot \frac{c_1}{D} \cdot \frac{dt}{d\theta} \cdot \\ & \left[K \cdot \text{Re}^{c_2} + T \cdot K' \cdot \text{Re}^{c_2} + T \cdot K \cdot c_2 \cdot \text{Re}^{(c_2-1)} \cdot \text{Re}' - T_w \cdot (K' \cdot \text{Re}^{c_2} + K \cdot c_2 \cdot \text{Re}^{(c_2-1)} \cdot \text{Re}') \right] + \\ & + 4 \cdot T^3 \cdot \Sigma A_w \cdot c_3 \cdot \frac{dt}{d\theta} \end{aligned} \quad (5.25)$$

A derivada da entalpia que acompanha a massa de combustível injetado é:

$$h_f' \Delta m_f = \frac{d\chi}{d\theta} \cdot c_{pf}' \cdot \Sigma m_f \quad (5.26)$$

Onde:

$$c'_{pf} = \left(e_{f1} + e_{f2} \cdot T + e_{f3} \cdot T^2 + e_{f4} \cdot T^3 - \frac{e_{f5}}{T^2} \right) \cdot \frac{1}{M_f} \quad (5.27)$$

A resolução da equação de combustão, Eq. (4.11), parte de um sistema constituído pelo balanço atômico entre produtos e reagentes para o carbono, hidrogênio, oxigênio e nitrogênio, e pelas constantes de equilíbrio apresentadas nas Eqs. (4.12) e (4.13). Assim,

$$n = a_1 + a_2 \quad (5.28)$$

$$m = 2 \cdot a_3 + 2 \cdot a_4 \quad (5.29)$$

$$o \cdot \left(1 - \frac{1}{\phi} \right) = 2 \cdot a_1 + a_2 + a_3 + 2 \cdot a_5 \quad (5.30)$$

$$\left(n - \frac{m}{4} - \frac{o}{2} \right) \cdot \frac{1}{\phi} \cdot \frac{79}{21} = a_6 \quad (5.31)$$

$$K_{p_1} = \frac{a_1 \cdot a_4}{a_2 \cdot a_3} \quad (5.32)$$

$$K_{p_2}^2 \cdot \frac{p}{n_p} = \left(\frac{a_1}{a_2} \right)^2 \cdot \frac{1}{a_5} \quad (5.33)$$

O sistema de equações acima é resolvido através da metodologia desenvolvida por Benson e Baruah (1975). O método se fundamenta na redução do sistema a uma única equação, função somente de uma variável:

$$f(a) = (a - B) - \frac{m}{2} \cdot \left(\frac{n - a}{n + C \cdot a} \right) + \frac{2}{D} \cdot \left(\frac{a}{n - a} \right)^2 = 0 \quad (5.34)$$

$$a = a_1 \quad (5.35)$$

$$A = \frac{p}{n_p} = \frac{n_f \cdot \bar{R} \cdot T}{p_{atm} \cdot \forall} \quad (5.36)$$

$$B = \frac{2}{\phi} \cdot \left(n + \frac{m}{4} \right) - \left(n + \frac{m}{2} \right) \quad (5.37)$$

$$C = \frac{1}{K_{p_1}} - 1 \quad (5.38)$$

$$D = A \cdot K_{p_2}^2 \quad (5.39)$$

Onde p_{atm} é a pressão atmosférica de referência (101,3 kPa).

O parâmetro B é uma constante definida pelos reagentes iniciais e os parâmetros C e D são dependentes apenas da temperatura T . Para uma dada temperatura T , as constantes de equilíbrio K_{p_1} e K_{p_2} podem ser determinadas de acordo com as expressões do Apêndice A. A Eq. (5.34) pode ser expandida para uma equação de quarto grau da forma (Benson e Baruah, 1975):

$$f(a) = C_1 \cdot a^4 + C_2 \cdot a^3 + C_3 \cdot a^2 + C_4 \cdot a + C_5 = 0 \quad (5.40)$$

Onde os coeficientes da Eq. (5.40) são:

$$C_1 = 2 \cdot C \quad (5.41)$$

$$C_2 = \frac{4 \cdot C}{D} + m - 2 \cdot B \cdot C + 2 \cdot n - 4 \cdot C \cdot n \quad (5.42)$$

$$C_3 = n \cdot \left(2 \cdot C \cdot n - 4 \cdot n + 4 \cdot B \cdot C - 3 \cdot m + \frac{4}{D} - 2 \cdot B \right) \quad (5.43)$$

$$C_4 = n^2 \cdot (2 \cdot n - 2 \cdot B \cdot C + 4 \cdot B + 3 \cdot m) \quad (5.44)$$

$$C_5 = -n^3 \cdot (2 \cdot B + m) \quad (5.45)$$

A partir da determinação dos coeficientes da Eq. (5.40), define-se o número de moles dos produtos da combustão:

$$a_1 = a \quad (5.46)$$

$$a_2 = n - a_1 \quad (5.47)$$

$$a_5 = \frac{1}{D} \cdot \left(\frac{a_1}{a_2} \right)^2 \quad (5.48)$$

$$a_4 = a_1 + 2 \cdot a_5 - B \quad (5.49)$$

$$a_3 = \frac{m}{2} - a_4 \quad (5.50)$$

$$a_6 = \frac{3,76}{\phi} \cdot \left(n + \frac{m}{4} \right) \quad (5.51)$$

5.2.3 Fluxograma de solução da fase fechada

A metodologia para o cálculo da fase fechada do ciclo através do algoritmo computacional em linguagem C++ segue os seguintes passos:

- a) Leitura de dados sobre os coeficientes para o cálculo das propriedades termodinâmicas, dados geométricos do motor e condições de operação;
- b) Estimativa dos valores iniciais de pressão e temperatura;

- c) Cálculo do processo de compressão para determinar os valores de pressão e temperatura até o ângulo inicial de injeção;
- d) Estimativa da temperatura inicial para a primeira iteração da combustão;
- e) Cálculo do atraso da ignição;
- f) Cálculo da fração de massa de combustível queimado;
- g) Cálculo da energia interna dos gases do cilindro, energia interna dos reagentes, trabalho realizado pelos gases, fluxo de entalpia, calor transferido às paredes e calor transferido pelo combustível;
- h) Cálculo da função $f(T)$;
- i) Se o valor de $f(T)$ for menor que a precisão requerida (0,001) o valor da temperatura está estabelecido para aquele ângulo; se não for, corrige-se o valor da temperatura com o método de Newton-Raphson e retorna-se ao passo (h);
- j) Com a temperatura do gás de exaustão determinada, calcula-se a pressão;
- k) O ângulo do eixo virabrequim é incrementado;
- l) Se o ângulo do virabrequim for igual ao da abertura da válvula de exaustão dá-se início à fase aberta do ciclo.

O fluxograma da fase fechada é mostrado na Fig. 7.

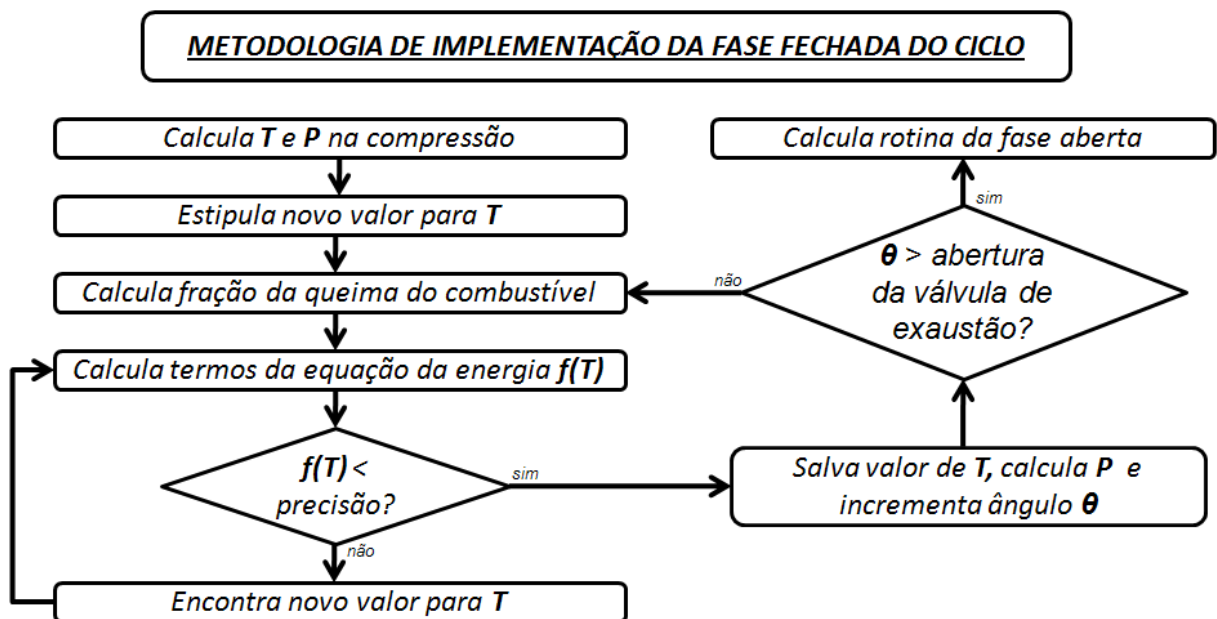


Figura 7: Fluxograma da fase fechada do ciclo diesel.

Fonte: Dados da pesquisa.

5.3 Fase aberta do ciclo

A fase aberta do ciclo consiste nos processos de exaustão e admissão. Próximo ao ponto morto inferior, ao final do processo de expansão, a válvula de exaustão se abre e dá-se início ao processo de exaustão dos gases queimados no interior do cilindro. Neste momento, a pressão interna no cilindro ainda é alta e, então, ocorre uma saída rápida dos gases. A exaustão continua devido ao deslocamento do pistão até a válvula de exaustão se fechar, próximo ao ponto morto superior.

O processo de admissão se inicia quando a válvula de admissão se abre, com o subsequente ou simultâneo fechamento da válvula de exaustão, de acordo com o projeto do motor. A metodologia utilizada para os cálculos de pressão e temperatura foi baseada no trabalho de Benson (1975). A pressão no cilindro a cada ângulo do eixo virabrequim é calculada da mesma forma que a Eq. (5.9). A variação da pressão no cilindro, neste caso, é calculada por:

$$\frac{dp}{d\theta} = \frac{\kappa - 1}{V} \cdot \left[\frac{dQ_w}{d\theta} - \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot p \cdot \frac{dV}{d\theta} + \frac{V_{sa}^2}{\kappa_a - 1} \cdot \frac{dm_a}{d\theta} - \frac{V_{se}^2}{\kappa_e - 1} \cdot \frac{dm_e}{d\theta} \right] \quad (5.52)$$

Onde:

V_{sa} : velocidade do fluido através da válvula de admissão (m/s);

κ_a : razão dos calores específicos nas condições da admissão (adimensional);

$\frac{dm_a}{d\theta}$: vazão mássica do fluido através da válvula de admissão (kg/grau);

V_{se} : velocidade do fluido através da válvula de exaustão (m/s);

κ_e : razão dos calores específicos nas condições da exaustão (adimensional);

$\frac{dm_e}{d\theta}$: vazão mássica do fluido através da válvula de exaustão (kg/grau);

Em caso de escoamento reverso através da válvula de admissão a Eq. (5.52) se torna:

$$\frac{dp}{d\theta} = \frac{\kappa-1}{\forall} \cdot \left[\frac{dQ_w}{d\theta} - \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot p \cdot \frac{d\forall}{d\theta} - \frac{V_{sa}^2}{\kappa-1} \cdot \frac{dm_a}{d\theta} - \frac{V_{se}^2}{\kappa_e-1} \cdot \frac{dm_e}{d\theta} \right] \quad (5.53)$$

A taxa de transferência de calor para as paredes do cilindro, $dQ_w/d\theta$, é calculada através da Eq. (5.2). A taxa de variação do volume no cilindro, $d\forall/d\theta$, é obtida a partir da Eqs. (5.1). As propriedades termodinâmicas são avaliadas à temperatura do gás no cilindro que é considerada uniforme. A temperatura no cilindro é calculada pela proporcionalidade entre a massa dos produtos da combustão e a massa do ar fresco admitido no cilindro:

$$T = \frac{m_e}{m_e + m_a} \cdot T_e + \frac{m_a}{m_e + m_a} \cdot T_a \quad (5.54)$$

Onde:

m_a : massa do fluido através da válvula de admissão (kg);

m_e : massa do fluido através da válvula de exaustão (kg);

T_a : temperatura do ar de entrada (K);

T_e : temperatura dos gases de exaustão (K);

Da equação da continuidade, a variação da massa no cilindro é expressa por:

$$\frac{dm}{d\theta} = \frac{dm_a}{d\theta} - \frac{dm_e}{d\theta} \quad (5.55)$$

Onde:

$\frac{dm}{d\theta}$: variação da massa no cilindro (kg/grau);

A taxa de escoamento de massa através da válvula de admissão, $dm_a/d\theta$, e a taxa de escoamento de massa através da válvula de exaustão, $dm_e/d\theta$, são calculadas a partir da Eq. (4.20) e/ou Eq. (4.21):

$$\frac{dm_a}{d\theta} = \frac{C_d \cdot A_{ra} \cdot p_{0a}}{(\bar{R} \cdot T_{0a})^{1/2}} \cdot \left(\frac{p}{p_{0a}} \right)^{1/\kappa_c} \cdot \left\{ \frac{2\kappa_c}{\kappa_c - 1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p}{p_{0a}} \right)^{(\kappa_c - 1)/\kappa_c} \right] \right\}^{1/2} \cdot \left(\frac{\Delta\theta}{360 \cdot \omega} \right) \quad (5.56)$$

Onde:

A_{ra} : área de referência da válvula de admissão (m²);

p_{0a} : pressão de estagnação do fluido que escoar através da válvula de admissão (kPa);

$$\frac{dm_e}{d\theta} = \frac{C_d \cdot A_{re} \cdot p_{0e}}{(\bar{R} \cdot T_{0e})^{1/2}} \cdot \left(\frac{p_{te}}{p_{0e}} \right)^{1/\kappa_c} \cdot \left\{ \frac{2\kappa_c}{\kappa_c - 1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_{te}}{p_{0e}} \right)^{(\kappa_c - 1)/\kappa_c} \right] \right\}^{1/2} \cdot \left(\frac{\Delta\theta}{360 \cdot \omega} \right) \quad (5.57)$$

Onde:

A_{re} : área de referência da válvula de exaustão (m²);

p_{0e} : pressão de estagnação do fluido que escoar através da válvula de exaustão (kPa);

p_{te} : pressão do duto de exaustão (kPa);

Para escoamento reverso através da válvula de admissão, a Eq. (5.56) é substituída por:

$$\frac{dm_a}{d\theta} = \frac{C_d \cdot A_{ra} \cdot p_{0e}}{(\bar{R} \cdot T_{0e})^{1/2}} \cdot \left(\frac{p_{ta}}{p_{0e}} \right)^{1/\kappa_c} \cdot \left\{ \frac{2\kappa_c}{\kappa_c - 1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_{ta}}{p_{0e}} \right)^{(\kappa_c - 1)/\kappa_c} \right] \right\}^{1/2} \cdot \left(\frac{\Delta\theta}{360 \cdot \omega} \right) \quad (5.58)$$

Onde:

p_{ta} : pressão do coletor de admissão (kPa);

A massa no interior do cilindro para qualquer ângulo do virabrequim é determinada por:

$$m_{\theta+1} = m_{\theta} + \frac{dm_{\theta}}{d\theta} \quad (5.59)$$

A velocidade do som é calculada de acordo com as condições no cilindro, na admissão e na exaustão:

$$V_s = \left[\kappa_c \cdot (\bar{R}/M) \cdot T \right]^{1/2} \quad (5.60)$$

$$V_{sa} = \left[\kappa_a \cdot (\bar{R}/M_a) \cdot T_a \right]^{1/2} \quad (5.61)$$

$$V_{se} = \left[\kappa_e \cdot (\bar{R}/M_e) \cdot T_e \right]^{1/2} \quad (5.62)$$

5.3.1 Fluxograma de solução da fase aberta

O algoritmo desenvolvido para resolver as equações matemáticas da fase aberta do motor segue os seguintes passos:

- a) Entrada de dados de temperatura e pressão obtidos no final da fase fechada do ciclo;
- b) Cálculo da taxa de calor transferido às paredes do cilindro durante a fase aberta;
- c) Determinação das taxas de escoamento de massa através das válvulas de admissão e de exaustão;
- d) Determinação da taxa de variação do volume do cilindro;
- e) Cálculo da posição do pistão, volume e massa do gás no cilindro;
- f) Cálculo da taxa de variação da pressão do gás no cilindro;
- g) Cálculo da temperatura e da pressão do gás no cilindro;
- h) Os cálculos são feitos até o momento em que o ângulo atual se iguale ao ângulo de fechamento da válvula de admissão;

- i) Término da fase aberta com o fechamento da válvula de admissão e cálculo do torque, potência, pressão média efetiva, eficiência térmica e consumo específico de combustível.

O fluxograma de cálculo da fase aberta do ciclo diesel é apresentado na Fig. 8.

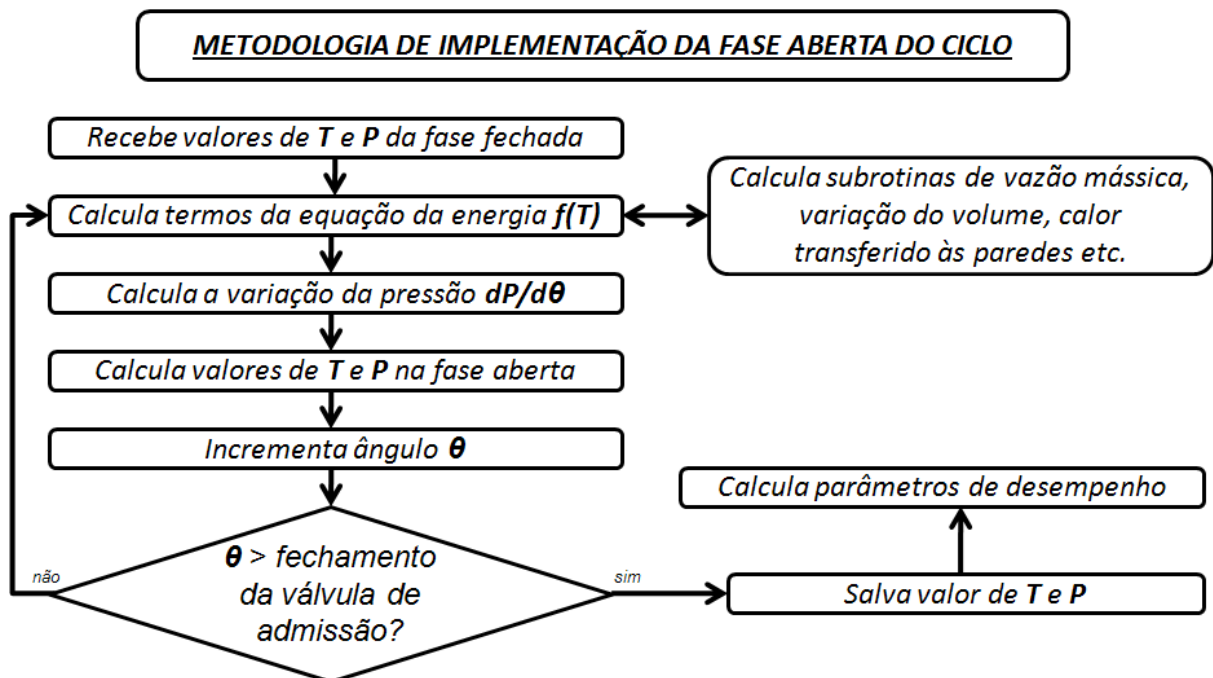


Figura 8: Fluxograma da fase aberta do ciclo diesel.

Fonte: Dados da pesquisa.

6. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os resultados apresentados nesta seção se referem à variação de pressão e temperatura do gás no cilindro ao longo do ciclo do motor e a parâmetros de desempenho. São mostrados os valores simulados de torque, potência, pressão média efetiva, eficiência de conversão de combustível e consumo específico de combustível, que são comparados aos dados informados pelo fabricante do motor (ver Apêndice A).

6.1 Fase fechada do ciclo

A pressão interna do cilindro durante o processo de compressão é observada na Fig. 9. Como dados de entrada foram considerados pressão inicial igual à atmosférica (1,013 bar), temperatura inicial do ar de entrada, tido como gás ideal, 350 K, temperatura da parede do cilindro 453 K a partir das literaturas encontradas e ângulos de abertura e fechamento das válvulas conforme mostrado no Apêndice A. No programa considera-se que as válvulas de admissão e exaustão se fecham a partir de 30° depois ponto morto inferior (PMI) e, então, a pressão no cilindro começa a crescer desde este ponto. O aumento da pressão, de acordo com a lei dos gases ideais, acontece devido à diminuição do volume do cilindro provocada pelo movimento de subida do pistão até o ponto morto superior (PMS), com a massa mantida constante. Nota-se que, para as velocidades de rotação do eixo virabrequim de 1500 rev/min e 1800 rev/min, os valores de pressão a cada posição angular se mantiveram praticamente os mesmos. No ângulo de início da injeção, 327°ATDC, a diferença no valor da pressão do gás no cilindro para as duas velocidades é de apenas 2 kPa, o que equivale a 0,19% do menor valor.

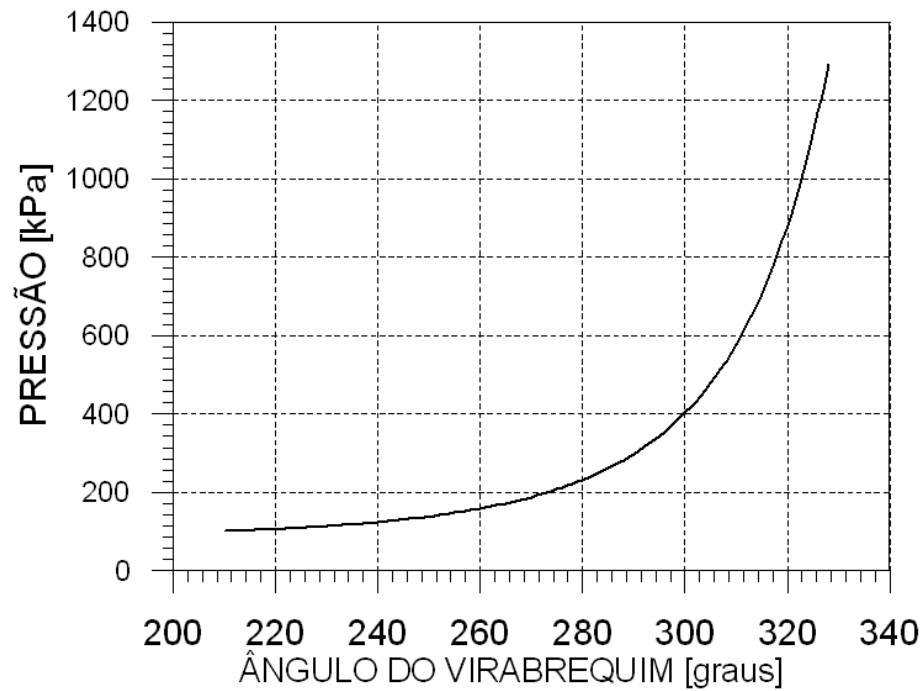


Figura 9: Pressão do gás no cilindro durante o processo de compressão até o início da injeção para 1800 rev/min.

Fonte: Dados da pesquisa.

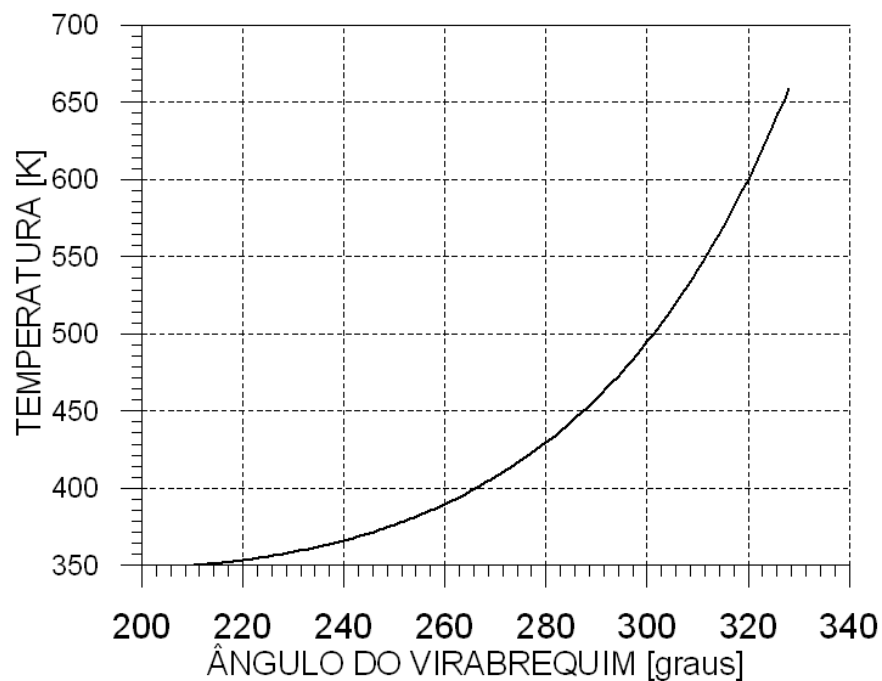


Figura 10: Temperatura do gás no cilindro durante o processo de compressão até o início da injeção para 1800 rev/min.

Fonte: Dados da pesquisa.

Um comportamento similar ao da pressão acontece com a temperatura do gás no cilindro durante a compressão, como visto na Fig. 10. Devido ao aumento da pressão do cilindro e a massa do gás constante, o resultado é o aumento da temperatura. A diferença máxima entre as temperaturas do gás para 1500 e 1800 rev/min foi de apenas 1 K.

Na posição angular 33°BTDC a injeção de combustível é iniciada. De acordo com o fabricante, os atrasos de ignição nas rotações 1500 rev/min e 1800 rev/min são de 1,8 e 2,1 graus, respectivamente. Em ambos os casos o valor aproximado de 2,0 graus foi adotado para a simulação numérica. A combustão é então iniciada e ocorre até o final da queima de todo combustível. O processo de expansão continua após o término da combustão, até a abertura da válvula de exaustão.

Na Fig. 11 observa-se a fração de combustível queimado, que atinge 100% a 437°ATDC e a taxa queima de combustível, que atinge um valor máximo a 339°ATDC. Ambos os parâmetros foram determinados a partir da função dupla de Wiebe. As curvas apresentadas são as mesmas para ambas as velocidades avaliadas, demonstrando que a função dupla de Wiebe não é dependente daquele parâmetro. A função dupla de Wiebe depende de dados experimentais de entrada da combustão pré-misturada e difusiva, como fração de combustível queimada em cada fase da combustão, duração angular de cada fase da combustão, fator de forma da câmara de cada combustão, ângulo de ignição e outros parâmetros. Os valores destes parâmetros descritos no Apêndice A foram adotados de acordo com informações disponíveis na literatura consultada e ajustados para o programa em questão.

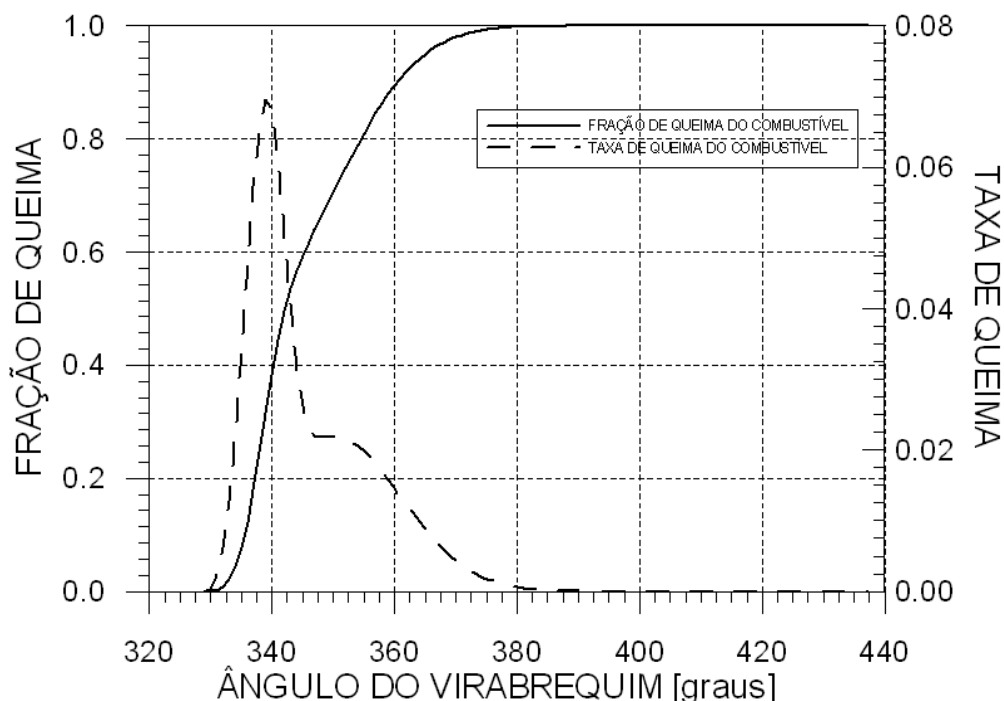


Figura 11: Fração de combustível queimado e da taxa de queima de combustível durante o processo de combustão.

Fonte: Dados da pesquisa.

A Fig. 12 mostra a pressão do gás no cilindro durante os processos de combustão e expansão. Nota-se que a pressão, teoricamente constante durante a combustão no ciclo diesel ideal, continua crescendo entre 329 e 360°ATDC, enquanto ainda ocorre a compressão da mistura. A diferença na pressão do gás a 360°ATDC para as duas rotações avaliadas é aproximadamente 9 kPa, correspondendo a 0,25% do menor valor. Após o PMS a pressão no cilindro decresce com a expansão do gás, apesar da combustão continuar ocorrendo até 437°ATDC. Com o fim da combustão, a pressão segue decrescendo com o aumento do volume do gás no cilindro durante o processo de expansão.

De acordo com o balanço de energia a variação da energia interna no cilindro foi positiva durante a compressão, conforme é mostrado na Fig. 13. Durante esse período ocorre liberação crescente de calor pelo combustível, como é mostrado na Fig. 14. O pico da energia liberada ocorre em torno de 342°ATDC, embora a liberação de calor pelo combustível continue a ocorrer até aproximadamente 352°ATDC. O trabalho é realizado pelo pistão sobre o gás até o PMS, sendo então negativo, como mostra a Fig. 15. Após então, o gás passa a realizar trabalho sobre o

pistão, tornando a grandeza positiva. O pico do trabalho realizado pelo gás sobre o pistão é observado em torno de 384°ATDC.

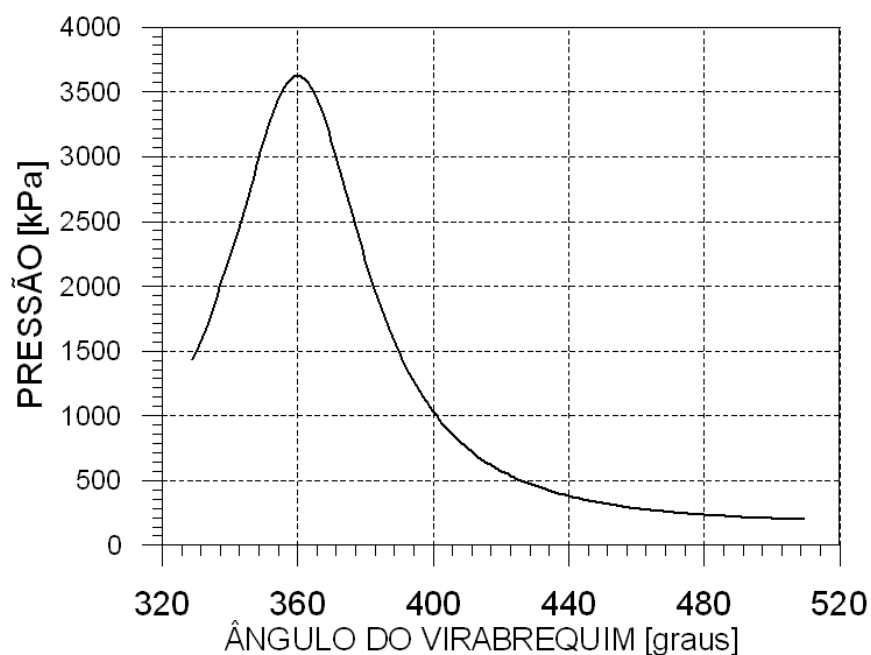


Figura 12: Pressão do gás no cilindro durante os processos de combustão e expansão para 1800 rev/min.

Fonte: Dados da pesquisa.

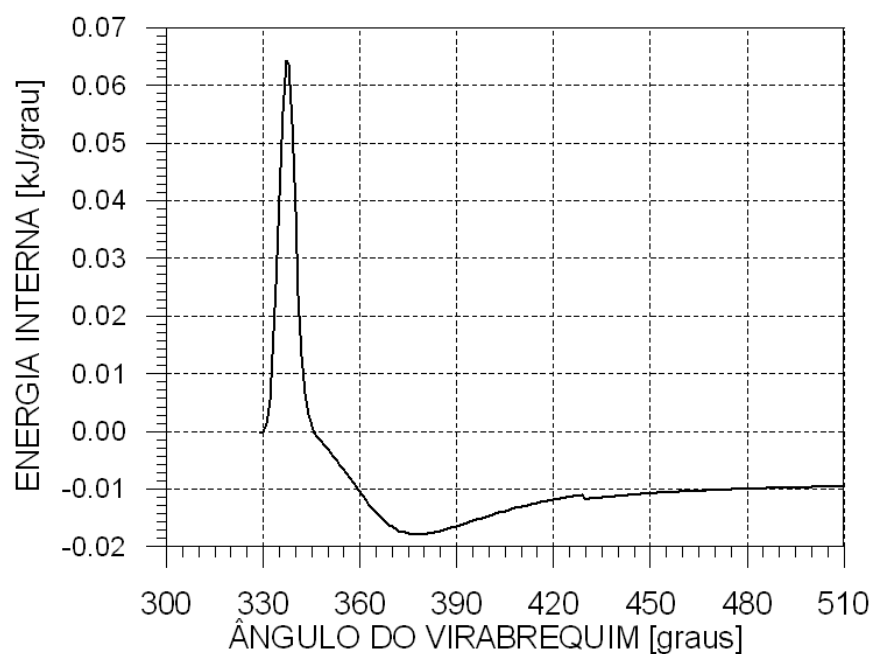


Figura 13: Energia interna do gás no cilindro durante os processos de combustão e expansão para 1800 rev/min.

Fonte: Dados da pesquisa.

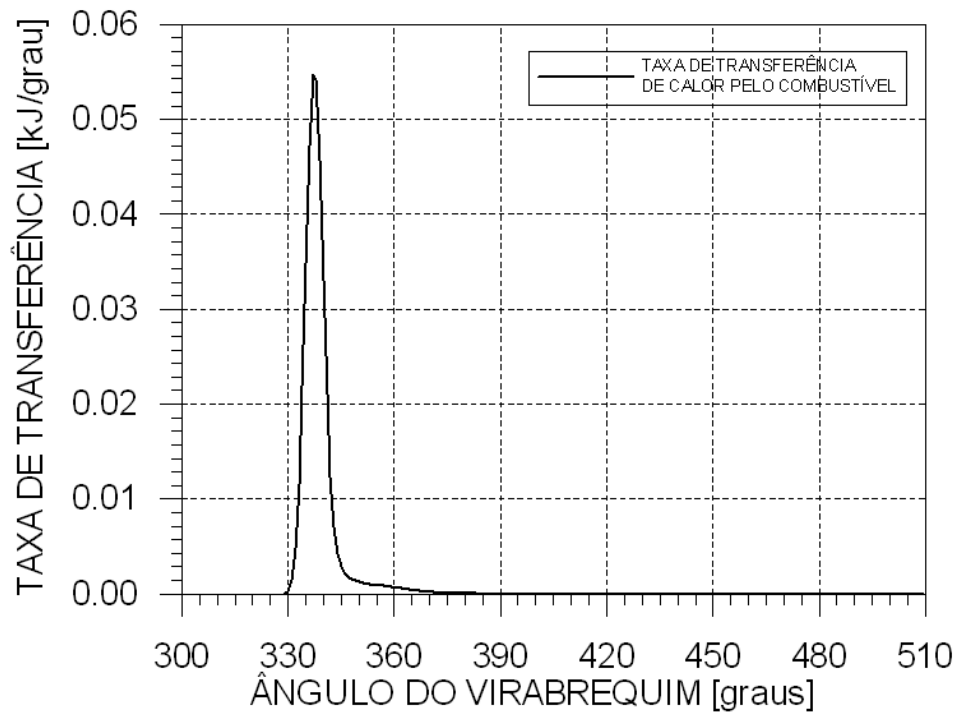


Figura 14: Taxa de transferência de calor liberado pelo combustível durante o processo de combustão para 1800 rev/min.

Fonte: Dados da pesquisa.

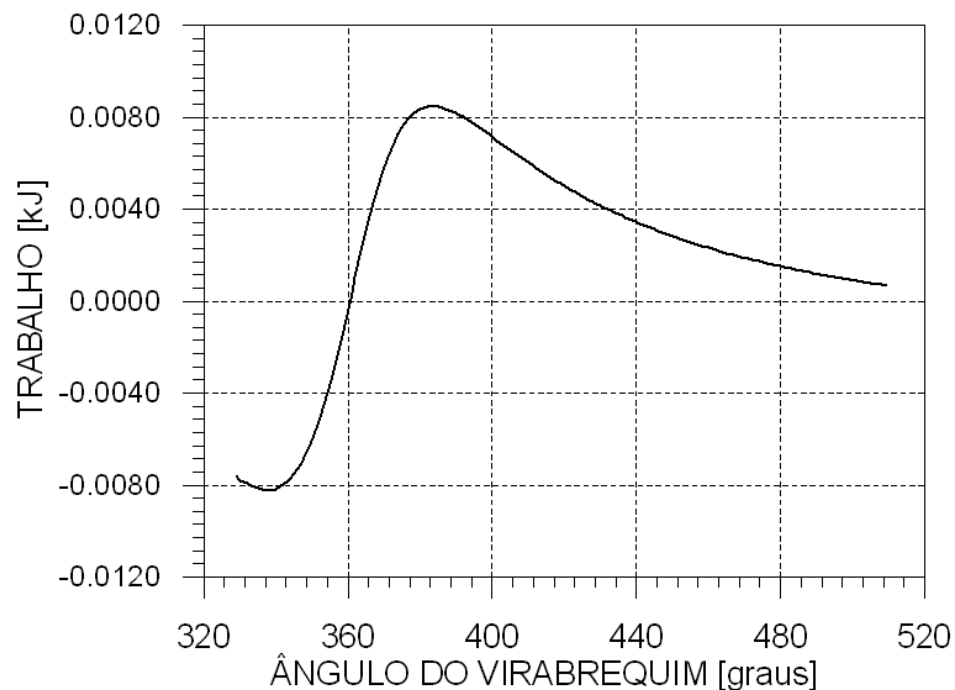


Figura 15: Trabalho realizado pelo gás no cilindro durante os processos de combustão e expansão para 1800 rev/min.

Fonte: Dados da pesquisa.

A temperatura do gás no cilindro cresce bruscamente após ser iniciado o processo da combustão devido à energia liberada pelo combustível, com mostra a Fig. 16. A aproximadamente 338°ATDC a temperatura do gás no cilindro atinge um máximo relativo, devido ao pico de energia liberada pelo combustível (ver Fig. 14). Após uma leve queda, a temperatura continua aumentando com a compressão até o PMS. Após o PMS, com o recuo do pistão, a temperatura começa a decrescer, seguindo a redução da pressão (ver Fig. 12) e o aumento do volume do gás no cilindro. Durante os processos de combustão e expansão a temperatura do gás no cilindro apresentou valores similares para ambas as velocidades de rotação do virabrequim avaliadas. A diferença máxima foi de aproximadamente 2 K, registrada na posição angular em que ocorreu a temperatura máxima.

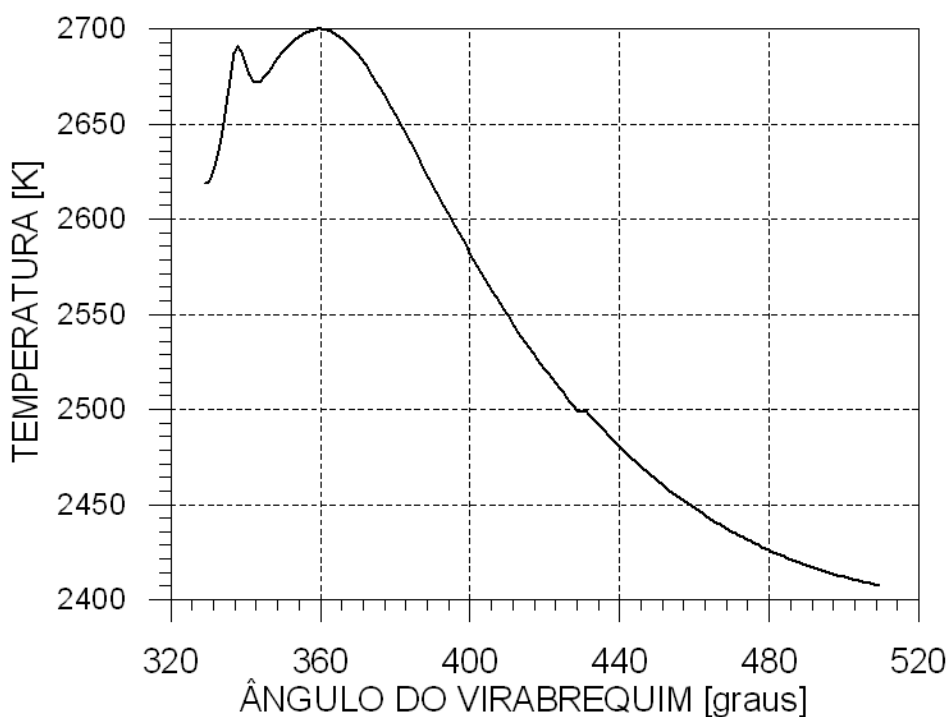


Figura 16: Temperatura do gás no cilindro durante os processos de combustão e expansão para 1800 rev/min.

Fonte: Dados da pesquisa.

6.2 Fase aberta do ciclo

Quando a válvula de exaustão se abre, ainda com o pistão em movimento descendente, começa a fase aberta do ciclo. Como a pressão no cilindro é maior que a pressão no duto de exaustão (estimada em 1,1 bar), se inicia o movimento de saída do gás queimado no cilindro. É notório que a vazão mássica decresce até o pistão atingir o PMI, pois durante esse período o fenômeno ocorre devido à inércia dos gases e, além disso, a diferença de pressão entre montante e jusante da válvula de exaustão tende a zero. Com o movimento ascendente do pistão após o PMI e o aumento progressivo da área mínima de escoamento, o fluxo de massa através da válvula de exaustão se intensifica até que o processo esteja completo próximo ao PMS. A vazão mássica do gás através da válvula de exaustão é um parâmetro que exerce forte influência no comportamento da pressão do cilindro durante o processo de exaustão, como pode ser verificado nas Figs. 17 e 18. Nota-se que a pressão no cilindro também é influenciada pela variação do volume (Fig. 19). Na fase final do processo de exaustão a pressão no cilindro se estabiliza em valores ligeiramente superiores ao da pressão do duto de exaustão.

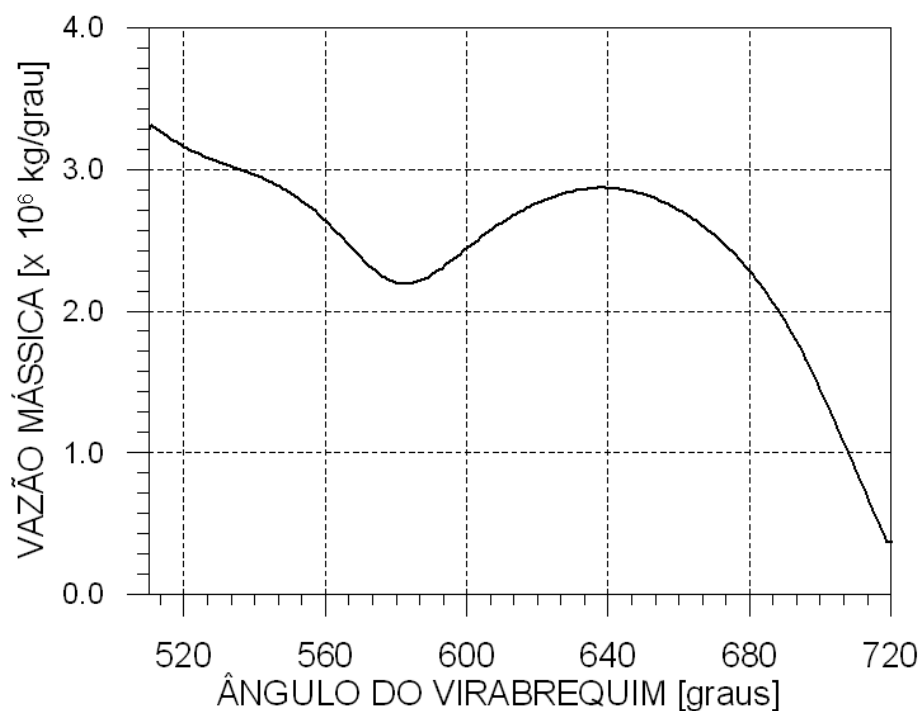


Figura 17: Vazão mássica através da válvula de exaustão para 1800 rev/min.

Fonte: Dados da pesquisa.

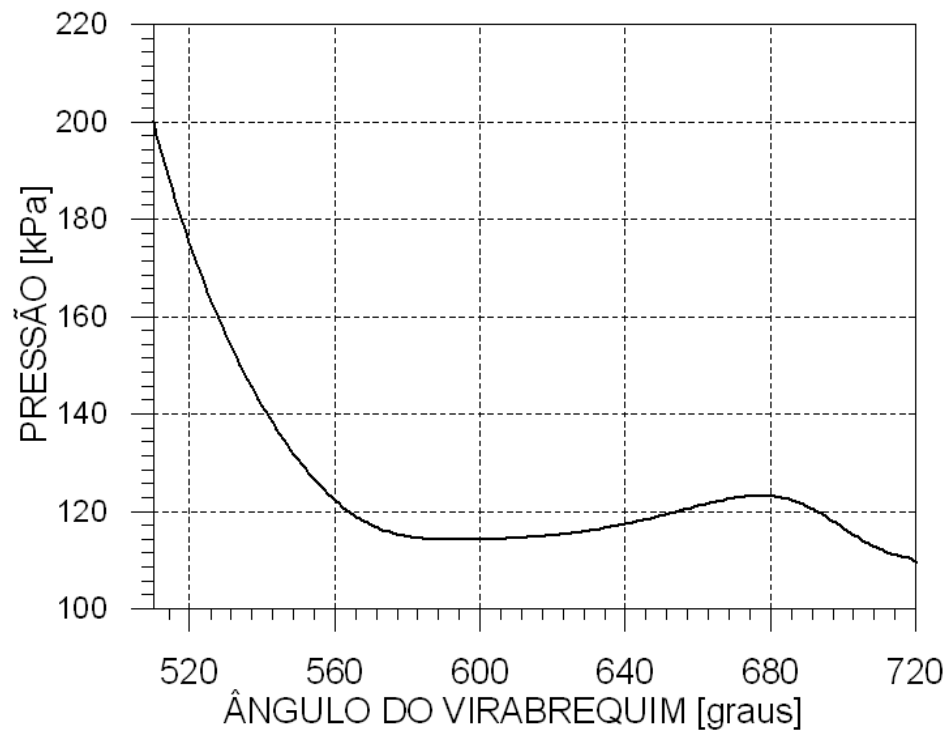


Figura 18: Pressão no cilindro durante o processo de exaustão para 1800 rev/min.

Fonte: Dados da pesquisa.

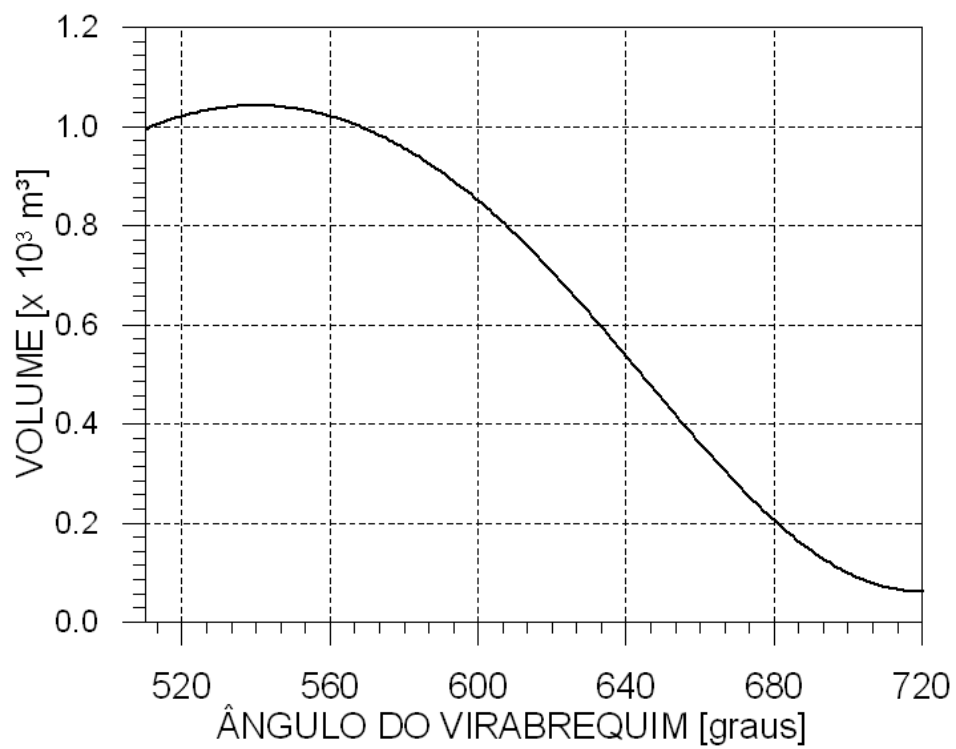


Figura 19: Volume do cilindro durante o processo de exaustão.

Fonte: Dados da pesquisa.

Para o motor analisado, a válvula de exaustão se fecha no mesmo ângulo em que a válvula de admissão se abre, não havendo, portanto, o cruzamento de válvulas. Então, estando a pressão no cilindro maior que a pressão no duto de admissão, o gás queimado existente no cilindro sai momentaneamente pela válvula de admissão, criando um escoamento reverso. Este fenômeno ocorre por uns 4 ou 5 graus do eixo virabrequim após a abertura da válvula de admissão. Após o escoamento reverso, a admissão de ar fresco propriamente dita se inicia com o movimento descendente do pistão, que cria um vácuo no cilindro. Durante o processo de admissão, o parâmetro de maior influência na vazão mássica de ar admitido é a variação do volume em decorrência do movimento de descida do pistão, como é mostrado na Fig. 21. A temperatura no cilindro (Fig. 23) apresenta pouca variação durante o processo de admissão.

A Fig. 20 mostra a temperatura no cilindro durante o processo de exaustão, determinada pelos produtos da combustão. Logo após a abertura da válvula de exaustão a temperatura no cilindro é fortemente influenciada pela variação da pressão (ver Fig. 18). Então, a temperatura do gás no cilindro se mantém com pouca variação, influenciada principalmente pelos efeitos compensatórios da redução de volume e redução de massa no cilindro. Com o fechamento da válvula de exaustão a temperatura do gás no cilindro apresenta instantaneamente um leve aumento devido à redução de massa no cilindro pelo escoamento reverso na admissão com simultâneo aumento do volume pelo movimento descendente do pistão (Fig. 23). A seguir, a admissão de ar fresco reduz a temperatura no cilindro, mesmo com a presença dos gases residuais, se estabilizando neste caso em um valor em torno de 350 K (Fig. 23). Assim como a pressão, a temperatura do motor na fase aberta do ciclo apresentou valores próximos nas velocidades de 1500 e 1800 rev/min. As maiores variações nas pressões e temperaturas foram de 10 kPa e 111 K, respectivamente, ocorrendo a 544°ATDC e equivalendo a 7% do menor valor de ambos os parâmetros.

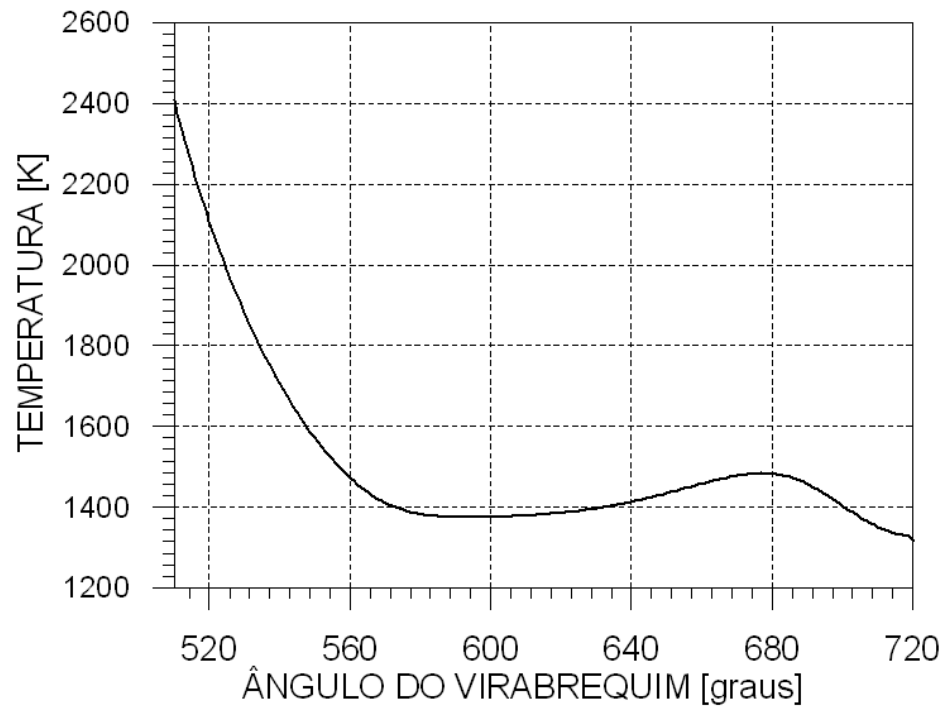


Figura 20: Temperatura no cilindro durante o processo de exaustão para 1800 rev/min.

Fonte: Dados da pesquisa.

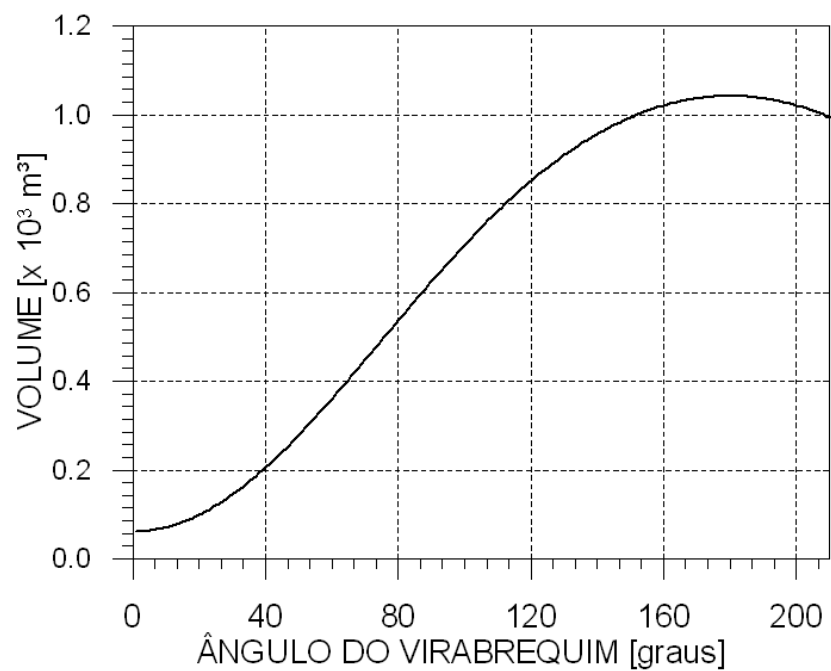


Figura 21: Volume do cilindro durante os processos de admissão.

Fonte: Dados da pesquisa.

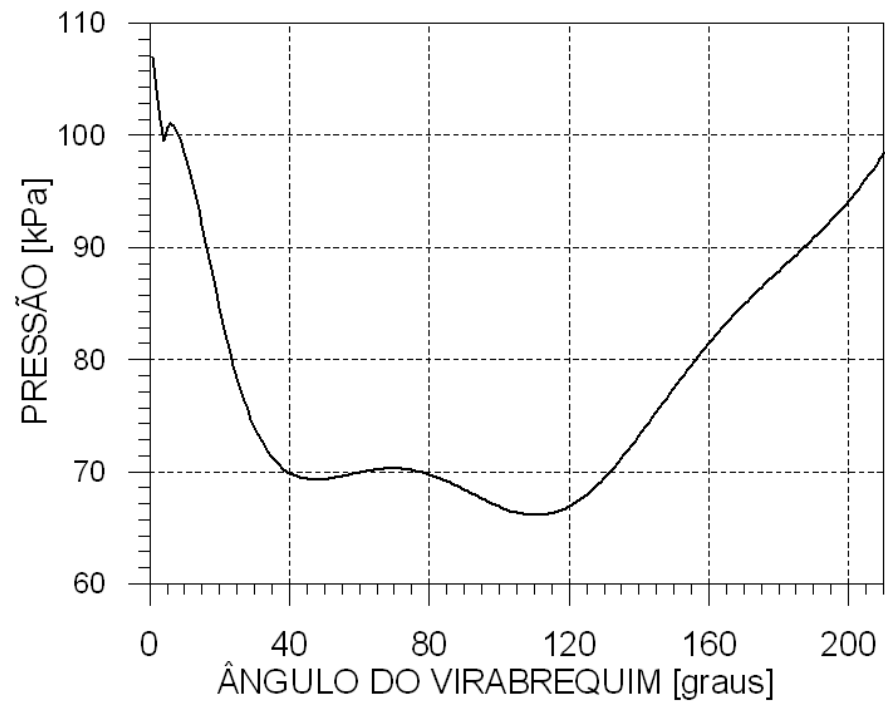


Figura 22: Pressão no cilindro durante o processo de admissão para 1800 rev/min.

Fonte: Dados da pesquisa.

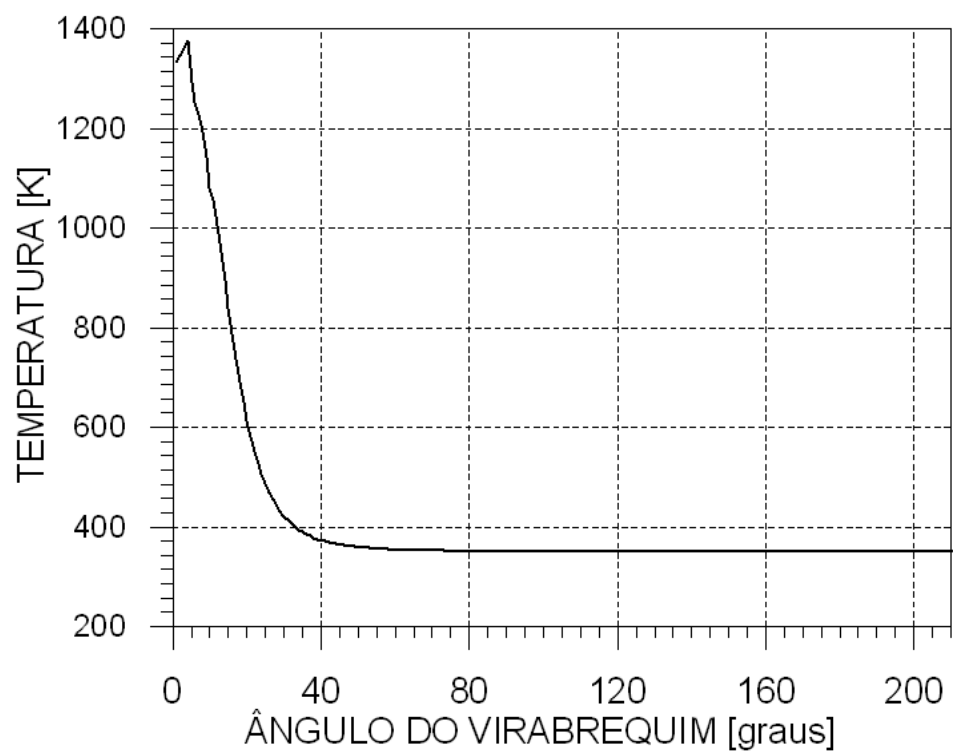


Figura 23: Temperatura no cilindro durante os processos de admissão para 1800 rev/min.

Fonte: Dados da pesquisa.

6.3 Parâmetros de desempenho

A Tab. 1 mostra os valores dos parâmetros de desempenho calculados no modelo de simulação. Nela está ilustrada a pressão média efetiva indicada (IMEP) calculada. Com o aumento da velocidade de rotação do motor de 1500 para 1800 rev/min ocorreu um aumento da pressão média efetiva devido à menor transferência de calor às paredes do cilindro refletindo num aumento da variação da energia interna. Similarmente à IMEP, o torque indicado também aumenta com a rotação, pois têm uma correlação direta, como mostram as Eqs. (3.4) e (3.5). A 1500 rev/min o torque é 265,5 N.m e, a 1800 rev/min, atinge 277,7 N.m.

O produto do torque pela velocidade de rotação do motor forneceu os valores da potência indicada. Os valores calculados para a potência indicada se aproximaram dos dados de potência no eixo fornecidos pelo fabricante do motor, como mostra a Tab. 1. A relação entre a potência no eixo do motor e a potência indicada define sua eficiência mecânica calculada. Valores típicos da eficiência mecânica para motores automotivos com rotação em 1800 rev/min são próximos a 90 por cento (Heywood, 1988). A eficiência mecânica para esse motor é de aproximadamente 96% em 1500 rev/min e de 94% para 1800 rev/min. A fração de gases residuais no cilindro tenderia a diminuir levemente o valor da potência no eixo.

A Tab. 1 também mostra uma redução do consumo específico de combustível (SFC) com o aumento da rotação. O consumo específico de combustível é dado pela razão entre a taxa de escoamento de massa do combustível admitido pelo motor e a potência desenvolvida. Tipicamente o SFC é elevado para baixas rotações, atinge um valor mínimo e se eleva novamente para rotações altas. Assim, há um indicativo que a velocidade do motor em que ocorre o mínimo SFC é superior a 1800 rev/min.

A eficiência térmica ou eficiência de conversão de combustível, é dada pela razão entre a potência desenvolvida e a energia contida no combustível. Esta é determinada pelo produto de sua massa e o poder calorífico inferior, como mostra a Eq. (3.8). Assim, a eficiência térmica e o consumo específico de combustível são inversamente proporcionais. A Tab. 1 apresenta um pequeno aumento da eficiência térmica do motor com a velocidade de rotação. Os valores obtidos são próximos de valores classicamente conhecidos.

TABELA 1
Parâmetros de desempenho calculados.

PARÂMETRO	ROTAÇÃO (rev/min)	
	1500	1800
POTÊNCIA NO EIXO (kW)	40	49
POTÊNCIA INDICADA (kW)	41,71	52,34
EFICIÊNCIA MECÂNICA (%)	95,9	93,6
TORQUE (N.m)	265,5	277,7
IMEP (kPa)	850,8	889,7
SFC (g/kW.h)	254,25	243,1
EFICIÊNCIA TÉRMICA (%)	0,33	0,346

7. CONCLUSÕES

A modelagem numérica termodinâmica de motores de combustão interna com o acoplamento de conceitos de mecânica dos fluidos permite um aprofundamento e detalhamento dos vários parâmetros e processos do seu ciclo que são de difícil acesso experimentalmente. Nesse trabalho foi desenvolvido um modelo termodinâmico zero-dimensional do ciclo diesel que permitiu a análise de vários parâmetros de operação e sua inter-relação, como pressão, temperatura, massa e calor transferido. A partir destas variáveis foi possível determinar os parâmetros de desempenho do motor, como torque, pressão média efetiva, potência, consumo específico de combustível e eficiência térmica. A potência indicada calculada pelo programa construído foi comparada com a potência no eixo do motor fornecida pelo fabricante. A partir dos valores obtidos pode-se concluir que o programa é satisfatório de forma que encontra valores próximos aos informados pelo fabricante.

7.1 Fase Fechada do ciclo

- A temperatura e a pressão do ar de admissão definem o valor em que esses parâmetros se estabilizam ao final do processo de admissão.
- A definição dos parâmetros da função dupla de Wiebe é extremamente relevante para o cálculo dos parâmetros termodinâmicos durante a combustão.
- A parcela de radiação no cálculo da taxa de calor transferido às paredes da câmara de combustão durante o processo de compressão pode ser considerada desprezível comparado com o termo da convecção.
- A derivada da função $f(T)$ para o cálculo da temperatura através do método de Newton-Raphson tem como principal termo a derivada da energia interna dos produtos (Eq. 5.23).
- A taxa de calor fornecido pelo combustível corresponde a mais de 70% da variação da energia interna durante a combustão.

- O valor estimado de temperatura para o início do método de Newton-Raphson deve estar entre 1500K e 3000K.

7.2 Fase Aberta do ciclo

- A vazão mássica dos gases de exaustão decresce depois da abertura da válvula de exaustão devido ao movimento do pistão ser descendente até ponto morto inferior e passa a crescer quando o mesmo volta a subir favorecendo para a expulsão dos gases do cilindro.
- O coeficiente de descarga pode ser considerado um dos principais parâmetros influenciadores para a variação da vazão mássica nos processos de exaustão dos gases e admissão do ar, tendo sido ajustados para atingir valores satisfatórios de pressão durante os períodos citados.
- A área de referência para cálculo de vazão do gás pelas válvulas foi denominada pela área constante base da válvula (Eq. 4.22) com o coeficiente de descarga.
- A temperatura e a pressão para os cálculos da vazão mássica através das válvulas são considerados no estado de estagnação devido ao gás ter sido considerado como fluido compressível.
- Apesar do programa calcular a vazão mássica para os estados subsônico, sônico e supersônico, verificou-se a ocorrência do escoamento subsônico durante toda a fase aberta do ciclo.

7.3 Parâmetros de desempenho

- Assim como o motor usado como referência, a eficiência mecânica para o motor diesel aspirado diminui à medida que a rotação do eixo virabrequim aumenta.
- Com o aumento da velocidade de rotação do motor de 1500 para 1800 rev/min ocorreu um aumento da pressão média efetiva devido à menor transferência de

calor às paredes do cilindro refletindo num aumento da variação da energia interna.

- A variação nos parâmetros da função dupla de Wiebe é grande responsável pela determinação da potência indicada uma vez que a variação desses parâmetros influenciam diretamente o trabalho realizado pelo gases sobre o pistão.

7.4 Sugestão para trabalhos futuros

Como sugestão para trabalhos futuros, a modelagem construída pode ser enriquecida com a implementação da presença dos gases residuais durante os processos de admissão e compressão através da inserção da fração de gases residuais na equação da combustão. Isso influenciará diretamente nos valores de pressão e temperatura, permitindo cálculos mais precisos da potência indicada.

REFERÊNCIAS

ABD ALLA G.H. Computer simulation of a four stroke spark ignition engine, **Energy Conversion and Management**. United Arab Emirates, n. 43, p. 1043–1061, April 2001.

ANNAND, W.J.D., Heat Transfer in the cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engines. **Proc. Inst. Mech. Engrs**, v. 177 n. 36, p. 973-990, Sep 1963.

ASAY RJ., SVENSSON KI., TREE DR. An Empirical, Mixing-Limited, Zero-Dimensional Model for Diesel Combustion In: 2004 SAE WORLD CONGRESS, 2004, Detroit. **Anais...** Detroit: Sae Technical Paper Series, 2004.

BARROS, José Eduardo Mautone. **Estudo de Motores de Combustão Interna Aplicando Análise Orientada a Objetos**. 2003. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte. Disponível em: <www.mautone.eng.br/works/.../Cap0a3_Introducao&Revisao.pdf> Acesso em: 20 jan. 2010.

BECERRA, Elizabeth Del Carmen Vera. **Modelo de Simulação para um motor Diesel-Gás**. 1996. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro.

BENSON, R.S.; BARUAH P.C. A generalized calculation for an ideal Otto Cycle with hydrocarbon – air mixture allowing for dissociation and variable specific heats. Manchester, v.4, March 1975.

BENSON, R.S.; BARUAH P.C.; ANNAND W.J.D. A simulation model including intake and exhaust systems for a single cylinder four-stroke cycle spark ignition engine. **Pergamon Press**, Manchester, v.17, p.97-124, March 1974.

CHAN T.L.; CHENG X.B. Numerical Modeling and Experimental Study of Combustion and Soot Formation in a Direct Injection Diesel Engine. **Energy and Fuels**, Hong Kong, n.21, p.1483-1492, Feb 2007.

CHEN W.; SHUAI S.; WANG J. Effect of the Cetane Number on the Combustion and Emissions of Diesel Engines by Chemical Kinetics Modeling, **Energy and Fuels**, Beijing, n.24, p.856-862, Nov 2009.

CUNHA, Felipe. **Estudo da Utilização do Biodiesel para Geração de Energia Elétrica no Brasil**. 2006. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro.

DESCIEUX D.; FEIDT M. One zone thermodynamic model simulation of an ignition compression engine. **Applied Test Engineering**, Vandoeuvre-le`s-Nancy, n.27, p.1457-1466, Nov 2006

FERRARI G. **Motori a combustione interna**, Edizione il, Torino, 1995.

FU-SHUI L.; LEI Z.; BAI-GANG S.; ZHI-JIE L.; SCHOCK HJ. Validation and modification of WAVE spray model for diesel combustion simulation. **Fuel**, Beijing, n.87, p.3420-3427, June 2008.

GARCÍA M.T.; AGUILAR F.J.E.; TRUJILLO E.C.; VILLANUEVA J.A.B. Predictive Modeling of a Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engine with EGR Fueled with Diesel. **Energy and Fuels**, Sevilla, n.23, p.5383-5393, Sep 2009.

GHOJEL J.; HONNERY D. Heat release model for the combustion of diesel oil emulsions in DI diesel engines. **Applied Test Engineering**, Australia, n.25, p.2072-2085, March 2005

HEYWOOD, Jonh B. **Internal Combustion Engine Fundamentals**. 1st ed. Cambridge: McGraw-Hill, 1988.

BRASIL GASES ESPECIAIS. **Cromatografia gasosa**. Disponível em < http://rsa.aga.com/International/Web/LG/Br/likelgspgbr.nsf/DocByAlias/anal_gaschrom > Acesso em 30 jan. 2008

HIROYASU T.; NAKAYAMA S.; MIKI M.; HANADA Y. MultiObjective Optimization of Diesel Engine Emissions and Fuel Economy Using SPEA2+. **Gecco**, Washigton, p.2195-2196, June 2005.

MACKEY D., FOLEY L., MCCARTAN C., MCENTEE P., FLECK R., BLAIR GP. Simulation of a 1.9 Litre Direct Injection Turbocharged Diesel Engine at Part Load In: 2003 SAE WORLD CONGRESS, 2003, Detroit. Sae Technical Paper Series Detroit, 2003.

KREIGER R.B; BORMAN G.L; The computation of apparent heat release for internal combustion engines, ASME Paper 66-WA/DGP-4, 1992

MENDES Eduardo. **Capítulo 1 - Modelagem Matemática**. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Minas Gerais. Departamento de Engenharia Eletrônica. Disponível em < www.cpdee.ufmg.br/~emmendes/cap1.pdf > Acesso em 28 dez. 2008

MORAN Michael J.; SHAPIRO Howard N. **Fundamentals of Engineering Thermodynamics**. 5th ed. Hoboken: Wiley, 2004.

MIYAMOTO N.; CHIKAHISA T.; MURAYAMA T.; SAWYER R. Description and analysis of Diesel engine rate of combustion and performance using Wiebe`s functions, 1985

PARIOTIS EG.; HOUNTALAS DT. Validation of a Newly Developed Quasi-Dimensional Combustion Model – Application on a Heavy Duty DI Diesel Engine In: 2004 SAE WORLD CONGRESS, 2004, Detroit. Sae Technical Paper Series Detroit, 2004.

PETROBRAS DISTRIBUIDORA S.A. **Óleo Diesel**. Disponível em <<http://www.br.com.br/portalbr/>> Acesso em 21 jan. 2008.

PIROTAIS F., BELLETTRE J., LE CORRE O., TAZEROUT M., DE PELSEMAEKER G., GUYONVARCH G. A Diesel Engine Thermal Transient Simulation: Coupling Between a Combustion Model and a Thermal Model In: 2003 SAE WORLD CONGRESS, 2003, Detroit. Sae Technical Paper Series Detroit, 2003.

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DE MINAS GERAIS. Pró-Reitoria de Graduação. Sistema de Bibliotecas. **Padrão PUC Minas de normalização**: normas da ABNT para apresentação de trabalhos científicos, teses, dissertações e monografias. Belo Horizonte, 2008. Disponível em: <<http://www.pucminas.br/biblioteca>>. Acesso em: 08/06/2010.

RAMOS, Juan Ignacio. **Internal Combustion Engine Modeling**. 1st ed. United States, 1989.

SAHETCHIAN K.; CHAMPOUSSIN J.C.; BRUN M.; LEVY N.; BLIN-SIMIAND N.; ALIGROT C.; JORAND F.; SOCOLIUC M.; HEISS A.; GUERASSI N. Experimental Study and Modeling of Dodecane Ignition in a Diesel Engine. **Combustion and Flame**, Lyon, n.103, p.207-220, March 1995.

SAHIN Z.; DURGUN O. Multi-zone combustion modeling for the prediction of diesel engine cycles and engine performance parameters. **Applied Test Engineering**, Trabzon, n.28, p.2245-2256, Jan 2008.

SERRANO J.R.; ARNAU F.J.; DOLZ V.; PIQUERAS P. Methodology for characterisation and simulation of turbocharged diesel engines combustion during transient operation. Part 1: Data acquisition and post-processing, **Applied Test Engineering**, Valencia, n.29, p. 142-149, Feb 2008

SODRÉ, José Ricardo. **Formulation and Experimental Validation of a Computer Model for Spark Ignition Engine Exhaust Hydrocarbons**. 1995. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – University Of Manchester Institute Of Science And Technology, Manchester.

TARAZA D.; HENEIN N.A.; CEAUSU R.; BRYZIK W. Complex Diesel Engine Simulation with Focus on Transient Operation. **Energy and Fuels**, Detroit, n.22, p.1411-1417, Feb 2008.

TATE, R.E.; WATTS, K.C.; ALLEN, C.A.W.; WILKIE, K.I. The densities of three fuels at temperatures up to 300 °C. **Fuel**, Halifax, n.85, p.1004-1009, nov. 2005.

UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS, Demec. **Especificações do combustível**. Disponível em < <http://www.demec.ufmg.br/disciplinas/ema003/liquidos/diesel/especifi.htm> > Acesso em 21 jan. 2008

UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS. **Modelagem Matemática**. Disponível em < www.cpdee.ufmg.br/~emmendes/cap1.pdf > Acesso em 11 ago. 2008.

VALENTE, Osmano. **Desempenho e emissões de um motor-gerador de Energia Elétrica operando com biodiesel**. 2007. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Belo Horizonte.

WATSON N.; PILLEY A.D.; MARZOUK M.; A combustion correlation for Diesel engine simulation, 1980

WIEBE, I.I. Brennverlauf und Kreisprozess von Verbrennungsmotoren. **Verlag Technik**, Berlin, p.286, 1962.

WHITE, Frank M. **Viscous Fluid Flow**. 2th ed. Rhode Island: McGraw-Hill, 1991.

STEWART, James, **Cálculo Volume II**. 4. ed., São Paulo: McMaster University, 2001.

WIKIPÉDIA, **Sistema Internacional de Unidades**. Disponível em < http://pt.wikipedia.org/wiki/Sistema_Internacional_de_Unidades > Acesso em 15 agosto. 2009

XI-BO W.; KANG-YAO D.; FANG-ZHENG H.; ZHEN-HUA Z. A thermodynamics model for the compression and expansion process during the engine's motoring and a new method for the determination of TDC with simulation technique. **Applied Test Engineering**, Shanghai, n.27, p.2003-2010, Jan 2007

YASAR H.; SOYHAN HS.; WALMSLEY H.; HEAD B.; SORUSBAY C. Double-Wiebe function: An approach for single-zone HCCI engine modeling. **Applied Test Engineering**, Istanbul, n.28, p.1284-1290, Dec 2007

APÊNDICE A COEFICIENTES DE EQUAÇÕES, PROPRIEDADES DOS FLUIDOS E DADOS DE ENTRADA DO MODELO DE SIMULAÇÃO

A.1 Propriedades termodinâmicas dos fluidos

O calor específico a pressão constante e o calor específico a volume constante do gás no cilindro são determinados por:

$$c_p = X_1 \cdot c_{p1} + X_2 \cdot c_{p2} + \dots + X_i \cdot c_{pi} \quad (\text{A.1})$$

$$c_v = c_p - (\bar{R}/M) \quad (\text{A.2})$$

Onde X_j é a fração molar do componente j da mistura formada pelo ar admitido. Para cada componente o calor específico a pressão constante é calculado por um polinômio do tipo:

$$c_p = (d_0 + d_1 \cdot T + d_2 \cdot T^2 + d_3 \cdot T^3 + d_4 \cdot T^4) \cdot (\bar{R}/M) \quad (\text{A.3})$$

A massa molecular média do gás no cilindro é estabelecida por:

$$M = X_1 M_1 + X_2 M_2 + \dots + X_n M_n \quad (\text{A.4})$$

O cálculo da entalpia dos componentes do gás de exaustão é realizado pelas seguinte equação (Heywood, 1988):

$$\bar{h}_i = \left(d_{i1} + \frac{d_{i2}}{2} \cdot T + \frac{d_{i3}}{3} \cdot T^2 + \frac{d_{i4}}{4} \cdot T^3 + \frac{d_{i5}}{5} \cdot T^5 + \frac{d_{i6}}{T} \right) \cdot \bar{R} \cdot T \quad (\text{A.5})$$

Os coeficientes das Eqs. (A.3) e (A.5) são fornecidos na Tab. 2.

TABELA 2

Coeficientes cálculo da entalpia, energia interna e calor específico dos componentes do ar e do gás de exaustão.

ESPÉCIE	M (kg/kmol)	d_{i1}	$d_{i2} \times 10^{-3}$	$d_{i3} \times 10^{-6}$	$d_{i4} \times 10^{-9}$	TEMPERATURA
CO_2	44,01	4,4608	3,0982	-1,239	0	1000 – 5000K
		2,4008	8,7351	-6,607	2	300 – 1000K
CO	28,01	2,9841	1,4891	-0,579	0	1000 – 5000K
		3,7101	-1,6191	3,692	-2	300 – 1000K
H_2O	18,016	2,7168	2,9451	-0,802	0	1000 – 5000K
		4,0701	-1,1084	4,152	-3	300 – 1000K
H_2	2,016	3,1002	0,51119	0,053	0	1000 – 5000K
		3,0574	2,6765	-5,81	6	300 – 1000K
O_2	32,0	3,622	0,73618	-0,197	0	1000 – 5000K
		3,6256	-1,8782	7,056	-7	300 – 1000K
N_2	28,016	2,8963	1,5155	-0,572	0	1000 – 5000K
		3,6748	-1,2082	2,324	-1	300 – 1000K

Fonte: Heywood, 1988.

Para o cálculo da entalpia do combustível é utilizada a seguinte equação (Heywood, 1988):

$$h_f = \frac{\left[e_{f1} \cdot (T/1000) + e_{f2} \cdot \frac{(T/1000)^2}{2} + e_{f3} \cdot \frac{(T/1000)^3}{3} + e_{f4} \cdot \frac{(T/1000)^4}{4} - \frac{e_{f5}}{(T/1000)} + e_{f6} + e_{f8} \right]}{M_f} \quad (A.6)$$

Onde M_f é a massa molecular do combustível, em kg/kmol, e a temperatura é dada em K.

A Tab. 3 fornece os coeficientes constantes da Eq. (A.6).

TABELA 3
Coeficientes da equação para cálculo da entalpia do combustível.

COMBUSTÍVEL	FÓRMULA	e_{f1}	e_{f2}	e_{f3}	e_{f4}	e_{f5}	e_{f6}	e_{f8}
Óleo diesel	$C_{10,8}H_{18,7}$	-9,1063	246,97	-143,74	32,329	0,0518	-50,128	23,514

Fonte: Heywood, 1988.

A massa específica do gás no cilindro é dada pela lei do gás ideal:

$$\rho = \frac{p}{(\bar{R}/M) \cdot T} \quad (\text{A.7})$$

A viscosidade dos fluidos é calculada por:

$$\mu = 3,3 \cdot 10^{-7} \cdot T^{0,7} \quad (\text{A.8})$$

Onde:

μ : viscosidade do fluido;

A condutividade térmica é calculada através de uma equação em função da temperatura (Benson, 1975):

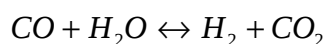
$$k = \frac{(c_p \cdot \mu)}{0,7} \quad (\text{A.9})$$

O número de Reynolds é calculado por:

$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot V_p \cdot D}{\mu} \quad (\text{A.10})$$

A.2 Constantes de equilíbrio químico

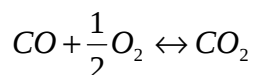
TABELA 4
Constante de equilíbrio químico K_{p1}



FAIXA DE TEMPERATURA	EQUAÇÃO
$T < 1000K$	$\ln K_{p1} = -5,0372534 - 0,0044772127 \cdot \sqrt{T} \cdot \ln(T) + \frac{29201,627}{T}$
$1000K \leq T < 1500K$	$\ln K_{p1} = -7,4202868 + \frac{798,81138 \cdot \ln(T)}{T} + \frac{25090,212}{T}$
$1500K \leq T < 2000K$	$\ln K_{p1} = -7,2597784 + \frac{31792,435}{T} - \frac{42683,684}{T^{1,5}}$
$2000K \leq T < 2500K$	$\ln K_{p1} = 10,361125 - \frac{176,27318}{\ln(T)} + \frac{5522,7997 \cdot \ln(T)}{T}$
$2500K \leq T < 3000K$	$\ln K_{p1} = -13056,687 + 1,4843387 \cdot T + 0,0002053465 \cdot T^2 \cdot \ln(T) - 3,5914858 \cdot 10^{-7} \cdot T^3 + \frac{3,1764169 \cdot 10^{10}}{T^2}$
$3000K \leq T < 3500K$	$\ln K_{p1} = 3,9034212 \cdot 10^8 + 560,84253 \cdot T - 1355124,1 \cdot \ln(T)^2 - \frac{2,8295082 \cdot 10^9}{\ln(T)} + \frac{2,6426887 \cdot 10^9}{\sqrt{T}}$

Fonte: BECERRA, 1996.

TABELA 5
Constante de equilíbrio químico K_{p2}



FAIXA DE TEMPERATURA	EQUAÇÃO
$T < 1000K$	$\ln K_{p_2} = -10,694216 + 4,1295324 \cdot 10^{-11} \cdot T^3 + \frac{34167,176}{T}$
$1000K \leq T < 1500K$	$\ln K_{p_2} = -10,856059 + 4,170457 \cdot 10^{-6} \cdot T^{1,5} + \frac{34238,719}{T}$
$1500K \leq T < 2000K$	$\ln K_{p_2} = -16,3669 + 0,73357357 \cdot \ln(T) + \frac{34819,24}{T}$
$2000K \leq T < 2500K$	$\ln K_{p_2} = -9,3676389 - 1387,4834 \cdot \frac{\ln(T)}{T} + \frac{42518,173}{T}$
$2500K \leq T < 3000K$	$\ln K_{p_2} = -10,832883 + 0,0014320516 \cdot \sqrt{T} \cdot \ln(T) + \frac{33925,121}{T}$
$3000K \leq T < 3500K$	$\ln K_{p_2} = -10,328461 + 1,0147468 \cdot 10^{-5} \cdot T \cdot \ln(T)^2 + \frac{33564,691}{T}$

Fonte: BECERRA, 1996.

A.3 Dados do motor e do combustível

Para calibração e validação do modelo de simulação numérica foram utilizados os dados de um motor diesel de produção. O motor é usado no regime estacionário para geração de energia em um grupo gerador. Devido a isso, o motor é projetado para operar em duas rotações fixas, 1500 rev/min ou 1800 rev/min,

correspondentes às frequências 50 e 60 Hz. Estas frequências são geradas de acordo com as características da rede elétrica da localidade em que o equipamento for instalado. Assim, os dados do fabricante estão vinculados a essas duas rotações. As características do motor são apresentadas na Tab. 6.

TABELA 6
Dados do motor de combustão interna.

PARÂMETRO	TIPO OU VALOR
Fabricante	MWM
Modelo	D229-4
Potência máxima @ 1500 rpm	40 kW
Potência máxima @ 1800 rpm	49 kW
Tipo de construção	Diesel – 4 tempos em linha
Tipo de injeção	Direta
Diâmetro x curso	102 x 120 mm
Comprimento da biela	207 mm
Cilindrada unitária	0,980 litros
Número de cilindros	4
Cilindrada total	3,922 litros
Aspiração	Natural
Razão de compressão	17:1
Ângulo de injeção	33° – 8°BTDC
Ângulo de abertura da válvula de exaustão	510°ATDC
Ângulo de fechamento da válvula de admissão	210°ATDC
Ângulo de abertura da válvula de admissão	0°ATDC
Ângulo de fechamento da válvula de exaustão	720°ATDC

Fonte: Dados do fornecedor.

As propriedades do combustível foram adotadas de acordo com os valores apresentados por Heywood (1988) para um óleo diesel típico, como mostra a Tab. 7.

TABELA 7
Propriedades do óleo diesel

PARÂMETRO	ESPECIFICAÇÃO
Fórmula química	$C_{10,8}H_{18,7}$
Número de cetano	47
Massa molecular	200
Massa específica (kg/m ³)	0,82
Poder calorífico inferior	42800
Razão ar-combustível	14,5
Razão de equivalência	0,8

Fonte: Heywood, 1988.

TABELA 8
Parâmetros da Função dupla de Wiebe

PARÂMETRO	VALOR
χ_p	0,45
χ_{di}	0,55
$\Delta\theta_p$	18
$\Delta\theta_{di}$	55
m_p	2,5
m_{di}	1,5
a_b	6,908

Fonte: Dados da pesquisa.