



ALISSON VINICIUS BRITO LOPES

Simulação Fenomenológica de Motores Diesel

60/2014

**CAMPINAS
2014**

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

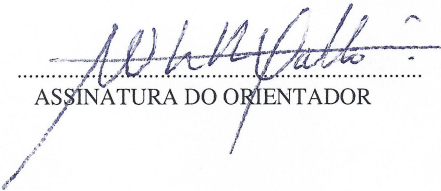
ALISSON VINICIUS BRITO LOPES

Simulação Fenomenológica de Motores Diesel

Dissertação de Mestrado apresentada à Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas como parte dos requisitos exigidos para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica, na Área de Térmica e Fluidos.

Orientador: Prof. Dr. Waldyr Luiz Ribeiro Gallo

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE À VERSÃO FINAL DA DISSERTAÇÃO DEFENDIDA PELO ALUNO ALISSON VINICIUS BRITO LOPES, E ORIENTADA PELO PROF. DR WALDYR LUIZ RIBEIRO GALLO.


.....
ASSINATURA DO ORIENTADOR

**CAMPINAS
2014**

Ficha catalográfica
Universidade Estadual de Campinas
Biblioteca da Área de Engenharia e Arquitetura
Rose Meire da Silva - CRB 8/5974

B777s Brito Lopes, Alisson Vinicius, 1989-
Simulação fenomenológica de motores diesel / Alisson Vinicius Brito Lopes. –
Campinas, SP : [s.n.], 2014.

Orientador: Waldyr Luiz Ribeiro Gallo.
Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de
Engenharia Mecânica.

1. Motor diesel. 2. Modelagem termodinâmica. 3. Termodinâmica - Simulação
por computador. I. Gallo, Waldyr Luiz Ribeiro, 1954-. II. Universidade Estadual de
Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

Informações para Biblioteca Digital

Título em outro idioma: Phenomenological simulation of diesel engines

Palavras-chave em inglês:

Diesel engines

Thermodynamic modeling

Thermodynamics - Computer simulation

Área de concentração: Térmica e Fluidos

Titulação: Mestre em Engenharia Mecânica

Banca examinadora:

Waldyr Luiz Ribeiro Gallo [Orientador]

Luiz Fernando Milanez

Carlos Rodrigues Pereira Belchior

Data de defesa: 30-07-2014

Programa de Pós-Graduação: Engenharia Mecânica

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENERGIA**

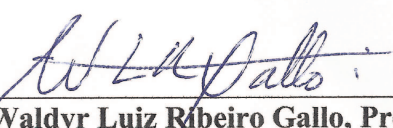
DISSERTAÇÃO DE MESTRADO ACADÊMICO

Simulação Fenomenológica de Motores Diesel

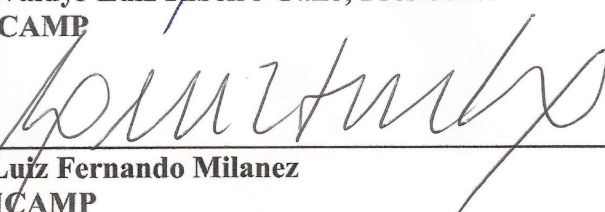
Autor: Alisson Vinicius Brito Lopes

Orientador: Prof. Dr. Waldyr Luiz Ribeiro Gallo

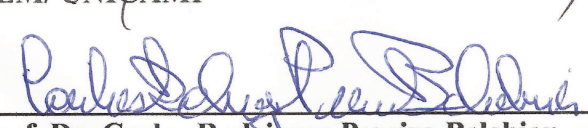
A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação:



**Prof. Dr. Waldyr Luiz Ribeiro Gallo, Presidente
FEM/UNICAMP**



**Prof. Dr. Luiz Fernando Milanez
FEM/ UNICAMP**



**Prof. Dr. Carlos Rodrigues Pereira Belchior
COPPE/UFRJ**

Campinas, 30 de Julho de 2014.

Dedico esse trabalho ao meu pai, o antigo “casaca parda”,
Sebastião Viana Lopes (*in memoriam*)

Agradecimentos

Ao professor Dr. Waldyr Luiz Ribeiro Gallo pela orientação segura, paciente e amiga.

À minha família por suportar a dor da distância e aos primos pela amizade sempre verdadeira.

Aos amigos do Departamento de Energia, pela troca de experiências, por meio dos debates enriquecedores.

À família TAO, pela amizade verdadeira e por conduzir no caminho da verdade.

A todos os professores que tive no decorrer da minha vida estudantil e que contribuíram de forma positiva na minha vida.

À Universidade Estadual de Campinas por conceder a bolsa de estudo CAPES para realização desse trabalho.

Aos amigos do pensionato do Newton e da República da vovó.

“Estabeleça como princípio fazer o melhor pelos outros e ser coerente com o que diz. Não aceite como amigo ninguém que não seja tão bom quanto você, independente se o mesmo recebeu ou não educação.”

(Confúcio)

Resumo

Um modelo de simulação fenomenológico de motores Diesel foi desenvolvido. O modelo permite a simulação das fases aberta e fechada do ciclo. A combustão é modelada utilizando um modelo de liberação de energia finita. É levado em conta um modelo unidimensional para escoamento sobre as válvulas e um modelo para a transmissão de calor instantânea entre os gases e a parede do cilindro.

Por se tratar de um modelo paramétrico, uma série de estudos pode ser feita no sentido de avaliar as influências dos diversos parâmetros sobre os valores finais de eficiência global do motor. As curvas características e as eficiências do motor correspondem aos resultados finais obtidos após o processo iterativo. Um motor é comparado quando simulado em duas situações: com e sem cruzamento de válvulas.

Ao simular o caso base (sem cruzamento de válvulas) foi possível comparar a potência efetiva de eixo declarada pelo fabricante (49 kW) e constatar que a potência calculada pelo modelo foi de 51,3 kW indicando assim que as hipóteses adotadas foram bastante razoáveis. Além disso, o modelo forneceu valores para eficiência volumétrica, consumo específico e eficiência térmica condizentes com os valores usualmente encontrados nas referências bibliográficas.

Constatou-se que ao gozar de um curto cruzamento de válvulas o motor teve seus parâmetros de eficiência aumentada em 3%, além de uma redução de 3,3% no consumo específico de combustível, valores esses quando comparados ao caso base. O algoritmo desenvolvido permitiu também analisar a influência do ponto de injeção na curva de pressão de combustão, a influência da rotação na curva de taxas mássicas na admissão/escape e a influência da quantidade de combustível injetada sobre as potências de atrito, efetiva e indicada.

Palavras Chave: Motor diesel, Modelagem termodinâmica, Termodinâmica – Simulação por computador.

Abstract

A phenomenological simulation model of Diesel engine was developed. The model is able to simulate the open and closed phase of the cycle. The combustion process is modeled by using a finite heat release model. A one-dimensional model is applied for the flow through the valves and the instantaneous heat transfer between gases and cylinder wall.

As the model is parameterized, a series of studies can be done to evaluate the influence of several parameters on the final values of the overall engine efficiency. Typical engine curves and the engine efficiencies are obtained as a result of the interactive process. An engine is compared when simulated in two situations: with and without valve overlapping.

By simulating the baseline case (without valve overlapping) it was possible to compare the brake power informed by the engine manufacturer (49 kW) and that obtained by model was (51,3 kW), showing that the hypothesis adopted was reasonable. Furthermore, the model provides values for the volumetric efficiency, specific fuel consumption and thermal efficiency in agreement with values usually found in both the bibliographic references and manufacturer's data.

It was found that when the engine operated with a short valve overlapping, the engine achieved 3% of improvement in the efficiency parameters and 3,3% of reduction in specific fuel consumption, these values are compared with the base case. The algorithm developed also allowed to analyze the influence of the injection start point in the combustion pressure curve, the influence of engine rotation in the mass rate in intake and exhaust process and the influence of equivalence ratio on the friction, effective and indicated power.

Key words: Diesel engines, Thermodynamic modeling, Thermodynamics – Computer simulation.

Lista de Ilustrações

Figura 2.1 - Entalpia <i>versus</i> Temperatura para CO_2 e H_2O	23
Figura 2.2 – Variação do calor específico a pressão constante <i>versus</i> temperatura.	24
Figura 2.3 – Taxa de liberação de calor típica e ideal para Motores Diesel.....	28
Figura 2.4 –Imagem de um <i>spray</i> de Diesel em cilindro a volume constante. Imagem ultra violeta e visível.....	29
Figura 2.5 – Definição das propriedades do <i>Spray</i>	30
Figura 2.6 – Estágios da combustão em motores Diesel.	31
Figura 2.7 – Operação típica de um motor Diesel aspirado.	32
Figura 2.8 – Aproximação de uma combustão real utilizando uma dupla função de Wiebe.	34
Figura 2.9 –Esquema de distribuição de temperatura e fluxo de calor através da câmara de combustão.....	40
Figura 2.10 - Variação da Temperatura da parede para um motor Diesel.....	42
Figura 2.11 – Taxa mássica <i>versus</i> ângulo de manivelas para motor operando em cargas baixas	44
Figura 2.12 - Eficiência volumétrica x velocidade média de êmbolo para motor automotivo de quatro tempos de injeção indireta Diesel e um seis cilindros de ignição por centelha.....	45
Figura 2.13 - Capacidade de fluxo da válvula de escape e eficiência volumétrica, motor Diesel em Plena carga.....	46
Figura 2.14 - Tendência na eficiência volumétrica em função da rotação e carga.....	47
Figura 2.15 – Volume de controle para escoamento de gás ideal através de uma placa de orifício.	48
Figura 2.16 - Coeficientes de descarga baseado na área mínima de escoamento.	53
Figura 2.17 - Coeficientes de descarga em função da elevação adimensional admissão.	54
Figura 2.18 - Coeficientes de descarga em função da elevação adimensional escape.	54
Figura 2.19 - Geometria de uma válvula padrão.	56

Figura 3.1 –Balanço de Energia no cilindro.	61
Figura 3.2 – Fase aberta do ciclo para o caso sem cruzamento de válvulas.....	67
Figura 3.3 – Fase aberta do ciclo para o caso com 20 graus de cruzamento de válvulas.....	68
Figura 3.4 – Detalhe da fase aberta do ciclo para o caso com 20 graus de cruzamento de válvulas.	68
Figura 3.5 – Diagrama da estrutura lógica simplificada de simulação.....	70
Figura 4.1 - O diagrama indicador pressão <i>versus</i> volume	75
Figura 4.2 - Diagrama de pressão <i>versus</i> ângulo de manivela para o ciclo completo.....	75
Figura 4.3 - Diagrama de pressão <i>versus</i> ângulo de manivela para o ciclo completo.....	76
Figura 4.4 - Diagrama de temperatura <i>versus</i> ângulo de manivela para o ciclo completo.....	77
Figura 4.5 – Taxa de transferência de calor durante o processo de admissão.....	78
Figura 4.6 - Taxa de liberação de calor durante a combustão	79
Figura 4.7 - Taxa de Liberação de Calor durante a combustão.....	80
Figura 4.8 - Derivada numérica da pressão durante a combustão	81
Figura 4.9 – Ajuste de uma curva característica de derivada da pressão de combustão em função do ângulo de manivelas por polinômios.	81
Figura 4.10 - Taxa do fluxo de massa através da válvula de escape	83
Figura 4.11 - Taxa do fluxo de massa através válvula de admissão.....	84
Figura 4.12 - Evolução da pressão durante o escape.....	85
Figura 4.13 - Evolução da pressão durante a admissão.....	86
Figura 4.14 – Variação da massa do fluido de trabalho no cilindro para o ciclo completo	87
Figura 4.15 – Escoamento de massa para a fase aberta, a) massa contida no cilindro e b) taxas mássicas no escape e na admissão.....	87
Figura 4.16 - Massa contida no cilindro. Detalhe do escoamento reverso no início da abertura da válvula de admissão.....	88

Figura 4.17 - Massa de gases no coletor de admissão. Gases que retornam ao coletor e ar admitido	89
Figura 4.18 - Massa de gases no coletor de escape. Gases provenientes do cilindro.....	90
Figura 4.19 - Taxa do fluxo de massa completo para a fase aberta com cruzamento de válvulas	91
Figura 4.20 - Taxa do fluxo de massa para o período de cruzamento de válvulas.....	91
Figura 4.21 - Variação da temperatura e pressão no momento exato de cruzamento de válvulas	93
Figura 4.22 - Taxa do fluxo de massa completo para a fase aberta com cruzamento de válvulas, rotação de 400 <i>rpm</i>	94
Figura 4.23 - Taxa do fluxo de massa completo para a fase aberta com cruzamento de válvulas, rotação de 400 <i>rpm</i> – Detalhe escoamento reverso início do escape	94
Figura 4.24 - Taxa do fluxo de massa para o cruzamento de válvulas.....	95
Figura 4.25 - Liberação de energia combustão Diesel para várias cargas.....	96
Figura 4.26 - O efeito do ponto de injeção na pressão máxima de combustão em função do ângulo de manivelas – caso base	101
Figura 4.27 - Limite de razão combustível-ar – caso base	102
Figura 4.28 - Rendimento mecânico em função da razão combustível-ar	103

Lista de Tabelas

Tabela 2.1- Resumo dos produtos simplificados da combustão.....	12
Tabela 2.2 – Espécies químicas dos produtos da combustão	18
Tabela 2.3- Valores de entalpia e entropia de formação usando as constantes de Gordon e McBride comparadas com a tabela da JANAF.	24
Tabela 2.4- Coeficientes polinomiais para cálculo do calor específico e entalpia para $300 < T < 1000$ K	25
Tabela 2.5- Coeficientes polinomiais para cálculo do calor específico e entalpia para $1000 < T < 5000$ K	25
Tabela 2.6 – Valores para atraso de ignição	39
Tabela 2.7: Coeficientes do polinômio para cálculo do coeficiente de descarga	52
Tabela 3.1: Características técnicas do motor	71
Tabela 3.2: Parâmetros de inicialização e dados operacionais do modelo – caso base.....	71
Tabela 4.1: Resultados globais da simulação - Caso base.....	100
Tabela 4.2: – Resultados globais da simulação – cruzamento de válvulas	104

Lista de Abreviaturas e Siglas

Letras latinas

A – Ar

A_t – Área de transferência de calor [m²]

A_0 – Área constante de transferência de calor [m²]

AM – Ângulo de manivela [grau]

$a_1 \dots a_6$ – Coeficientes das expressões polinomiais para cálculo de entalpia, entropia e calor específico a pressão constante.

C – Combustível

c_v – Calor específico a volume constante [$\frac{kJ}{kg.K}$]

c_p – Calor específico a pressão constante [$\frac{kJ}{kg.K}$]

D – Diâmetro de cilindro [m]

D_{vadm} - Diâmetro da válvula de admissão [mm]

D_{vesc} - Diâmetro da válvula de escape [mm]

E_A – Energia de ativação [$\frac{J}{mol}$]

Ev – Eficiência volumétrica

f – Fração de gases residuais

F – Razão combustível-ar real

F_c – Fator aplicado na equação para cálculo do fluxo mássico

h – Entalpia de cada espécie química [$\frac{kJ}{kg}$]

H - Entalpia da mistura [kJ]

ID_p – Atraso de ignição [ms ou AM]

J – Número total de espécies químicas nos produtos da combustão

K – Temperatura em Kelvin

K_p – Constante de equilíbrio químico

k_{hoh} - Constante utilizada na correlação de transferência de calor de HOHENBERG

L – Comprimento do curso do pistão [m]

l – Comprimento da biela	[m]
M – Massa molar	$[\frac{kg}{kmol}]$
m – Massa dos gases dentro do cilindro	[kg]
$\dot{m}_a$ – Massa de ar admitida por ciclo	$[\frac{kg}{h}]$
$\dot{m}_{ao}$ – Massa de ar que caberia no cilindro se o ar estivesse nas condições ambiente	$[\frac{kg}{h}]$
$\dot{m}_c$ – Massa de combustível injetada por ciclo por unidade de tempo	$[\frac{kg}{h}]$
m_c – Massa de combustível total injetado durante um ciclo	[kg]
$\dot{m}_{fb}$ – Taxa de liberação de calor da combustão	$[\frac{J}{AM}]$
$\dot{m}_{fi}$ – Taxa de combustível injetado por ciclo por unidade de tempo	$[\frac{kg}{h}]$
N – Número de moles	[moles]
n_c – Coeficiente politrópico para processo de compressão	
n_1 - Número de moles de dióxido de carbono	
n_2 - Número de moles de monóxido de carbono	
n_3 - Número de moles de vapor de água	
n_4 - Número de moles de nitrogênio	
n_5 - Número de moles de oxigênio	
n_6 - Número de moles de hidrogênio	
p – Pressão dos gases no interior do cilindro	$[\frac{N}{m^2}]$
pme – Pressão média efetiva	$[\frac{N}{m^2}]$
pmi – Pressão média indicada	$[\frac{N}{m^2}]$
pmf – Pressão média de atrito	$[\frac{N}{m^2}]$
$p_{m\acute{a}x}$ – Pressão máxima de combustão	$[\frac{N}{m^2}]$
$\dot{q}$ – Taxa de transferência de calor	$[\frac{J}{s}]$
R – Constante universal dos gases em base mássica	$[\frac{kJ}{kg.K}]$
r – Raio de giro do eixo virabrequim	[m]
s – Entropia	$[\frac{kJ}{kg.K}]$

S – Posição do êmbolo	[m]
S_p -Velocidade média do êmbolo	[m/s]
T – Temperatura dos gases no interior do cilindro	[K]
T_W – Temperatura da parede do cilindro	[K]
U – Energia interna da mistura	[kJ]
u - Energia interna de cada espécie química	$[\frac{kJ}{kg}]$
v – Volume específico	$[\frac{m^3}{kg}]$
V – Volume do cilindro em função do ângulo de manivelas	[m ³]
V_c - Volume da câmara de combustão	[m ³]
V_d – Volume deslocado	[m ³]
V_{pmi} – Volume máximo	[m ³]
V_{pms} – Volume mínimo	[m ³]
W_i – Trabalho indicado	[J]
$\dot{W}_i$ – Potência indicada	$[\frac{J}{s}]$
$\dot{W}_e$ – Potência de eixo	$[\frac{J}{s}]$
$\dot{W}_f$ – Potência de atrito	$[\frac{J}{s}]$
x – Fração mássica	
x_t – Constante para motor 2 ou 4 tempos	
y – Fração molar	
Y – Elevação da válvula	[mm]
Z_i - Coeficientes da equação do coeficiente de descarga	

Letras gregas

α – Número de átomos de carbono
β – Número de átomos de hidrogênio
γ – Número de átomos de oxigênio
δ – Número de átomos de nitrogênio
ΔG^0 – Variação da energia livre de gibbs
ε – Taxa de compressão geométrica

η_e	– Rendimento térmico efetivo	
η_i	– Rendimento térmico indicado	
η_m	– Rendimento mecânico	
η_v	– Rendimento volumétrico	
θ	– Ângulo de manivela	[grau]
θ_{SOI}	– Ângulo de início de injeção de combustível	[grau]
κ	– Número de cilindros	
λ	– Coeficiente de ar teórico	
ξ	– Coeficiente de película	$[\frac{W}{m^2 K}]$
ρ	– Densidade	$[\frac{kg}{m^3}]$
τ	– Atraso de ignição	[ms]
ς	– Número de átomos de enxofre	
ϕ	– Razão de equivalência	
χ	– Fração de combustível queimado durante a combustão	
Ψ	– Razão entre os calores específicos	
ω	– Velocidade angular	$[\frac{rad}{s}]$

Superescritos

- – Uma barra acima de um símbolo indica propriedade em base molar
- – Um ponto acima de um símbolo designa taxa temporal
- ° - Propriedade no estado-padrão ou a pressão padrão

Subscritos

- a – Admissão
- ar – Ar fresco admitido
- c - Cilindro
- comb - Combustão
- d – Fase difusiva
- e - Escape
- hy – Coeficientes equação atraso de ignição HIROYASU

i- Espécies químicas dos produtos da combustão

o – Condições ambiente

p - Fase de pré-mistura

res - Residual

vc – Volume de controle

vadm – Válvula de admissão

vesc – Válvula de escape

w - Parede

Abreviações

AVA - Abertura da válvula de admissão

AVE - Abertura da válvula de escape

APMS – Antes do ponto morto superior

CR – Taxa de compressão

CN – Número de cetano do óleo diesel

DPMS – Depois do ponto morto superior

FVA- Fechamento da válvula de admissão

FVE- Fechamento da válvula de escape

ICO – Motores de ignição a compressão

MCI- Motores de combustão interna

PCI – Poder Calorífico inferior

$\left[\frac{MJ}{kg}\right]$

PMS – Ponto morto superior

PMI – Ponto morto inferior

RPM – Rotações do motor

$\left[\frac{rev}{min}\right]$

SOI - Início da injeção de combustível

sfc –Consumo específico de combustível

$\left[\frac{g}{kW.h}\right]$

2T – Motores de dois tempos

4T – Motores de quatro tempos

Siglas

ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas

CNTP – Condições normais de temperatura e pressão

FTP – *Federal Test Procedure*

NIST - *National Institute of Standards and Technology*

MATLAB – *MATrix LABoratory*

THC - *Total Unburned hydrocarbons*

US – *United States*

1D - Unidimensional

3D – Tridimensional

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	1
1.1	Justificativas	3
1.2	Objetivos	3
1.2.1	Objetivos específicos	4
1.3	Organização do trabalho.....	4
2	REVISÃO DA LITERATURA.....	6
2.1	Prólogo	6
2.2	Propriedades termodinâmicas e composição do fluido de trabalho em um motor Diesel. 6	
2.3	Processo de Combustão.....	8
2.3.1	Combustão completa e combustão incompleta.....	9
2.3.2	Mistura de Gases	17
2.3.3	Metodologia para cálculo das propriedades termodinâmicas de cada substância: determinação do calor específico e entalpia	21
2.3.4	Estudo de combustão Diesel	26
2.3.5	Processo de Injeção de Combustível Diesel	28
2.3.6	Modelagem da Combustão.....	30
2.3.7	A temperatura dos gases durante a combustão	34
2.3.8	Atraso de Ignição	36
2.4	Mecanismos de transferência de calor em motores Diesel.....	39
2.4.1	Mecanismos de transmissão de calor por convecção.....	41
2.4.2	Mecanismos de transmissão de calor por radiação.	42
2.5	Estudo dos processos de Admissão e Exaustão (Fase aberta).....	43
2.5.1	Modelo para escoamento através das válvulas.	45
2.5.2	O coeficiente de descarga	51

2.5.3	Área de escoamento das válvulas de admissão e escape	55
2.5.4	O escoamento em válvulas com cruzamento de válvulas	58
3	MODELAGEM MATEMÁTICA DA FASE FECHADA E ABERTA DO CICLO	60
3.1	Prólogo	60
3.2	Balço de energia em um motor de combustão interna.....	60
3.3	O equacionamento da fase aberta com cruzamento de válvulas	63
3.4	O processo de simulação da fase aberta	66
3.5	O método de solução das equações diferenciais	69
3.6	Estrutura lógica simplificada do programa simulador	69
3.7	O motor simulado e as condições iniciais do modelo	70
3.8	O cálculo da fração de gases residuais e convergência global do código	72
4	ANÁLISE DE RESULTADOS	74
4.1	Prólogo	74
4.2	Curvas características obtidas para o caso base	74
4.3	Curvas características dos processos referentes à fase aberta do ciclo – caso base	82
4.4	Curvas características para à fase aberta do ciclo com cruzamento de válvulas.....	90
4.5	A influência da variação dos parâmetros de operação do motor na curva de liberação de energia. 95	
4.5.1	Os parâmetros de desempenho do motor para o caso base	96
4.6	A influência da razão combustível-ar sobre os parâmetros de desempenho	101
4.7	A influência do cruzamento de válvulas sobre os parâmetros globais de desempenho	103
5	CONCLUSÕES, COMENTÁRIOS FINAIS E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.	106
5.1	Conclusões.....	106

5.1.1	Comentários	107
5.2	Sugestão para trabalhos futuros.....	108
6	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	110
ANEXO A - Parâmetros do modelo de liberação de energia e dados dos combustível		
ANEXO B - Parâmetros geométricos das válvulas		
ANEXO C - Modelo geométrico do motor		

1 INTRODUÇÃO

A primeira patente de um motor Diesel se deve ao Engenheiro Rudolf Diesel, sendo que desde então até os dias atuais já decorreram mais de 120 anos. Motores Diesel normalmente são mais eficientes que os motores do ciclo Otto e são amplamente utilizados em aplicações rodoviárias por meio de caminhões e veículos de passeio, aplicações marítimas e para uso na geração de energia elétrica.

Nos dias atuais todo o desenvolvimento de motores, quer seja Diesel ou Otto, passa por processos de simulação computacional. O processo de simulação visa reduzir os tempos de projeto e os gastos com testes em laboratório, além de permitir a verificação preliminar dos principais parâmetros de desempenho do motor (GANESAN, 2000). Os principais modelos utilizados na modelagem de motores de combustão interna são basicamente três: os modelos zero-dimensionais ou fenomenológicos, modelos quase dimensionais e os modelos multidimensionais.

Os modelos zero-dimensionais ou fenomenológicos são aqueles baseados na análise termodinâmica e consistem de um sistema de equações diferenciais baseado na primeira lei da termodinâmica. São acoplados também aos modelos zero-dimensionais, modelos de escoamento unidimensional para os processos de admissão e escape (fase aberta) e modelos matemáticos de natureza empírica ou semi-empírica para modelamento da combustão (fase fechada). A busca pelo entendimento físico (e otimização) dos processos que ocorrem nos motores de combustão interna ainda representa grandes desafios tecnológicos e o seu entendimento e desenvolvimento atual esta intimamente relacionado com os modelos computacionais (CURTO RISSO, 2009, 2014; MYERS, 1985).

Os modelos fenomenológicos têm se mostrado de grande aplicação em ambientes acadêmicos e nas industriais por meio de softwares comerciais. Diversos trabalhos que posteriormente serão referenciados utilizaram de modelos fenomenológicos para modelagem de motores Otto e Diesel. O processo de simulação via modelo fenomenológico corresponde à

solução de um sistema de equações diferenciais, associado ao cálculo das propriedades termodinâmicas em função da temperatura e a aplicação da primeira lei da termodinâmica considerando fase fechada e volume de controle. Esse tipo de modelo se torna mais preciso quando alimentado com dados experimentais, como por exemplo, fornecendo os parâmetros para a função de liberação de energia, as informações de pressões nos coletores, a geometria de válvulas, a temperatura média da parede do cilindro, a temperatura dos coletores, entre outros.

Os modelos quase dimensionais normalmente são desenvolvidos por meio de equações diferenciais parciais e também utilizam de formulações empíricas e semi-empíricas para modelamento do combustão (BARROS, 2003, 2006). Este tipo de modelo normalmente é utilizado para simulação de coletores de admissão/escape e para o escoamento sobre as válvulas, sendo que a resolução das equações é feita utilizando o método das características (VELÁSQUEZ ALEGRE, 1993; VARSOS, 2010).

Diversos são os softwares 3D utilizados para avaliar escoamentos em coletores, nas válvulas e dentro do cilindro, contudo os modelos 3D atuais para modelagem da combustão e os que estão em desenvolvimento como o KIVA - 3V demandam alto recurso computacional, mas em compensação permitem muitas das vezes reproduzir com alta precisão os complexos processos fluidodinâmicos não estacionários, turbulento e reativos envolvidos durante o processo de combustão, como aqueles explorados nos trabalhos de KASPER (2003) e YONGFENG (2009).

MYERS (1985) argumenta que a aplicabilidade dos modelos esta fortemente relacionada com os objetivos que se pretende alcançar em cada trabalho. Se o objetivo é desenvolver um modelo para prever a variação de pressão na câmara de combustão ou a influência da taxa de compressão na eficiência térmica, sugere-se neste caso o uso dos modelos termodinâmicos. Caso o objetivo seja analisar processos isolados ou sub-processos como a injeção de combustível, deve-se partir para um modelo que permita a análise transiente do escoamento do fluido e que seja possível avaliar o processo de evaporação. O mesmo não descarta a possibilidade de trabalhar com dois modelos ao mesmo tempo, como por exemplo, o zero dimensional com um modelo quase dimensional.

1.1 Justificativas

A elaboração de modelos termodinâmicos constitui uma das melhores ferramentas para o entendimento dos fenômenos físicos e químicos envolvidos por detrás dos processos dos motores de combustão interna e tem grande valia tanto nas esferas acadêmicas como industriais. A utilização de computadores na simulação de motores, partindo de modelos teóricos acoplados a métodos semi-empíricos, permite reduzir os tempos de projeto e desenvolvimento de motores além da redução de custos com os aparatos e procedimentos experimentais.

Ao utilizar um modelo de simulação, o entendimento sobre a influência dos diversos parâmetros operacionais é facilmente obtida e a busca por otimização operacional é facilitada. Os modelos fenomenológicos a primeira vista são simples do ponto de vista matemático, contudo os resultados obtidos geralmente apresentam grande concordância com as tendências encontradas na prática.

1.2 Objetivos

O objetivo geral deste trabalho consiste na elaboração de um modelo de simulação fenomenológico para simulação de motores diesel, desenvolvido em linguagem *MATLAB*®. O modelo compreende a simulação dos processos do motor Diesel 4 tempos, sendo que primeiramente é executado a análise da fase fechada do ciclo, fase a qual as válvulas de admissão e escape estão completamente fechadas e posteriormente a fase aberta, fase na qual ao menos uma das válvulas de admissão ou escape esta aberta.

Cada processo do motor diesel, nomeadamente, compressão de ar e da fração de gases residuais seguida do atraso de ignição, combustão, expansão, cruzamento de válvulas e admissão, é analisado em detalhes, e a cada processo é associado um conjunto de equações diferenciais que modelam a transferência de calor, a combustão, a taxa de variação da pressão, a taxa de variação da temperatura no cilindro e o trabalho na fronteira do volume de controle entre o gás e o êmbolo.

Neste modelo todas as propriedades termodinâmicas, entalpia, energia interna, volume específico, razão de calores específicos variam com o tempo e são calculados levando em conta as equações polinomiais desenvolvidas por MCBRIDE *et al.* (1973).

1.2.1 Objetivos específicos

Tem-se também como objetivo específico nessa dissertação o desenvolvimento de um algoritmo robusto para simulação do período de cruzamento de válvulas e a influência desse período nos parâmetros de desempenho final do motor. Além disso, o modelo permite adiantar ou atrasar a abertura e fechamento tanto da válvula de escape como de admissão.

Como o modelo é parametrizado, diversas modificações podem ser feitas, permitindo ao término do processo de simulação analisar diversos parâmetros de desempenho do motor e compará-los com os dados da literatura. Por utilizar uma linguagem de programação muito comum nos cursos de graduação, objetiva-se também com esse trabalho, a possibilidade do aproveitamento deste programa em aulas didáticas e consequentemente a possibilidade de melhoria e incremento do mesmo por outros alunos e pesquisadores.

1.3 Organização do trabalho

No capítulo 2 é apresentada a revisão bibliográfica utilizada neste trabalho. Procurou-se dar ênfase nos temas mais relevantes para simulação, como a busca de um modelo para o cálculo das propriedades termodinâmicas, para o atraso de ignição, para modelamento da combustão e análise dos mecanismos de transferência de calor. Por fim, foram investigados os processos de admissão e escape nos motores Diesel, além de desenvolver o equacionamento para o escoamento através das válvulas e o cálculo da área geométrica mínima das válvulas.

No capítulo 3 é apresentado o balanço de energia para o volume de controle (cilindro). Foi desenvolvido o conjunto de equações diferenciais para o caso base (sem cruzamento de válvulas) e para o caso com cruzamento de válvulas. Comentou-se também sobre o procedimento de simulação e convergência global, além de apresentar a estrutura lógica de programação. Os dados técnicos e operacionais do motor e as condições iniciais de simulação também são apresentados.

No capítulo 4 é apresentada toda a análise de resultados e discussões acerca dos resultados encontrados. Os principais gráficos do motor, como o diagrama pressão *versus* volume, os diagramas de temperatura do cilindro e as curvas de fluxo mássico nas válvulas foram apresentados. Estudou-se a influência da variação do ponto de injeção e do cruzamento de válvulas sobre os parâmetros de desempenho. As formulações para o cálculo dos parâmetros de desempenho são descritas também nesse capítulo.

No capítulo 5 é apresentada a conclusão e os comentários gerais sobre os resultados encontrados. Como resultado e experiência obtidos no decorrer do desenvolvimento deste trabalho, é colocado um tópico de sugestões para trabalhos futuros.

2 REVISÃO DA LITERATURA

2.1 Prólogo

Atualmente nos deparamos com numerosas pesquisas na área de motores de combustão interna e como fruto de tais pesquisas, numerosos também são os softwares de simulação que foram e que estão constantemente em desenvolvimento e aperfeiçoamento, quer seja na área de motores Diesel ou ciclo Otto. Países como EUA, Alemanha, Itália, França, Inglaterra, Japão e mais recente Coreia do Sul, Índia e China ainda continuam apresentando forte *know-how* nas pesquisas de desenvolvimento de Motores de Combustão Interna, tanto em abordagens experimental como simulação computacional.

Os livros publicados por TAYLOR (1968, 1988), HEYWOOD (1988), BENSON e WHITEHOUSE (1979), FERGUSON (1986, 2001) ainda continuam norteando os rumos daqueles pesquisadores que estão em processo de iniciação com a pesquisa científica em motores de combustão interna. No Brasil a partir de meados dos anos 80 até as datas atuais bons trabalhos foram desenvolvidos como os apresentados por GALLO (1990), BECERRA (1996), VELÁSQUEZ ALEGRE (1993), BARROS (2003), BAETA (2006), BRUNETTI (2012), MELO (2007, 2012) entre outros.

2.2 Propriedades termodinâmicas e composição do fluido de trabalho em um motor Diesel.

Como abordado por GALLO (1990) um dos maiores problemas para simulação de motores de combustão interna consiste na determinação das propriedades termodinâmicas e da composição química do fluido de trabalho a cada instante. Quanto à determinação das propriedades termodinâmicas algumas hipóteses a priori devem ser levadas em conta no modelo de simulação, quais as substâncias a considerar, se será adotado equilíbrio químico ou não, se

será considerada a dissociação em altas temperaturas e se será considerado um modelo para cinética química dos produtos.

Um trabalho abrangente foi desenvolvido por PATTERSON (1962) onde o mesmo considera 10 espécies químicas no modelo de simulação de um motor de ignição por centelha. GALLO (1990) em seu trabalho considera 13 espécies, FERGUSON (1986,2001) sugere em seu livro texto um modelo para o cálculo de 10 produtos, ao passo que RAKOPOULOS *et al.* (1994) desenvolveu um algoritmo em linguagem FORTRAN capaz de calcular 11 espécies no equilíbrio químico. BUENO (2003) considerou 16 espécies nos produtos da combustão e um estudo bastante detalhado sobre os mecanismos de formação de cada espécie é explorado.

BOSCH NETO (2012) ao desenvolver um trabalho específico para previsão de formação de poluentes em motores ciclo-otto levando em conta o acoplamento das equações de equilíbrio químico com cinética química considerou a formação de 21 espécies químicas nos produtos da combustão. Ao utilizar o acoplamento do equilíbrio químico com a cinética química, pode-se prever maiores quantidades de espécies químicas e com um tempo computacional reduzido, calculando assim de forma mais precisa e robusta a emissão de poluentes.

Nos dias atuais os computadores possuem melhores e mais sofisticados recursos de processamento, permitindo assim, simular os motores com um maior número de espécies químicas nos produtos da combustão, acoplando modelos de equilíbrio e cinética química, não demandando alto tempo computacional, como reportado em BOSCH NETO (2012). Em PATTERSON (1962), esse tipo de simulação poderia se tornar um empecilho, pois os computadores da época eram dotados de baixos recursos de processamento e ainda estavam em fase de desenvolvimento. Percebe-se assim que à medida que os computadores têm evoluído, mais sofisticados tem se tornado os modelos de combustão e de predição da formação de poluentes.

A escolha referente ao número de espécies químicas a ser considerada no modelo está relacionada diretamente com o nível de sofisticação do modelo, com o tempo computacional e também com os objetivos propostos em cada trabalho. Geralmente em estudos de formação de

poluentes, onde se envolve o modelo de cinética química para prever dissociação em altas temperaturas, deve-se levar em conta uma maior quantidade de espécies para se prever, por exemplo, a formação de óxidos de nitrogênio, utilizando para isso os modelos acoplados (cinética química com equilíbrio químico).

De uma forma geral o ar que é admitido pelos MCI - ICO, durante a fase aberta, pode ser modelado levando em consideração o modelo de gás ideal. O ar atmosférico consiste basicamente (% em volume) de: 78,03% Nitrogênio, 20,99% Oxigênio, 0,94% Argônio, 0,01% Hidrogênio e 0,03% Dióxido de Carbono (LRIVIKIN *apud* ALEKSANDROV *et al.* 2005).

Para estudos simplificados de combustão, o ar seco atmosférico é comumente modelado como (HEYWOOD, 1988): Ar seco: (% em volume) 78,09% N_2 e 20,95% O_2 , com massa molar $= 0,02896431986 \frac{kg}{mol}$, um arredondamento ainda pode ser feito e o ar seco sendo composto de: 79% N_2 e 21% O_2 , com massa molar $= 0,029 \frac{kg}{mol}$. A parcela de argônio, dióxido de carbono e hidrogênio comumente encontrados no ar atmosférico são agrupados junto com o nitrogênio e assume-se que os mesmos têm as mesmas propriedades termodinâmicas do nitrogênio (PATTERSON, 1962).

Para estudos mais refinados (equilíbrio químico, formação de poluentes) é necessário considerar a umidade do ar, a presença de argônio, dióxido de carbono e a presença de inertes junto à mistura de reagentes. Além disso, deve-se considerar a parcela referente aos gases residuais do ciclo de combustão anterior. Estudos mais detalhados podem ser encontrados nos trabalhos de PATTERSON (1962) que utilizou ar seco, e GALLO (1990) que utilizou a influência da umidade presente no ar.

2.3 Processo de Combustão

A combustão consiste em um processo de reação química onde as moléculas dos reagentes são quebradas e os átomos e elétrons são reorganizados para formar os produtos da combustão,

durante esse processo ocorre uma rápida oxidação dos constituintes do combustível resultando em liberação de energia à medida que são formados os produtos da combustão. O motor de combustão interna por sua vez, através do processo de expansão dos gases, é capaz de converter essa energia interna em trabalho útil, transmitido durante a fase de expansão por meio do movimento do sistema: êmbolo, biela e eixo de manivela.

2.3.1 Combustão completa e combustão incompleta.

Na prática motores diesel operam com misturas pobres (ar em excesso $\lambda > 1$) (CHALLEN e BARANESCU, 1999; SOUZA JUNIOR, 2009). O coeficiente de ar teórico (λ) independente do combustível e da base (molar ou mássica) e é calculada pela equação (2.1), onde “A” representa a massa de ar e “C” representa a massa de combustível.

$$\lambda = \frac{(A/C)_{real}}{(A/C)_{esteq.}} \quad (2.1)$$

Normalmente, livros em literatura de língua inglesa, a exemplo de SONNTAG *et al.* (1998, pág. 525) e HEYWOOD (1988) costumam representar a razão de equivalência através da letra grega ϕ equação (2.2).

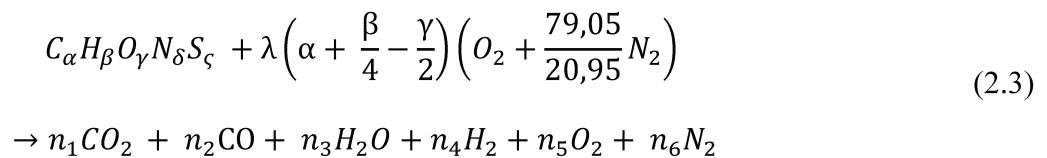
$$\phi = \frac{(C/A)_{real}}{(C/A)_{esteq.}} \quad (2.2)$$

De fato $\phi = 1/\lambda$. Quando o valor de λ é inferior à unidade, dizemos que a mistura tem quantidade de ar insuficiente, valores de λ igual à unidade indicam que a combustão é estequiométrica.

Em um modelo de combustão para motores diesel, SOUZA JUNIOR (2009) levou em conta a formação de 6 produtos na combustão CO_2 , H_2O , N_2 , O_2 e CO , além de incluir o monóxido de nitrogênio (NO). O NO representa mais de 90 % de todo NO_x produzido durante a combustão em motores diesel (MOREIRA, 2000 *apud* SOUZA JUNIOR, 2009).

Neste trabalho iremos considerar a formação de 4 produtos da combustão. Quando o motor operar com mistura pobre é calculada a formação de CO_2 , H_2O , N_2 e O_2 . Se o usuário informar valores de ϕ superiores a unidade é calculada também a formação de CO e H_2 . Essa metodologia é explorada em FERGUSON (1986), FERGUSON e KIRKPATRIK (2001) e STONE (1999).

Empregando-se a equação generalizada (equação (2.3)) e considerando que em muitos processos de combustão os produtos deixam o sistema de exaustão com temperaturas na faixa de 1500 K e que para essa faixa de temperatura, as taxas de reações de formação e dissociação de OH, O, NO, H e H_2 são relativamente baixas, e a composição dos produtos não irá transformar muito com o resfriamento. Neste trabalho será utilizado um combustível do tipo: $C_\alpha H_\beta O_\gamma N_\delta S_\zeta$ que se trata de um combustível arbitrário, cuja combustão com ar seco pode ser representada pela equação (2.3). A presença do enxofre na fórmula do combustível aparece a título informativo e não será considerada durante o balanço de átomos do combustível.



Onde os coeficientes n_1, n_2, n_3, n_4, n_5 e n_6 são os números de moles de cada produto, por mol de combustível e representam a conservação das espécies químicas (MORAN e SHAPIRO, 2009). Os balanços para o Carbono (C), Hidrogênio (H), Oxigênio (O) e Nitrogênio (N) seguem respectivamente os seguintes conjuntos de equações (2.4), (2.5), (2.6) e (2.7):

$$\alpha = n_1 + n_2 \quad (2.4)$$

$$\beta = 2n_3 + 2n_4 \quad (2.5)$$

$$\gamma + \lambda \left(\alpha + \frac{\beta}{4} - \frac{\gamma}{2} \right) 2 = 2n_1 + n_2 + n_3 + 2n_5 \quad (2.6)$$

$$\delta + \lambda \left(\alpha + \frac{\beta}{4} - \frac{\gamma}{2} \right) 2 * \frac{79}{21} = 2n_6 \quad (2.7)$$

Sendo assim, temos 6 variáveis e apenas 4 equações, portanto para resolver o sistema necessita-se de mais duas equações. Uma simplificação conveniente consiste em admitir que não existe oxigênio nos produtos de uma combustão rica, e a não existência de hidrogênio ou monóxido de carbono em uma combustão pobre. Para todos os tipos de misturas, as seguintes considerações podem ser feitas e aplicadas na equação (2.3):

$$n_5 = 0 \quad (\lambda < 1 \text{ ou } \phi > 1) \quad (2.8)$$

$$n_2 = n_4 = 0 \quad (\lambda > 1 \text{ ou } \phi < 1) \quad (2.9)$$

$$n_2 = n_4 = n_5 = 0 \quad (\lambda = \phi = 1) \quad (2.10)$$

Para misturas ricas uma outra equação envolvendo a formação do vapor de água, equação (2.11) é aplicada junto com a equação (2.12), onde o K_p representa a constante de equilíbrio químico da equação (2.11), os termos no numerador representam os produtos, enquanto os termos no denominador representam os reagentes .



$$K_p = \frac{n_2 n_3}{n_1 n_4} \quad (2.12)$$

Solucionando (2.3) a (2.11) simultaneamente com (2.12) pode-se chegar aos resultados conforme apresentados na Tabela 2.1, sendo que para uma combustão rica a variável n_2 foi

inclusa, desta forma a equação (2.12) nos fornece uma equação de segundo grau com raízes reais e positivas do tipo:

$$n_2 = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a} \quad (2.13)$$

Tabela 2.1- Resumo dos produtos simplificados da combustão

Espécie	i	Pobre ($\lambda > 1$)	Rica ($\lambda > 1$)
CO ₂	1	α	$\alpha - n_2$
CO	2	0	n_2
H ₂ O	3	$\beta/2$	$\gamma + \lambda(\alpha + \beta/4 - \gamma/2)2 - 2\alpha + n_2$
H ₂	4	0	$\beta/2 - \gamma - \lambda(\alpha + \beta/4 - \gamma/2)2 + 2\alpha + n_2$
O ₂	5	$(\lambda - 1)(\alpha + \beta/4 - \gamma/2)$	0
N ₂	6	$\lambda(\alpha + \beta/4 - \gamma/2)79/21 + \delta/2$	$\lambda(\alpha + \beta/4 - \gamma/2)79/21 + \delta/2$

Fonte: Adaptado de STONE (1999)

Onde:

$$a = K_p - 1 \quad (2.14)$$

$$b = (-3K_p + 2\lambda K_p - 2\lambda + 2)\alpha + (-K_p + \lambda K_p - \lambda)\frac{\beta}{2} + (1 - \lambda)(K_p - 1)\gamma \quad (2.15)$$

$$c = \alpha K_p (1 - \lambda)(2\alpha + \frac{\beta}{2} - \lambda) \quad (2.16)$$

A solução da equação (2.14) por sua vez requer o conhecimento da constante de equilíbrio químico que pode ser obtida via tabelas em TABACZYNSKI *et al.* (1976), MACBRIDE *et al.* (1973), STONE (1999) ou FERGUSON (1986). Em MORAN e SHAPIRO (2009) tabela A-27 é possível encontrar alguns valores de $\log_{10}K_p$ para uma faixa de temperatura entre 298 K e 3500 K.

Para resultados mais realísticos de combustão, a temperatura é encontrada através da solução de dois conjuntos de equações não lineares, assim como satisfazer as condições de Balanço de Energia (a energia interna e a entalpia são funções não lineares da temperatura para as altas temperaturas de combustão encontradas na combustão) e Equilíbrio (o equilíbrio da composição química é uma função não linear altamente dependente da temperatura).

Duas abordagens alternativas são comumente usadas no cálculo do equilíbrio de combustão:

- a) Solução usando a formulação de constante de equilíbrio químico e
- b) Minimização da energia livre de Gibbs;

As duas abordagens em a) e b) apresentam-se de forma equivalente para uma mistura de gases ideais, desde que a definição da equação de reação de equilíbrio seja conforme equação (2.17):

$$\ln K_p(T) = -\frac{\Delta G^0}{\bar{R}T} \quad (2.17)$$

Um programa bastante abrangente foi desenvolvido em linguagem FORTRAN IV para cálculo de equilíbrio químico e publicado pela NASA por meio do trabalho desenvolvido por GORDON e MCBRIDE (1971,1976) e MACBRIDE *et al.* (1973).

Um programa de natureza mais simples foi desenvolvido por OLIKARA e BORMAN (1975) *apud* STONE (1999) considerando 12 espécies nos produtos e trabalha com unidades Inglesas. FERGUSON (1986) adotou uma abordagem de cálculo de equilíbrio químico semelhante à OLIKARA e BORMAN (1975). Destacam-se também os trabalhos de RAKOPOULOS *et al.* (1994), VELÁSQUEZ ALEGRE (1993) e GALLO (1990), todos fontes confiáveis para entendimento e análise de combustão envolvendo equilíbrio químico de espécies,

acompanhado também de uma abrangente análise de segunda lei da termodinâmica dos processos de motores de combustão interna.

BOSCH NETO (2012) apresentou uma nova contribuição, no sentido de trabalhar com um modelo acoplado para solução das equações envolvendo combustão. O mesmo propôs o acoplamento do equilíbrio químico com a cinética química e ao comparar com os dados experimentais de emissões de poluentes feitas em MELO (2012), obteve bons resultados no cálculo dos produtos de combustão e na predição da fração de cada espécie. O modelo prevê a formação de 21 espécies químicas como produtos da combustão.

Considerando o tempo disponível para realização deste trabalho e levando em conta os objetivos específicos aqui propostos, não será considerada aqui formação de mais produtos da combustão, a não serem aqueles apresentados para uma reação completa com excesso de oxigênio, o que, para estudos apenas energéticos, torna-se uma boa aproximação. Não se pretende neste trabalho avaliar as emissões de poluentes.

ALKIDAS (1987) em seu conhecido trabalho sobre a investigação da liberação de calor na combustão e medidas de luminosidade de combustão em motores diesel optou por considerar os produtos da combustão em equilíbrio químico, calculando assim as propriedades termodinâmicas do produtos da combustão em função da pressão, temperatura e da razão de equivalência. O mesmo não presta argumentos extras sobre essa consideração.

Analisando gases de exaustão de motores Diesel, FANICK e MERRITT (2008) mostraram a partir de dados experimentais apurados de uma variada gama de motores Diesel (mais precisamente, *Light-Duty Diesel*) e para uma variada gama de condições em teste (FTP 75 e US06), que após a combustão, os principais componentes encontrados nos gases de exaustão em motores diesel são N_2 , CO_2 , H_2O e O_2 , representando assim mais de 99% da mistura de exaustão, as frações remanescentes são compostas normalmente por THC's, CO, NO_x e material particulado. Uma argumentação de mesma natureza pode ser encontrada em SCHREINER (2010) *apud* BRITO LOPES (2012), onde são informados os valores comuns encontrados em gases de

escape de motores diesel sem pós-tratamento são (porcentagem em peso): 75,2% N_2 , 2,6% H_2O , 15% O_2 , 7,1% CO_2 e 0,09% poluentes (CO , NO_x , HC e material particulado).

Em um modelo termodinâmico para simulação de MCI-ICO, ASSANIS *et al.* (1985), assumiram que a mistura gasosa comporta-se como um gás ideal e condições de equilíbrio termodinâmico foram consideradas, com isso pode-se expressar a entalpia e a densidade da mistura de ar e dos produtos da combustão, como :

$$h = h(T, \rho, \phi) \quad (2.18)$$

$$\rho = \rho(T, p, \phi) \quad (2.19)$$

O procedimento do cálculo de propriedades termodinâmicas para temperatura de mistura no interior do cilindro abaixo de 1000 K foram desenvolvidas por ASSANIS *et al.*, (1985), onde os mesmo levam em conta que misturas abaixo dessa temperatura podem ser consideradas homogêneas e compostas de gases ideais não reagentes. Para temperaturas acima de 1000 K, os mesmos levaram em conta a dissociação química.

GALLO (1990) utiliza-se da hipótese que a mistura de gases dentro da câmara de combustão se comporte com um gás ideal, baseando-se nos trabalhos de ZACHARIAS (1967), que tratou basicamente de uma análise da equação de estado de Beattie-Bridgeman com expansão virial até a ordem 4. Zacharias concluiu que para pressões dentro da câmara de combustão de até 100 atm e temperatura de 2500 K, a equação dos gases ideais é aplicável gerando erros na faixa de +/- 2% para cálculos de entropia e +/- 4% para cálculo da entalpia.

Após simulações preliminares deste presente trabalho não se encontraram pressões e nem temperaturas superiores àquelas abrangidas pela pesquisa de ZACHARIAS (1967). Neste sentido, adotar-se-á a hipótese de gases ideais.

Neste momento cabe avaliarmos os recentes avanços em projetos de motores de combustão interna, principalmente os motores Diesel, onde é possível atingir pressões na faixa de 140 – 200 bar com temperaturas de frente de chama algumas vezes superiores a 3500K.

A discussão a ser apresentada aqui diz respeito principalmente às simulações envolvendo motores Diesel 2T para aplicação em navios, principalmente os motores mais modernos. Sustentando a argumentação de que são comuns pressões na faixa de 140 – 200 bar em motores de navio, é possível encontrar no trabalho de FERREIRA (2012) valores de pico de pressão em plena carga de aproximadamente 170 bar. Esse trabalho trata da simulação fenomenológica de motores de navio de porte médio da marinha portuguesa, onde os dados da função de Wiebe foram ajustados com dados experimentais.

O mesmo ainda cita o trabalho de LARBI e BESSROUR (2010) *apud* FERREIRA (2010) onde picos de até 200 bar de pressão no interior do cilindro foram registrados em testes experimentais de motores marítimos grandes e semi-rápidos. Ambos os trabalhos trazem informações confiáveis e curvas experimentais de motores marítimos, além de analisarem as emissões de poluentes, principalmente o SO_x (óxidos de enxofre)

Em um trabalho recente publicado por KAARIO *et al.* (2010) os mesmos investigaram motores diesel operando com pressões de até 300 bar, e neste aspecto os erros no cálculo da pressão utilizando a lei dos gases ideais chega a mais de 10% daqueles obtidos experimentalmente. Deve-se ficar claro que essas altas pressões, somente são possíveis com motores com alta taxa de compressão e com curta duração de combustão.

Ao comparar os dados de pressão obtidos em modelos 1-D e 3-D com aqueles observados na prática, os mesmos concluíram que esse erro de 10 % é muito grande e pode influenciar muito durante a fase de projeto dos componentes do motor, principalmente o projeto do *blowby* e dos fenômenos de transferência de calor.

KAARIO *et al.* (2010) sugerem a utilização de uma formulação baseada em gases reais, sendo que os mesmos utilizaram as formulações de Peng e Robinson (1976) e Redlich e Kwong (1949), que se tratam de equações cúbicas de estado. O modelo aqui desenvolvido está flexível o suficiente, do ponto de vista da programação, a fim de que para trabalhos futuros onde o foco seja a simulação de motores Diesel de navio 2T (por exemplo) que essa equação seja implementada sem gerar grandes modificações no programa principal, necessitando apenas da implementação das equações de estado cúbico na forma diferencial. Para o cálculo dos fatores de co-volume e do parâmetro de interação molecular, sugere-se adotar um modelo para mistura de gases baseando-se no clássico modelo de mistura de van der Waals (BARRAGÁN-AROCHE, 2004; BARBOSA, 2012).

O cálculo das propriedades termodinâmicas de misturas gasosas em motores de combustão interna durante a fase fechada, ou seja, o período no qual as válvulas de admissão e as válvulas de escape encontram-se fechadas podem ser obtidas partindo do conhecimento da pressão inicial, temperatura inicial, volume e da razão de equivalência do ar/combustível, considerando como volume de controle um cilindro sistema fechado, que necessariamente engloba as fases de compressão, combustão e expansão, até o início da abertura da válvula de escape.

O ar que deixa o coletor de admissão e os gases que deixam o coletor de escape em direção ao cilindro no escoamento reverso durante a fase aberta pode ser modelado também como gases ideais, e suas propriedades são calculadas levando em conta a pressão e a temperatura do coletor, assume-se também que não há variação espacial nas propriedades em nenhum instante de tempo, ou seja, as propriedades são constantes em qualquer seção do coletor de admissão ou escape (ASSANIS *et al.*, 1985).

2.3.2 Mistura de Gases

Ao trabalhar com mistura de gases, BENSON e WHITEHOUSE (1979) sugerem a hipótese de que a mistura de gases como um todo obedece à equação dos gases ideais. Além disso, as

seguintes leis serão válidas em todos os procedimentos envolvidos no cálculo das propriedades termodinâmicas desse trabalho:

a) A pressão total da mistura, é a soma da pressão parcial de cada componente, ou seja, a pressão que este exerceria se sozinho ocupasse todo o volume da mistura à mesma temperatura.

b) A energia interna e entalpia da mistura são respectivamente iguais à soma ponderada das energias interna e entalpias de cada componente à mesma temperatura da mistura.

Se temos, por exemplo, uma mistura de gases, onde ‘i’ representa cada espécie química e J representa a quantidade total de espécies químicas na mistura à temperatura T e volume V, definimos a massa total da mistura conforme equação (2.20):

Tabela 2.2 – Espécies químicas dos produtos da combustão

Espécie	i
CO ₂	1
H ₂ O	2
N ₂	3
O ₂	4
CO	5
H ₂	6

$$m = \sum_{i=1}^J m_i \quad (2.20)$$

A fração mássica de cada espécie x_i é definida conforme equação (2.21), a soma de todas as frações mássicas é representado pela equação (2.22)

$$x_i = \frac{m_i}{m} \quad (2.21)$$

$$1 = \sum_{i=1}^J x_i \quad (2.22)$$

A pressão parcial é calculada a partir da definição da Lei experimental de Dalton, onde a soma das pressões parciais de cada substância de uma mistura de gases não reagentes, é igual à soma da pressão individual de cada gás equação (2.23):

$$p_i = x_i * p \quad (2.23)$$

Segue-se então que para a mistura a pressão total é:

$$p = \sum_{i=1}^J p_i \quad (2.24)$$

A energia interna da mistura pode ser representada pela equação (2.26) sendo que a energia interna de cada espécie é calculada conforme equação (2.25):

$$U = \sum_{i=1}^J m_i u_i \quad (2.25)$$

$$u = \sum_{i=1}^J x_i u_i \quad (2.26)$$

A entalpia para mistura é expressa conforme equação (2.28) e a entalpia de cada espécie equação (2.27):

$$H = \sum_{i=1}^J m_i h_i \quad (2.27)$$

$$h = \sum_{i=1}^J x_i h_i \quad (2.28)$$

O número total de moles ainda pode ser expresso conforme equação (2.29), e a fração molar conforme equação (2.30), o peso molecular total da mistura é representado pela equação (2.31).

$$N = \sum_{i=1}^J N_i \quad (2.29)$$

$$y_i = \frac{N_i}{N} \quad (2.30)$$

$$M = \sum_{i=1}^J y_i M_i \quad (2.31)$$

O cálculo de entalpia e da energia interna em base molar pode ser feito conforme equações (2.32) e (2.33), deve-se observar que as letras maiúsculas indicam propriedades extensivas, ao passo que letras minúsculas indicam propriedades intensivas:

$$U = \sum_{i=1}^J N_i \bar{u}_i \quad (2.32)$$

$$H = \sum_{i=1}^J N_i \bar{h}_i \quad (2.33)$$

2.3.3 Metodologia para cálculo das propriedades termodinâmicas de cada substância: determinação do calor específico e entalpia

Diversos são os trabalhos que utilizam o c_p variando com a temperatura como por exemplo ASSANIS *et al.* (1985) , GALLO (1990), PATTERSON (1962). No cálculo de propriedades termodinâmicas três informações são fundamentais para início do cálculo das propriedades, o calor específico a pressão constante, a entalpia de formação e a entropia de formação nas CNTP (25 ° C a uma atmosfera de pressão) que são as propriedades primitivas de cada substância consideradas no modelo de combustão (GALLO, 1990).

A energia química de uma dada substância pura definida a 25°C e 1 atm é definida como entalpia de formação, para o óleo diesel será empregado os valores disponíveis em STULL, WESTRUM e SINK *apud* FERGUSON (1986). GALLO (1990) calculou a energia livre de Gibbs de formação para cada substância a partir da reação de formação dessa substância, por método recorrencial a partir da definição de energia livre de Gibbs, onde substâncias compostas por um único tipo de átomo possuem valor nulo.

Em todos os trabalhos verificados os procedimentos de determinação da entalpia e do calor específico partem da interpolação dos valores de entalpia e calor específico disponíveis na tabela da NIST-JANAF e consequente é transformado em uma equação polinomial, os erros provindos desse procedimento podem ser mais bem detalhados em GALLO (1990) e PATTERSON (1962). Os mesmos informam que o erro encontrado nos cálculos das propriedades de algumas espécies químicas chega ser inferior a 0,6 % quando comparado ao valor tabelado, esse é o erro originado no próprio processo de interpolação.

A Figura 2.1 mostra como é variação da entalpia do CO_2 e H_2O em função da temperatura, nota-se que a curva de H_2O é mais íngreme que CO_2 , isso se deve ao fato do vapor de água possuir maior calor específico. O calor específico à pressão constante varia com a temperatura conforme ilustrado na Figura 2.2.

Normalmente as expressões polinomiais para cálculo das propriedades termodinâmicas, apresentadas nos trabalhos de GALLO (1990) e PATTERSON (1962) apresentam semelhanças aos de FERGUNSON (2001) e HEYWOOD (1988). O que difere, são os coeficientes a_i que pode estar relacionado com o método matemático que cada pesquisador escolheu para gerar o polinômio a partir da tabela da JANAF. A JANAF trata-se de uma publicação onde estão disponíveis dados termodinâmicos de elementos e substâncias químicas, produtos de combustão e muitos poluentes que foram compilados e publicados pela *National Bureau of Standards*.

Neste trabalho serão adotados os coeficientes a_i disponíveis em FERGUSON e KIRKPATRIK (2001) e GORDON e MCBRIDE (1971, 1976), descritos na Tabela 2.3, Tabela 2.4 e Tabela 2.5. As equações (2.34) e (2.35) serão também empregadas para cálculo do calor específico e entalpia, as equações (2.36) e (2.37) podem ser empregadas para o cálculo da entropia da mistura, vale dizer que o calculo da entropia é feito levando em conta a pressão parcial de cada espécie, o que de certa forma é bastante diferente do cálculo da energia interna e entalpia que pode ser feito levando em conta a pressão total da mistura.

$$\frac{c_p(i)}{R} = \frac{\bar{c}_p(i)}{\bar{R}} = a_1 + a_2T + a_3T^2 + a_4T^3 + a_5T^4 \quad (2.34)$$

$$\frac{h}{RT} = a_1 + \frac{a_2}{2}T + \frac{a_3}{3}T^2 + \frac{a_4}{4}T^3 + \frac{a_5}{5}T^4 + \frac{a_6}{T} \quad (2.35)$$

$$s_i^\circ = \int_{T_{ref}}^T c_p \frac{dT}{T} \quad (2.36)$$

$$s = -R \ln \left(\frac{p}{p_0} \right) + \sum_{i=1}^J y_i (s_i^\circ - R \ln y_i) \quad (2.37)$$

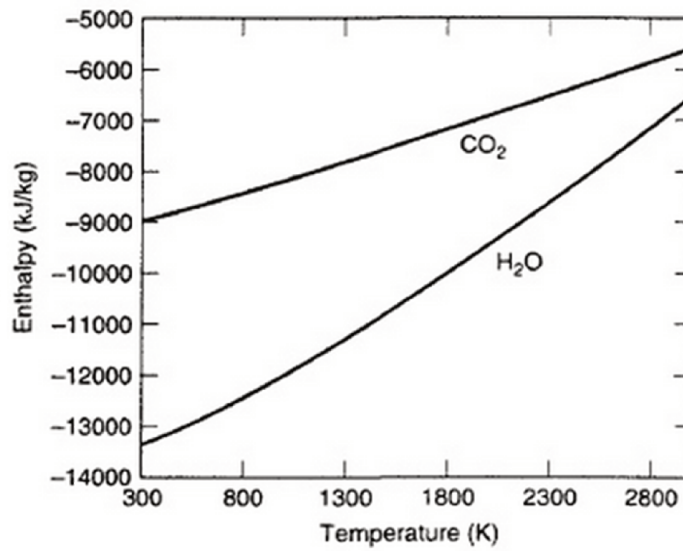


Figura 2.1 - Entalpia *versus* Temperatura para CO_2 e H_2O .
Fonte: FERGUNSON (2001)

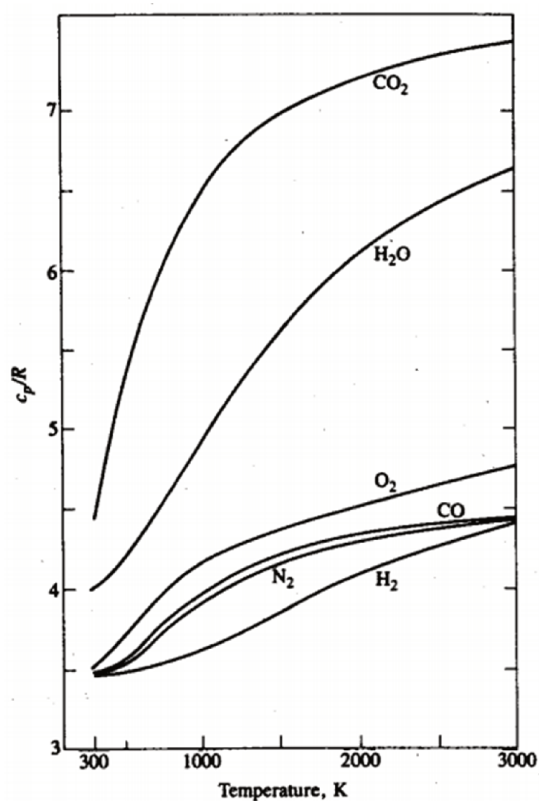


Figura 2.2 – Variação do calor específico a pressão constante *versus* temperatura.
Fonte: HEYWOOD (1988)

Tabela 2.3- Valores de entalpia e entropia de formação usando as constantes de Gordon e McBride comparadas com a tabela da JANAF.

Espécie	Gordon e McBride		JANAF	
	h°_f (kJ/kmol)	s° (kJ/kmolK)	h°_f (kJ/kmol)	s° (kJ/kmolK)
CO ₂	-393 500	213,697	-393 520	213,69
H ₂ O	-241 817	188,708	-241 810	188,72
N ₂	-0,3	191,502	0	191,50
O ₂	-0,4	205,037	0	205,04
CO	-110 526	197,533	-110 530	197,54
H ₂	3,0	130,580	0	130,57

Fonte: BUTTSWORTH (2002)

Tabela 2.4- Coeficientes polinomiais para cálculo do calor específico e entalpia
para $300 < T < 1000$ K

Espécie	ai1	ai2	ai3	ai4	ai5	ai6	a7
CO2	0,24007797E+ 01	0,87350957E- 02	-0,66070878E- 05	0,20021861E- 08	0,63274039E- 15	-0,48377527E+ 05	0,96951457E+ 01
H2O	0,40701275E+ 01	-0,11084499E- 02	0,41521180E- 05	-0,29637404E- 08	0,80702103E- 12	-0,30279722E+ 05	-0,2270046E+ 00
N2	0,36748261E+ 01	-0,12081500E- 02	0,23240102E- 05	-0,63217559E- 09	-0,22577253E- 12	-0,10611588E+ 04	0,23580424E+ 01
O2	0,36255985E+ 01	-0,18782184E- 02	0,70554544E- 05	-0,67635137E- 08	0,21555993E- 11	-0,10475226E+ 04	0,43052778E+ 01
CO	0,37100928E+ 01	-0,16190964E- 02	0,36923594E- 05	-0,20319674E- 08	0,23953344E- 12	-0,14356310E+ 05	0,2955535E+ 01
H2	0,30574451E+ 01	0,26765200E- 02	-0,58099162E- 05	0,55210391E- 08	-0,18122739E- 11	-0,98890474E+ 03	-0,22997056E+ 01

Fonte: GORDON e MCBRIDE (1971).

Tabela 2.5- Coeficientes polinomiais para cálculo do calor específico e entalpia
para $1000 < T < 5000$ K

Espécie	ai1	ai2	ai3	ai4	ai5	ai6	a7
CO2	0,44608041E+01	0,30981719E-02	-0,12392571E-05	0,22741325E-09	-0,15525954E-13	-0,48961442E+05	-0,98635982E+00
H2O	0,27167633E+01	0,29451374E-02	-0,80224374E-06	0,10226682E-09	-0,48472145E-14	-0,29905826E+05	0,66305671E+01
N2	0,28963194E+01	0,15154866E-02	-0,57235277E-06	0,99807393E-10	-0,65223555E-14	-0,90586184E+03	0,61615148E+01
O2	0,36219535E+01	0,73618264E-03	-0,19652228E-06	0,36201558E-10	-0,28945627E-14	-0,12019825E+04	0,36150960E+01
CO	0,29840696E+01	0,14891390E-02	-0,57899684E-06	0,10364577E-09	-0,69353550E-14	-0,14245228E+05	0,63479156E+01
H2	0,31001901E+01	0,51119464E-03	0,52644210E-07	-0,34909973E-10	0,36945345E-14	-0,87738042E+03	-0,19629421E+01

Fonte: GORDON e MCBRIDE (1971).

PATTERSON (1962) após analisar os valores de calores específicos para os produtos de combustão tabulados e disponíveis nos trabalhos de Hougen, Watson e Ragatz, percebeu que para faixas de temperaturas de $273 \sim 1500$ K era possível obter valores precisos para as propriedades termodinâmicas, mas esses valores tabulados não cobriam temperaturas mais elevadas, normalmente encontradas em motores de combustão interna.

No trabalho de Williams (1961) *apud* PATTERSON (1962) é possível verificar as equações de calor específico para um abrangente número de espécies químicas que compõe os produtos da combustão. Dois conjuntos de constantes são apresentados para cada substância, um conjunto para a faixa de temperaturas correspondente a $500 \sim 3000$ K, e outra faixa para $3000 \sim 6000$ K.

PATTERSON (1962) considerou em seu trabalho de simulação de motor ciclo – Otto, duas faixas de temperatura para cálculo do calor específico dos produtos da combustão, partindo dos dados disponíveis pela *American Petroleum Institute Report* (API) e a *National Buereau of Standards circular* (NBS), com esses dados tabelados o mesmo desenvolveu equações para a variação do calor específico em função da temperatura através do método dos mínimos quadrados. Os valores dos coeficientes a_i e b_i para cada espécie química estão disponíveis na Tabela 1 do trabalho de PATTERSON (1962), para o cálculo das propriedades do n-Octano Patterson recomenda a equação (2.38). As equações tem o seguinte formato:

$$C_p = a_0 + a_1T + a_2T^2 + a_3T^3$$

$$(T = 298,16 \sim 1500 \text{ K}) \quad (2.38)$$

$$C_p = b_0 + b_1T + b_2T^2 + b_3T^3$$

$$(T = 1500 \sim 3500 \text{ K}) \quad (2.39)$$

A partir de uma expressão polinomial-logarítmica desenvolvida por LANZAFAME *et al.* (2001) *apud* SOUZA JUNIOR (2009) e MELO (2007), obtiveram o calor específico para os produtos da combustão. Essa expressão pode ser utilizada para temperaturas superiores a 4000 K. Os valores dos coeficientes a_i para o óleo diesel estão tabelados no trabalho de SOUZA JUNIOR (2009).

$$c_p(T) = a_0 + a_1(\ln T) + a_2(\ln T)^2 + a_3(\ln T)^3 + a_4(\ln T)^4 + a_5(\ln T)^5 \quad (2.40)$$

2.3.4 Estudo de combustão Diesel

De uma forma geral os processos de combustão em motores diesel são complexos e envolvem os processos de distribuição de temperatura no *spray* de combustível, fatores em fluidodinâmica durante a aspiração de ar além dos diversos fatores físicos e químicos durante a fase de combustão. Por exemplo, a quantificação da concentração e distribuição de combustível geralmente envolve um processo do tipo bifásico no “*spray*”. Experimentalmente são processos difíceis de mensurar e matematicamente os modelos ainda são bastante restritos (NISHIDA *et al.*, 2008).

Diferentemente dos processos de combustão do ciclo de ar padrão, onde a combustão é substituída por um processo de adição de calor a pressão constante e tempo finito ou também a substituição por um processo de adição de calor a volume e pressão constante, onde as propriedades do fluido de trabalho são constantes, na prática, o que se vê é algo totalmente contrário, a combustão não ocorre nem a volume constante e nem a pressão constante (STONE, 1999), as propriedades termodinâmicas não são constantes e diversas reações químicas estão ocorrendo a todo instante seguida de transferência de calor e trabalho de fronteira (MYERS, 1985).

STONE (1999) chega a discutir que mesmo considerando os processos de fornecimento de calor a volume constante e depois a pressão constante, isso acrescenta apenas mais uma complicação extra, não trazendo resultados significantemente próximos da realidade. MYERS (1985) defende a ideia que esse modelo é uma boa representação apenas para os estudos termodinâmicos envolvendo motores, principalmente para análises energéticas.

Nas tratativas de modelos de combustão, dois métodos são discutidos por BENSON e WHITEHOUSE (1979) no que diz respeito à representação e cálculo dos processos de combustão. Para combustão a volume constante a energia interna absoluta dos reagentes (ar mais combustível) será igual à energia interna absoluta dos produtos da combustão mais a perda de calor pelas paredes. Em motores reais, o processo de combustão ocorre com pressão e volume variando e a energia interna absoluta dos reagentes é igual à energia interna absoluta dos produtos mais as perdas de calor e trabalho de movimento de fronteira por meio dos pistões nos motores alternativos.

O processo de combustão geralmente é expresso como um processo de “liberação de calor” (*heat release*), conforme Figura 2.3 onde é possível ver a curva de liberação de calor típica da operação de motores diesel e uma segunda curva (pressão constante) representa o ciclo idealizado. Para o cálculo do calor liberado na combustão leva-se em conta a massa de combustível injetada por ciclo o poder calorífico inferior (PCI) do combustível e a taxa de queima do combustível. O valor do calor liberado na combustão assume valores positivos, pois se trata de uma reação exotérmica.

Ao adotar modelos de combustão em função do PCI do combustível nos leva a uma melhor representação prática, onde a qualidade do combustível é normalmente cotada em termos de PCI e também do número de cetano, a liberação de calor é expressa em Joule ou Joule dividido por unidade de ângulo de eixo de manivela (J/AM).

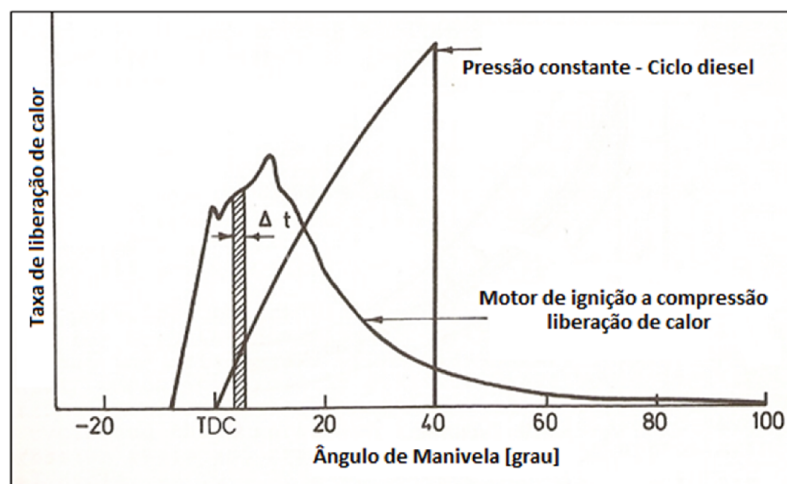


Figura 2.3 – Taxa de liberação de calor típica e ideal para Motores Diesel.
Fonte: BENSON e WHITEHOUSE (1979).

2.3.5 Processo de Injeção de Combustível Diesel

Nos processos de injeção de combustível envolvendo motores Diesel o comportamento do “*spray*”, como, a penetração do jato dentro da câmara de combustão, o ângulo de injeção dos

furos do bico injetor, a diferença de pressão e a distribuição temporal/espacial da concentração de combustível incluindo a atomização, a evaporação e mistura são de crucial importância para os processos subsequentes de combustão e exaustão de poluentes nos motores de injeção direta (NISHIDA *et al.*, 2008; MYERS, 1985).

Na Figura 2.4 podemos observar a influência do diâmetro do furo, da pressão de injeção e do tempo de injeção nos parâmetros de penetração e largura do *spray* (dados obtidos experimentalmente por NISHIDA *et al.* (2008)). Por meio da Figura 2.5 são definidas algumas características geométricas do *spray*. Ao se alcançar maiores pressões de injeção se tornam possível obter melhor atomização, maior penetração e melhor homogeneização da mistura combustível-ar.

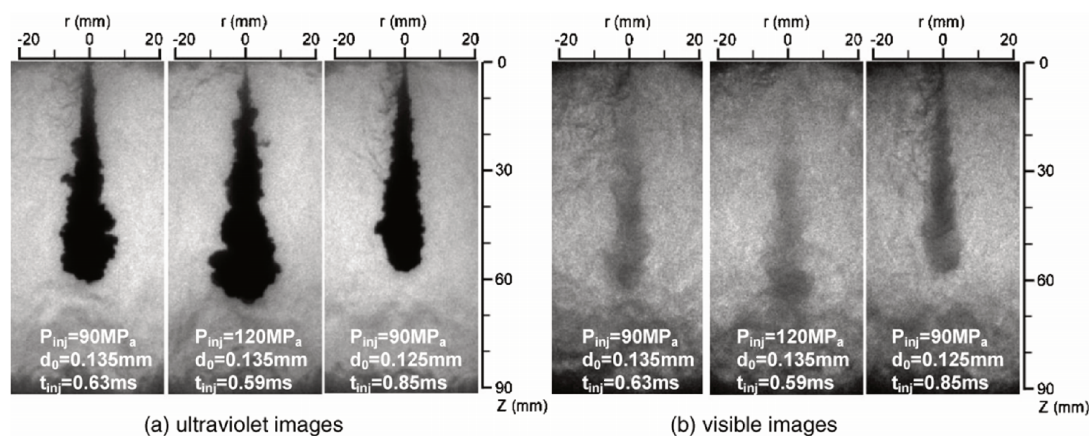


Figura 2.4 –Imagem de um *spray* de Diesel em cilindro a volume constante. Imagem ultra violeta e visível.

Fonte: NISHIDA *et al.* (2008).

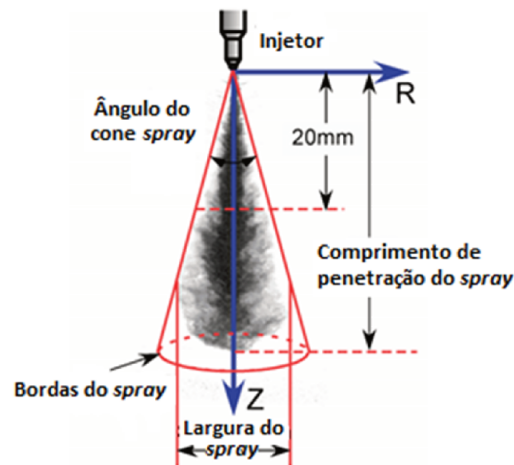


Figura 2.5 – Definição das propriedades do *Spray*.
Fonte: NISHIDA *et al* (2008).

Uma vez injetado na câmara de combustão, o combustível em estado líquido entra em contato com a massa de ar e gases residuais ora aquecidos pelo processo de compressão e nesse momento os componentes orgânicos do diesel são aquecidos e se evaporam. A auto ignição da mistura pode ocorrer em pontos aleatórios dentro do cilindro e é uma função fortemente ligada aos fatores de temperatura, pressão local e qualidade do combustível. TAYLOR (1968) argumenta que o processo de turbulência este fortemente relacionado com o processo de mistura dentro do cilindro, sendo uma variável que influência diretamente todo o processo de combustão.

2.3.6 Modelagem da Combustão

A modelagem da combustão em motores diesel pode ser dividida em quatro fases, contadas a partir do início da injeção de combustível (BENSON e WHITEHOUSE, 1979). Sendo os seguintes estágios deduzidos a partir do estudo do diagrama de pressão do cilindro Figura 2.6:

- I. Atraso de Ignição;
- II. Combustão incontrolável rápida (rápido aumento de pressão dentro do cilindro);

- III. Uma taxa menor de combustão seguida de um aumento moderado da pressão do cilindro;
- IV. Taxa muito baixa de combustão (por vezes referido como a cauda de combustão, ocorrendo abaixo do curso de expansão do motor).

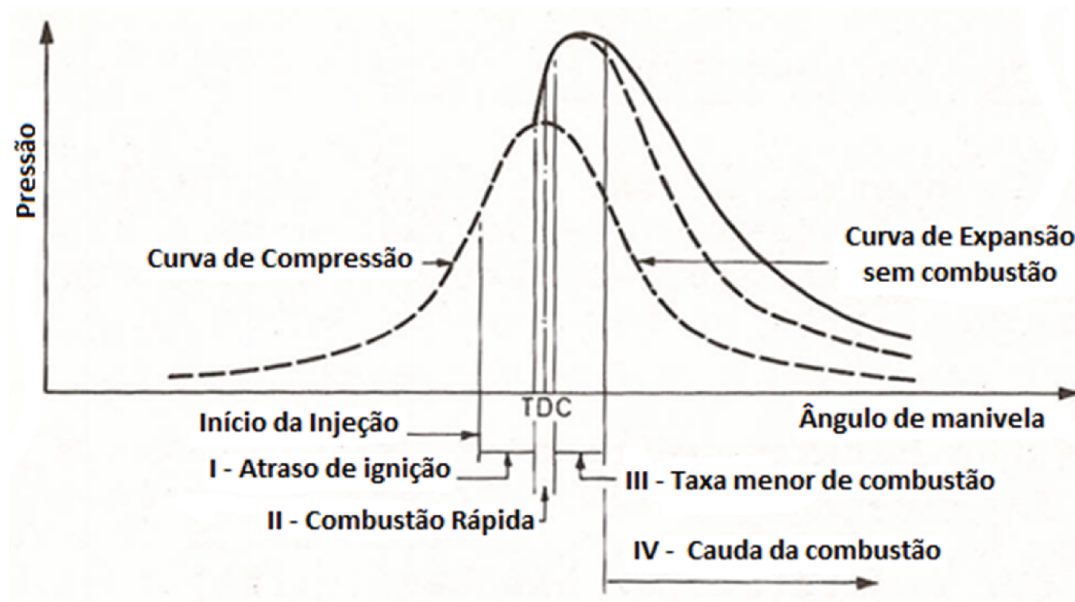


Figura 2.6 – Estágios da combustão em motores Diesel.
 Fonte BENSON e WHITEHOUSE (1979).

A sequência de eventos durante a compressão, combustão e do processo de expansão de um motor diesel naturalmente aspirado pode ser analisado também por meio da Figura 2.7. Após a injeção de combustível, durante o período de atraso de ignição, a pressão do cilindro eleva-se apenas devido a compressão dos gases, seguida de um elevado pico de pressão ocorrido devido a um alto pico de liberação de energia (fase de pré-mistura) da combustão e novamente outro pico com menor liberação de calor indicando o decaimento da taxa de liberação de calor e consequente diminuição da pressão no cilindro, essa curva de liberação de energia (quarto gráfico da Figura 2.7) com dois picos bem característicos é característica típica de motores a diesel.

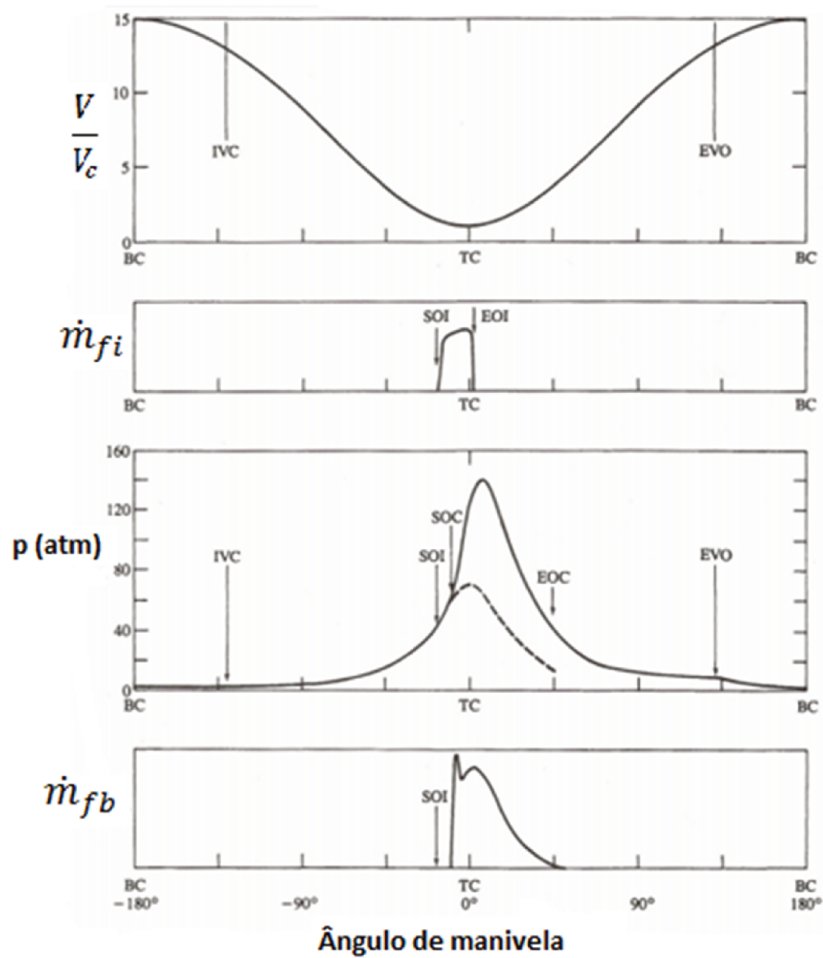


Figura 2.7 – Operação típica de um motor Diesel aspirado.
Fonte: HEYWOOD (1988).

2.3.6.1 Processo de evolução da queima de combustível

A função de Wiebe vem sendo utilizada de forma exaustiva para modelagem da liberação de calor em motores Otto e Diesel por mais de meio século e pode ser encontrada facilmente em livros textos de engenharia de motores ou publicações na área de motores. Neste trabalho também utilizar-se-á uma função dupla de Wiebe, a qual irá modelar a fração de massa de combustível queimado e a taxa de liberação de calor pela combustão.

WIEBE (1962) *apud* GHojEL (2010) apresentou um modelo baseado na cinética das reações em cadeia para modelagem da fração de combustível queimado durante a fase da combustão. Contudo, apenas a função de Wiebe simples é insuficiente para representar os dois pontos de máximo durante a fase de liberação de calor nos motores diesel, necessitando assim de uma modificação, conforme aquela proposta WATSON *et al.* (1980) e MIYAMOTO *et al.* (1985) *apud* GHojEL (2010) e representada conforme a equação (2.41). A Figura 2.8 representa a aproximação de uma combustão real utilizando uma dupla função de Wiebe.

$$\chi(\theta) = 1 - \left(x_p \cdot e^{-a \left(\frac{\theta - \theta_{ic}}{\Delta\theta_p} \right)^{m_p+1}} + x_d \cdot e^{-a \left(\frac{\theta - \theta_{ic}}{\Delta\theta_d} \right)^{m_d+1}} \right) \quad (2.41)$$

Onde:

x_p : fração de combustível queimado na fase da combustão pré-misturada (combustão rápida);
 x_d : fração de combustível queimado na fase da combustão difusiva (combustão controlada);
 θ_{ic} : ângulo de início da combustão;
 $\Delta\theta_p$: duração da combustão pré-misturada;
 $\Delta\theta_d$: duração da combustão difusiva;
 m_p : fator de forma da função para a fase da combustão pré-misturada;
 m_d : fator de forma da função para a fase da combustão difusiva;
 a : parâmetro de eficiência da combustão.

A soma da parcela de pré-mistura (x_p) mais a parcela difusiva (x_d) é igual a um.

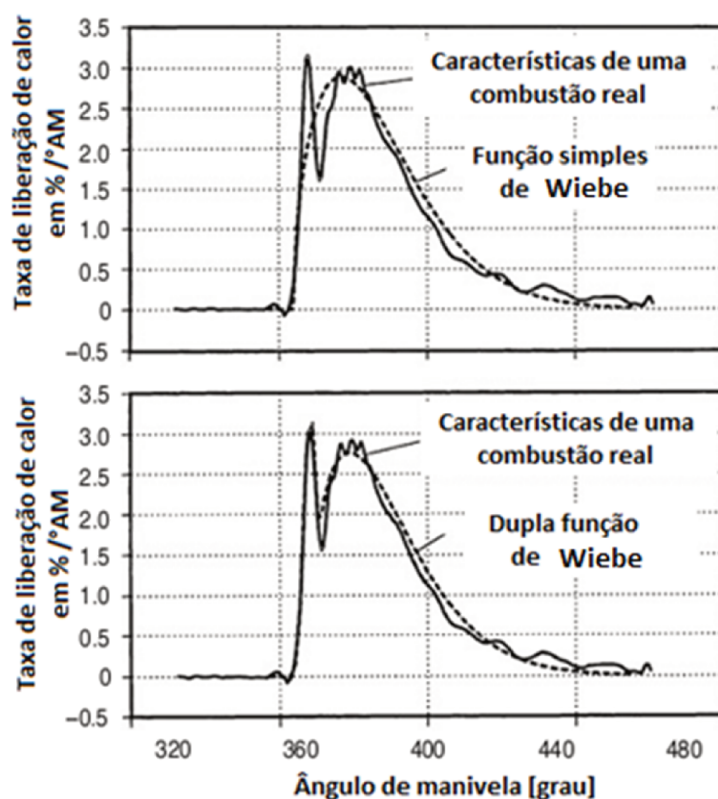


Figura 2.8 – Aproximação de uma combustão real utilizando uma dupla função de Wiebe.
 Fonte: MOLLENHAUER (2010).

2.3.7 A temperatura dos gases durante a combustão

A temperatura equivalente do processo de combustão Diesel pode ser calculada considerando os modelos de uma zona e modelos de duas zonas de combustão. Os modelos de uma zona são modelos mais simples e consideram que toda massa de ar mais a massa de combustível comportam-se como uma mistura homogênea e queima a uma mesma temperatura, o que de fato não é uma verdade, gradientes de temperatura e fatores como a vaporização e atomização de combustível são ignorados nesse tipo de modelo, a mistura é completamente heterogênea. Além disso, o cálculo da temperatura pelo modelo é obtido por meio do conhecimento da pressão e da massa dos componentes dentro do cilindro.

Devido à mistura ser heterogênea, a queima pode ocorrer em regiões onde existem grandes quantidades de oxigênio, outras regiões ricas em combustível, regiões onde o combustível experimenta o processo de mudança de fase do tipo líquido-vapor, regiões de mistura de ar com gases residuais, regiões onde já ocorreu combustão e regiões que de forma aleatória ainda irão passar por processo de combustão.

Os modelos de duas zonas consideram a temperatura da mistura dividida em duas partes, uma frente de gases queimados e uma frente de mistura não queimada, à medida que a mistura é queimada a temperatura dos gases no cilindro é calculada por meio de uma média entre a temperatura dos gases queimados com a temperatura de gases não queimados, esse tipo de hipótese é bastante adotada em modelos para simulação de motores Otto e geralmente esta vinculado a um modelo de queima com frente de chama esférica associado a modelos simplificados para cálculo da velocidade de chama turbulenta.

Outra forma de modelar a combustão nos motores diesel consiste também em considerar se é um motor de injeção direta, ou de injeção indireta, sendo que para o segundo caso o combustível é inicialmente injetado numa pré-câmara de combustão que por sua vez é conectada por meio de um orifício com a câmara principalmente, requisitando assim de dois sistemas de equações diferenciais, uma para a pré-câmara e outro para a câmara principal. A simulação de motor Diesel com pré-câmara foi objeto de investigação em WATSON (1980).

TAYLOR (1968, 1988) argumenta que embora os modelos termodinâmicos para as reações químicas durante a combustão tanto no motor Otto como Diesel sejam semelhantes, os aspectos físicos dos dois processos de combustão são bastante diferentes, carecendo assim de uma investigação diferente, principalmente ao fato de motores diesel possuírem o controle de carga por meio da injeção de diesel e a combustão ocorrer de forma espontânea.

Neste trabalho a temperatura dos gases na combustão é calculada considerando o modelo de uma zona e o motor utilizado é do tipo injeção direta, as propriedades termodinâmicas dos gases durante a combustão variam à medida que a massa de ar e combustível injetado é consumido de forma instantânea, sendo dependente apenas da temperatura.

Atualmente estão em processo de desenvolvimento os motores de carga homogênea (HCCI). Nesse tipo de motor o combustível é injetado muito cedo (muitos graus antes do êmbolo chegar ao PMS), com isso se tem tempo para uma melhor formação de mistura. Esta mistura muito pobre entra em ignição de forma simultânea em várias partes da câmara de combustão e a parcela de NO nos poluentes é bastante reduzida, pois não é comum aparecerem os picos de temperatura típicos dos motores diesel, e poucos são os pontos de formação de mistura rica, contribuindo assim para a redução do material particulado (MERKER *et al.*, 2006).

YAO *et al.* (2009) apresentam um abrangente estudo sobre os progressos e as recentes tendências para desenvolvimento dos motores HCCI. Entre os diversos argumentos sobre os desafios ainda a serem superados no desenvolvimento destes motores, podem-se citar os principais, controlar o início da combustão, controlar a formação de hidrocarboneto e CO, controlar o ruído da combustão em altas cargas, possibilitar a partida a frio. Os autores discutem em detalhes cada um dos entraves acima e indicam os caminhos mais prováveis a serem tomados no sentido de resolvê-los.

CHARALAMBIDES (2006) argumenta que os motores HCCI apesar de promissores, ainda não possuem ampla aplicação, devido principalmente a dois entraves de natureza tecnológica. Primeiramente devem-se resolver os problemas de falha de ignição (*misfire*) e segundo contornarem os problemas de detonação (*knocking*). O autor indica que trabalhar com um comando de válvulas variável, trabalhar o tempo de injeção e aumentar a temperatura do ar de admissão pode contribuir para atingir melhorias no quesito, redução do *knocking* e *misfire*. O autor testou também a influência da utilização de EGR e constatou que melhorias não foram encontradas no sentido de reduzir a autoignição quando utilizados níveis de EGR até 40%.

2.3.8 Atraso de Ignição

Corresponde ao intervalo de tempo entre início da injeção de combustível (levantamento da agulha do bico injetor) até o início da combustão (aumento elevado da pressão). O período onde a

o bico injetor libera as primeiras parcelas de massa de combustível em estado líquido até o momento no qual realmente se percebe o início do aumento de pressão devido à combustão pode ser dividido em duas fases: atraso físico onde as gotas se aquecem, evaporam e misturam com ar, e o atraso químico que corresponde às fases de chama fria (*cold flame phase*) e uma fase de chama azul (*blue flame phase*). De uma forma geral, essas fases são quase imperceptíveis, pois ambos os processos ocorrem de forma simultânea (HARDENBERG e HASE, 1979).

Neste trabalho o atraso de ignição será calculado conforme as equações (2.42), (2.43) e (2.44) propostas por HARDENBERG e HASE (1979). O atraso de ignição em motores Diesel naturalmente aspirado está na faixa de 1-2 milissegundos (CHALLEN E BARANESCU, 1999).

$$ID_p(^{\circ}AM) = (0,36 + 0,22 \cdot S_p) \cdot \exp \left[E_A \left(\frac{1}{\bar{R} \cdot T \cdot CR^{(n_c-1)}} - \frac{1}{17190} \right) + \left(\frac{21,2}{P \cdot CR^{(n_c)} - 12,4} \right)^{0,63} \right] \quad (2.42)$$

$$ID_p(ms) = \frac{ID_p(^{\circ}AM)}{0,006RPM} \quad (2.43)$$

Os valores de P (bar) e T (Kelvin) são os mesmos obtidos através de um processo politrópico de compressão, ambos obtidos no PMS se não houvesse a combustão. S_p corresponde à velocidade média do êmbolo expressa em m/s e rpm é a rotação do motor em revoluções por minuto, $\bar{R}$ é a constante universal dos gases em base molar, E_A é a energia de ativação aparente e é dada em $\frac{J}{mole}$, $n_c = 1,37$ é coeficiente politrópico para compressão, CR é a taxa de compressão geométrica do motor. Na equação (2.42) a energia de ativação pode ser calculada por:

$$E_A = \frac{618\,840}{CN + 25} \quad (2.44)$$

Onde CN é o número de cetano do combustível.

Deve-se tomar nota, pois a equação de atraso de ignição de HARDENBERG e HASE (1979) disponível em HEYWOOD (1988) e STONE (1999) possui um erro de digitação, esse erro consiste da substituição de um sinal de adição por um sinal de multiplicação dentro do colchete da equação (2.42).

Uma outra formulação para o atraso de ignição foi proposta por HIROYASU *et al.* (1978) equação (2.43).

$$\tau = A_{hy} p_{hy}^{B_{hy}} \phi^{C_{hy}} \exp\left(\frac{D_{hy}}{T}\right) \quad (2.45)$$

Onde:

τ : É o atraso de ignição em milissegundos

p_{hy} : É a pressão do cilindro em atm.

ϕ : Razão de equivalência

A_{hy} , B_{hy} , C_{hy} e D_{hy} : São parâmetros disponíveis na Tabela 2.6.

O parâmetro D_{hy} é a energia aparente de ativação da reação, a qual inclui fatores de atomização e evaporação de combustível. A relação entre condições de injeção e atraso de ignição estão contidos no fator A_{hy} . Os autores não discutem os fatores C_{hy} e B_{hy} .

Neste trabalho optou-se por utilizar a correlação de HARDENBERG e HASE (1979), pois a mesma permite, por exemplo, analisar a influência do número de cetano do combustível e a influência da rotação do motor no atraso de ignição por meio da velocidade média do pistão. Testou-se também a correlação de HIROYASU *et al.* (1978) e detectou-se que para o motor aqui simulado operando a uma rotação fixa de 1800 rpm essa correlação apresentou valores de atraso de ignição próximos aqueles calculados com a equação de Hardenberg e Hase, contudo a mesma não é capaz de reproduzir outros valores para o atraso de ignição quando alterada a rotação do motor e a taxa de compressão.

Tabela 2.6 – Valores para atraso de ignição

Combustível	A_{hy}	B_{hy}	C_{hy}	D_{hy}
Óleo leve	$2,76 \times 10^{-1}$	-1,23	-1,60	7 280
n-heptane	$7,48 \times 10^{-1}$	-1,44	-1,39	5 270
n-dodecane	$8,45 \times 10^{-1}$	-1,31	-2,02	4 350
n-hexadecane	$8,72 \times 10^{-1}$	-1,24	-2,10	4 050

Fonte: MATTAVI e AMANN (1980).

2.4 Mecanismos de transferência de calor em motores Diesel

De uma forma geral adotar as análises de transferência de calor unidimensional em regime permanente modificada passo a passo, com a área de transferência de calor variável e coeficiente de película variável, tem se apresentado suficientemente para muitos propósitos de simulação de motores, principalmente em modelos zero-dimensionais (HEYWOOD, 1988).

Os processos de transferência de calor em motores são complexos e uma série de considerações será feita conforme observações apresentadas por BENSON e WHITEHOUSE (1979), BORMAN e NISHIWAKI (1987) e FLYNN *et al.* (1972). De uma forma esquemática, a distribuição de temperatura e os fluxos de transferência de calor comumente encontrados nos motores de combustão interna são representados conforme Figura 2.9.

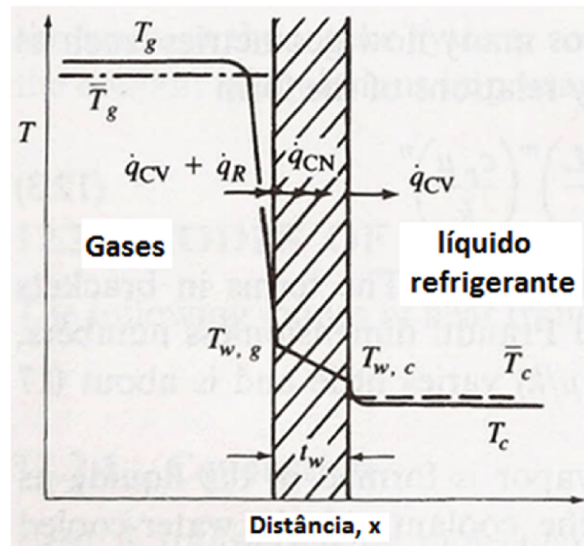


Figura 2.9 –Esquema de distribuição de temperatura e fluxo de calor através da câmara de combustão.

Fonte: HEYWOOD (1988).

De fato os diversos fatores geométricos da câmara de combustão, associado às variações espaciais e no tempo das propriedades do fluido e a troca de calor por radiação em meios participantes constituem um grande problema até mesmo para os softwares de simulação computacional fluidodinâmica em modelos tridimensionais.

Em motores de combustão interna, o fluxo de calor para as paredes do cilindro pode variar de 0 a 10 MW/m² e voltar à zero em menos de 10 milissegundos. Uma entre as diversas justificativas para estudar a importância da transferência de calor em motores, diz respeito ao fato que aproximadamente 14% da energia fornecida pelo combustível é perdida diretamente pela transferência de calor dos gases para as paredes, dessa percentagem algo em torno de 50 % é troca de calor com o êmbolo e 30 % através da parede do cilindro (BORMAN e NISHIWAKI (1987)).

Neste contexto da modelagem dos processos de transferência de calor STONE (1999) argumenta, por exemplo, que erros na determinação da transferência de calor em motores estão na ordem de 10 %, entretanto, esse valor representa algo em torno de 1% apenas na predição dos

parâmetros de *performance*. Estudos conduzidos por ANNAND (1986) também mostram valores nessa ordem de grandeza. Outros estudos, por exemplo, tentam entender a influência que a transferência de calor tem na formação de poluentes, porém esse é um assunto que não será explorado neste trabalho.

2.4.1 Mecanismos de transmissão de calor por convecção.

No gás predominam os processos de convecção forçada entre os gases no interior do cilindro, cabeçote, sede de válvulas, válvulas de admissão e escape, paredes do cilindro e topo do êmbolo. Está presente em todos os processos do motor, quer seja, a admissão, a compressão, a ignição e a expansão e normalmente é ocasionada pela própria natureza turbulenta do movimento de fluido dentro do cilindro dos motores Diesel, ou também no lado do líquido de arrefecimento e as paredes do cilindro, entre as paredes do êmbolo e o óleo de lubrificação/arrefecimento, convecção entre as partes externas do motor e o meio ambiente (HEYWWOD, 1988). O fluxo de calor por convecção em relação ao tempo pode ser representado conforme equação (2.46) que corresponde à lei de resfriamento de Newton.

$$\dot{q} = \xi A_t (T - T_w) \quad (2.46)$$

Onde ξ é o coeficiente de película ou coeficiente convectivo. A correlação adotada para a determinação do coeficiente de película segue aquela apresentada por HOHENBERG (1979) que se trata de uma modificação da correlação apresentada por WOSCHNI (1967). Está incluída no cálculo do coeficiente de película a parcela referente à transferência de calor por radiação. Onde S_p é a velocidade média do êmbolo e $k_{hoh} = 130$ é a constante de Hohenberg, contudo, esse valor pode ser ajustado para fins de simulação.

$$\xi(\theta) = k_{hoh} \cdot P^{0,8} V^{0-0,06} T^{-0,4} (S_p + 1,4)^{0,8} \quad (2.47)$$

Esta correlação foi utilizada por GALLO (1990) para simulação de motores ciclo Otto e muito recentemente por MENACER e BOUCHETARA (2013) para simulação de motores Diesel o que vem a comprovar a ampla utilização desta correlação.

Diversos estudos mostram que a temperatura da parede sofre pouca variação durante o ciclo completo de operação do motor (ANNAND *et al.* (1970-1971) e BORMAN e NISHIWAKI (1987)). Analisando a Figura 2.10 percebe-se claramente que a amplitude de variação da temperatura esta na faixa 5 °C. Essas medidas foram feitas considerando vários ciclos de funcionamento do motor. Neste trabalho considera-se a todo o momento que a temperatura da parede é constante.

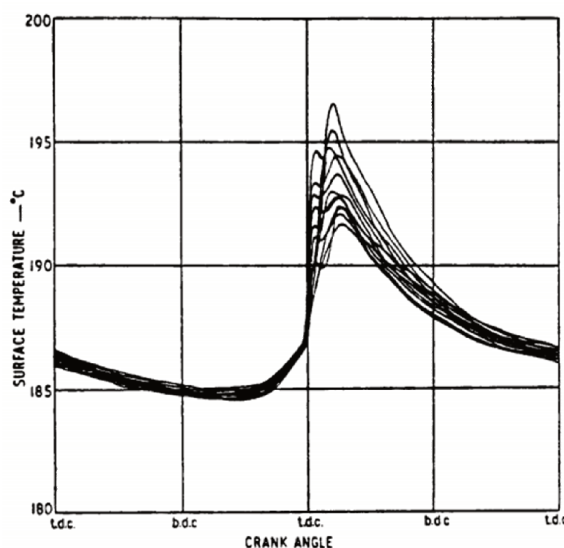


Figura 2.10 - Variação da Temperatura da parede para um motor Diesel.
Fonte: BORMAN e NISHIWAKI (1987), disponível também em ANNAND (1970-1971).

2.4.2 Mecanismos de transmissão de calor por radiação.

Os processos de transferência de calor por radiação acontecem devido aos processos de emissão e absorção de ondas eletromagnéticas, e em motores Diesel os efeitos da transferência de calor por radiação são mais perceptíveis quando os gases queimados dentro da câmara de combustão e na região de chama estão em altas temperaturas; as superfícies externas do motor

também estão constantemente trocando calor por radiação com o meio ambiente (ALKIDAS *et al.*, 1986; HEYWOOD, 1988).

Neste trabalho o cálculo da transferência de calor por radiação esta incorporado no modelo de simulação por meio do coeficiente de película da correlação de HOHENBERG (1979), essa escolha foi feita levando em conta o conjunto de análises sobre os modelos de transferências de calor feitas GALLO (1990).

ASSANIS *et al.* (1985) argumenta que em motores diesel a parcela referente a radiação é de grande importância no modelo, visto que a transferência de calor por radiação em motores diesel esta na faixa de 50 % da transferência total de calor. Nos trabalhos de OGURI e INABA (1972) os mesmos citam que na prática essa parcela pode representar até 75 % da parcela de calor trocado, principalmente em motores diesel de grande porte (motores na faixa de 91,60 cm de diâmetro de êmbolo).

Neste trabalho adotar-se-á a correlação de NISHIWAKI *et al.* (1979) para modelar as fases de admissão, exaustão e cruzamento de válvulas. Nessa correlação os efeitos de radiação esta de forma implícita no coeficiente de película. A equação (2.48) é utilizada para modelar o escape, enquanto equação (2.49) é utilizado para modelar a admissão, onde D é o diâmetro do cilindro em metros, S_p a velocidade média do êmbolo em metros por segundo, p a pressão dos gases em $\frac{N}{m^2}$ no cilindro e T a temperatura dos gases no cilindro em K. Dispondo-se de dados experimentais as constantes de 42,4 e 669 podem ser ajustadas.

$$\xi(\theta) = 42,2 \cdot D^{-0,422} S_p p^{0,578} T^{-0,131} \quad (2.48)$$

$$\xi(\theta) = 669 D^{-0,193} S_p p^{0,807} T^{-0,534} \quad (2.49)$$

2.5 Estudo dos processos de Admissão e Exaustão (Fase aberta)

Dentre os itens mais afetados pelos processos de abertura e fechamento de válvulas, ASMUS (1982) indica: potência de saída, torque a baixas rotações e o consumo de combustível em marcha lenta. A análise da fase aberta tem fundamental importância durante o modelamento dos motores de combustão interna, por se tratar do período onde se determina a fração de gases residuais, rendimento volumétrico e o trabalho de bombeamento (GALLO, 1990; WINTERBONE e PEARSON, 1999, 2000).

A Figura 2.11 trata-se de uma ilustração qualitativa e procura representar o processo de escoamento através de válvulas em motores (SHERMAN *et al.*, 1978) evidenciando todas as possibilidade de escoamento. Durante o processo de exaustão em um motor operando a baixa rotação é possível, por exemplo, surgir um escoamento reverso logo no início de abertura da válvula de escape. Durante o período de cruzamento de válvulas é manifestado o escoamento reverso em direção ao coletor de admissão e do coletor de escape em direção ao cilindro. Um escoamento reverso de carga de ar fresco do cilindro no final do processo de admissão também é praticamente inevitável, contribuindo para a redução da eficiência volumétrica do motor.

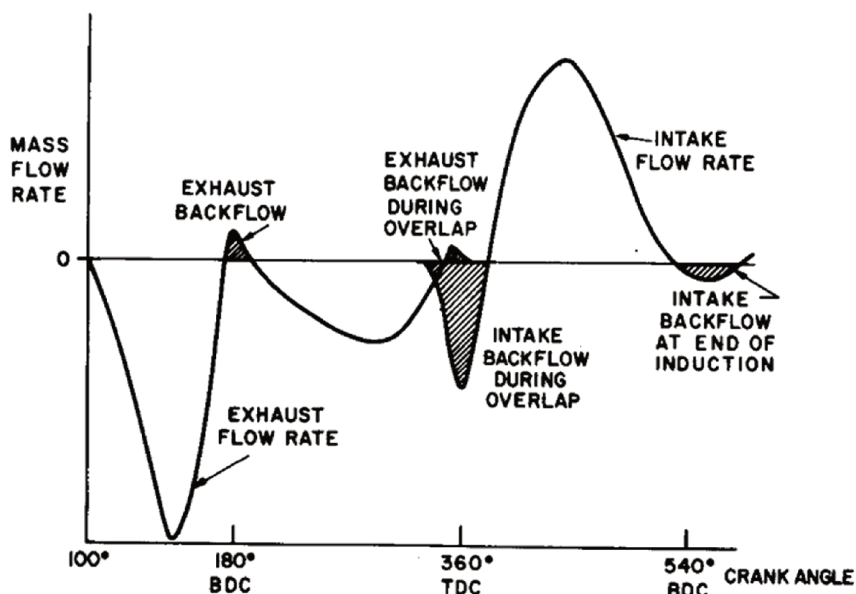


Figura 2.11 – Taxa mássica versus ângulo de manivelas para motor operando em cargas baixas
Fonte: SHERMAN *et al* (1978).

Os motores Diesel apresentam maiores eficiências volumétricas que os motores do ciclo-Otto. Isso se deve principalmente ao fato de que os motores Diesel não têm o controle de carga via estrangulamento de fluxo de ar e trabalham com altas taxas de compressão, além disso a alta fração de gases residuais e a presença de vapor de combustível nos coletores de admissão dos motores Otto contribuem para a penalização da eficiência volumétrica nesses motores quando comparado aos motores Diesel (WALLACE, 1954). Na Figura 2.12 é possível avaliar a diferença de eficiência volumétrica de um motor diesel e um motor Otto, sendo que a comparação é feita entre o motor Diesel de injeção indireta e um motor Otto seis cilindros, foi à velocidade média do êmbolo.

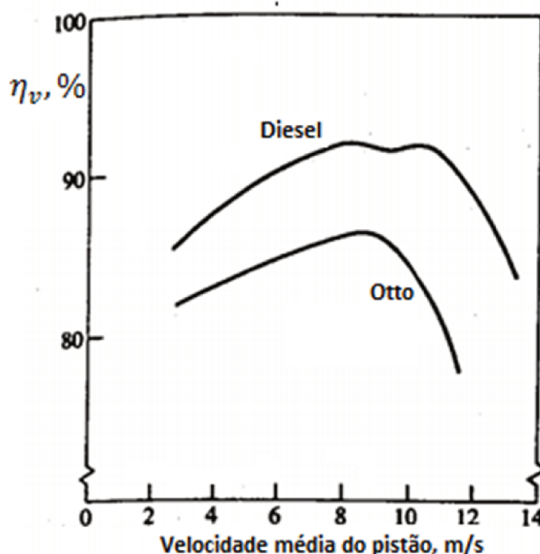


Figura 2.12 - Eficiência volumétrica x velocidade média de êmbolo para motor automotivo de quatro tempos de injeção indireta Diesel e um seis cilindros de ignição por centelha.

Fonte: HEYWOOD (1988).

2.5.1 Modelo para escoamento através das válvulas.

O modelamento matemático para elevação de válvulas, o escoamento através das válvulas e o cálculo da área mínima de escoamento seguirá a metodologia desenvolvida nos trabalhos de GALLO (1990), SHERMAN *et al.* (1978) e TSU (1949).

Nas Figura 2.13 e Figura 2.14, são apresentadas respectivamente, a influência da relação entre o diâmetro da válvula de escape e admissão na eficiência volumétrica (E_v) (motor operando em plena carga) e a capacidade de escoamento através da válvula de escape para motor Diesel. MYERS (1985) por meio da Figura 2.13, sugere que a válvula de escape seja maior que a válvula de admissão para os motores Diesel, uma vez que os motores Diesel apresentam altas taxas de compressão. Ao analisar a Figura 2.14 é possível observar que a redução da eficiência volumétrica em altas rotações esta associada ao aumento de trabalho de bombeamento requisitado para empurrar para fora do cilindro à carga de gases quando não ocorre o *blowdown*. A Figura 2.14 procura mostrar que ao adotar modelos computacionais (modelos termodinâmicos) para simular o escoamento através das válvulas é possível obter boa aproximação, quando comparado aos dados experimentais.

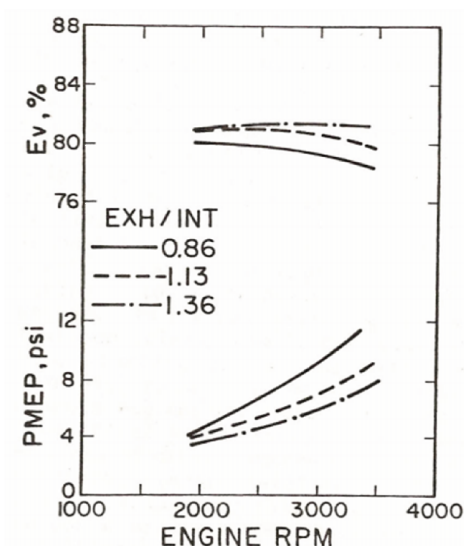


Figura 2.13 - Capacidade de fluxo da válvula de escape e eficiência volumétrica, motor Diesel em Plena carga.

Fonte: MYERS (1985).

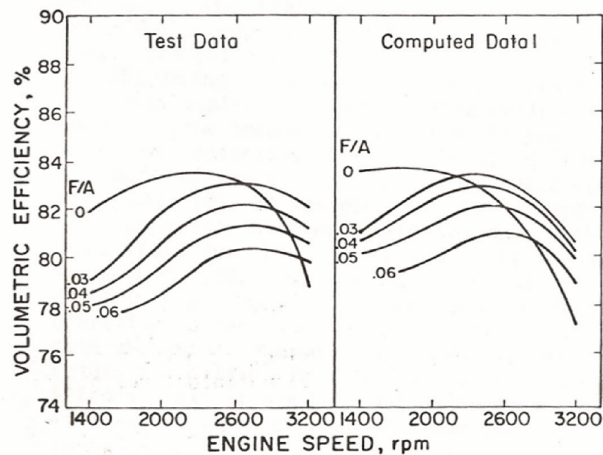


Figura 2.14 - Tendência na eficiência volumétrica em função da rotação e carga
Fonte: MYERS (1985).

ASMUS (1982) argumenta que os principais determinantes na eficiência volumétrica em altas rotações são: o tempo de abertura da válvula de admissão, o tempo de cruzamento de válvulas e o ângulo de abertura da válvula de escape tomando como referência os ângulos de abertura e fechamento em relação ao PMS.

A área de escoamento instantânea através das válvulas pode ser determinada a partir do conhecimento da elevação da válvula e das características geométricas da válvula e da sede de válvula (ASMUS, 1982). Para o cálculo do escoamento nas válvulas adota-se o regime quase-permanente, neste caso as equações para regime permanente são aplicadas e a hipótese de escoamento isentrópico modificada por um coeficiente de descarga C_d é utilizado conforme a equação (2.50) (GALLO, 1990).

Adotando o volume de controle entre as seções 1 e 2 em regime permanente, desprezando as variações de energia potencial e considerando o sistema adiabático, a aplicação da primeira lei da termodinâmica resulta na equação (2.51). Ao aplicarmos a equação de Bernoulli entre as seções 1 e 2 é possível obter a equação (2.54).

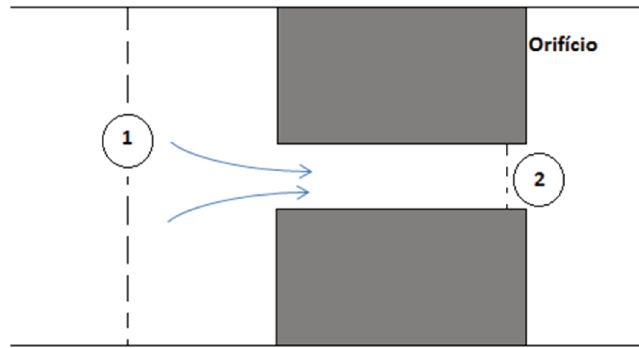


Figura 2.15 – Volume de controle para escoamento de gás ideal através de uma placa de orifício.

$$C_d = \frac{\dot{m}_{real}}{\dot{m}_{isoent.}} \quad (2.50)$$

$$\dot{m}_1 h_1 + \frac{V_1^2}{2} = \dot{m}_2 h_2 + \frac{V_2^2}{2} \quad (2.51)$$

Considerando que o fluido é um gás ideal e que o fluxo de massa deve ser o mesmo entre as seções 1 e 2, temos:

$$h_1 - h_2 = c_p(T_1 - T_2) \quad (2.52)$$

$$V_2 = \sqrt{2c_p(T_1 - T_2) + V_1^2} \quad (2.53)$$

$$\dot{m}_{isoent.} = \rho_1 A_1 V_1 = \rho_2 A_2 V_2 \quad (2.54)$$

A densidade na seção 2 equação (2.57) pode ser obtida a partir das seguintes relações de gases ideais equações (2.55) e (2.56).

$$\rho_1 = \frac{P_1}{RT_1} \quad (2.55)$$

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{P_2 T_1}{P_1 T_2} \quad (2.56)$$

$$\rho_2 = \frac{P_2 T_1}{P_1 T_2} \frac{P_1}{RT_1} \quad (2.57)$$

Conhecendo as relações representadas nas equações acima e aplicando as equações (2.58), (2.60) e (2.61), o fluxo de massa isentrópico pode ser representado por (2.62).

$$c_p - c_v = R \quad (2.58)$$

$$\frac{c_p}{c_v} = \psi \quad (2.59)$$

$$\frac{c_p}{R} = \frac{\psi - 1}{\psi} \quad (2.60)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\psi-1}{\psi}} \quad (2.61)$$

$$\dot{m}_{isoent.} = A_2 P_1 \left(\frac{2}{RT_1} \right)^{\frac{1}{2}} F_c \quad (2.62)$$

Onde

$$F_c = \sqrt{\left(\frac{\psi}{\psi - 1}\right) \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{2}{\psi}} - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\psi+1}{\psi}} \right]} \quad (2.63)$$

Considerando a definição do coeficiente de descarga, a massa que realmente atravessa a válvula é:

$$\dot{m} = C_d A_2 P_1 \left(\frac{2}{RT_1}\right)^{\frac{1}{2}} F_c \quad (2.64)$$

O efeito de compressibilidade dos gases está incluído no fator F_c . O coeficiente de descarga é função das dimensões do orifício, do formato e da rugosidade da superfície, vazão de massa, e das propriedades dos fluidos (densidade, tensão superficial e viscosidade) (HEYWOOD, 1988).

O escoamento na válvula de admissão geralmente é subsônico (Mach menor que 1) e pode ser calculado com a equação (2.63). No começo do processo de escape são alcançadas condições críticas quando a relação de pressões é menor que um valor crítico expresso pela equação (2.65), sendo assim a equação (2.66) passa a ser empregada para o cálculo do escoamento sônico (MACH igual a 1), nessa condição a vazão mássica atinge o valor máximo, além de ficar estrangulada independentemente da pressão à jusante (TSU, 1949; GALLO, 1990; GIANSETTI *et al.*, 2007) :

$$\frac{P_2}{P_1} \leq \left(\frac{2}{\psi + 1}\right)^{\frac{\psi}{(\psi-1)}} \quad (2.65)$$

$$F = \sqrt{\left(\frac{\psi}{\psi + 1}\right) \left(\frac{2}{\psi + 1}\right)^{\left(\frac{2}{\psi - 1}\right)}} \quad (2.66)$$

2.5.2 O coeficiente de descarga

Neste trabalho iremos adotar o coeficiente de descarga conforme desenvolvido no trabalho de GALLO (1990). A partir do estudo de KASTNER *et al.* (1963-1964), GALLO (1990) analisou as curvas de coeficientes de descarga para uma válvula padrão (Figura 2.19) e ajustou os pontos obtendo assim a equação (2.67). Os coeficientes da expressão polinomial estão reportados na Tabela 2.7.

KASTNER *et al.* (1963-1964) mostraram que o coeficiente de descarga é independente da relação de pressão e do tamanho da válvula e esta fortemente relacionado com elevação adimensional da válvula (Y/D_v). Deve-se observar que no gráfico original publicado por KASTNER *et al.* (1963-1964) há uma descontinuidade entre o valores Y/D_v entre 0 e 0,1, contudo o polinômio abaixo desenvolvido suaviza essa descontinuidade.

$$C_d = \sum_{i=1}^{11} z_{i-1} \left(\frac{Y}{D_v}\right)^{i-1} \quad (2.67)$$

Tabela 2.7: Coeficientes do polinômio para cálculo do coeficiente de descarga

Coeficiente	Valor dos Coeficientes
Z_0	0,9999876
Z_1	$7,633573 \times 10^{-1}$
Z_2	$-4,089484 \times 10^2$
Z_3	$1,885862 \times 10^4$
Z_4	$-4,016319 \times 10^5$
Z_5	$4,720187 \times 10^6$
Z_6	$-3,295265 \times 10^7$
Z_7	$1,401485 \times 10^8$
Z_8	$-3,567916 \times 10^8$
Z_9	$5,004000 \times 10^8$
Z_{10}	$-2,977371 \times 10^8$

Fonte: GALLO (1990)

BICEN *et al.* (1985) utilizaram de técnicas de medição do escoamento com sensores a laser e conseguiram obter dados mais acurados para preverem o perfil de escoamento e os campos de velocidade no escoamento em uma válvula de admissão. Nesse trabalho foi possível, por exemplo, avaliar o coeficiente de descarga (C_m) em uma situação de escoamento em regime transitório (Figura 2.16). Deve-se tomar nota que C_m representa a razão entre a área efetiva de escoamento na garganta (sendo que essa área efetiva é uma função das equações de energia e continuidade aplicadas a uma expansão isentrópica em um bocal) pela área mínima geométrica da válvula que pode ser descrita por três equações em função da elevação da válvula. Curiosamente para dois ensaios envolvendo as válvulas tipo III e tipo II reportados nesse trabalho, os valores de C_m foram superiores a unidade, os autores explicam que ao arbitrar que a pressão estática na garganta de um escoamento é igual à pressão a jusante da válvula, pode levar a valores de C_m maiores que a unidade.

O fato de não se conseguir prever exatamente a pressão do fluido na garganta leva a erros da ordem de 3% na predição dos coeficientes de descarga. Para o modelamento matemático os mesmos utilizaram a área geométrica mínima como área de referência. Mesmo utilizando uma técnica de medida experimental mais sofisticada, esse estudo não apresentou muita novidade na

determinação do coeficiente de descarga, quando comparados aos valores de C_d reportados em KASTNER *et al.* (1963-1964).

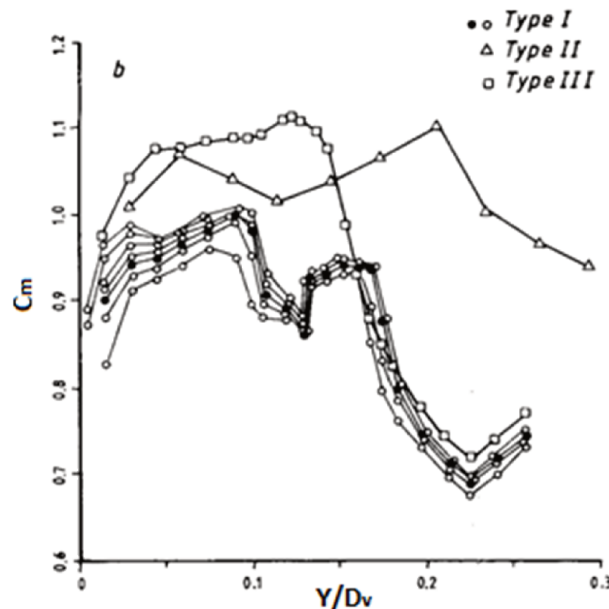


Figura 2.16 - Coeficientes de descarga baseado na área mínima de escoamento.
Fonte: BICEN *et al.* (1985)

SHERMAN *et al.* (1978) justificam que para o modelamento matemático de motores, adotar um coeficiente de descarga descrito por uma equação polinomial simples de grau um já é suficiente.

Em uma modelagem matemática de motores carburados cujo objetivo foi investigar a influência do processo transiente de escoamento e formação de mistura combustível/ar no carburador, AQUINO (1981) utilizou um coeficiente de descarga constante para modelagem de escoamento no carburador e para o escoamento na válvula de admissão, contudo, o mesmo não informa o valor exato para o C_d .

As Figura 2.17 Figura 2.18 mostram os gráficos para C_d conforme a equação proposta por SHERMAN *et al.* (1978) e GALLO (1990).

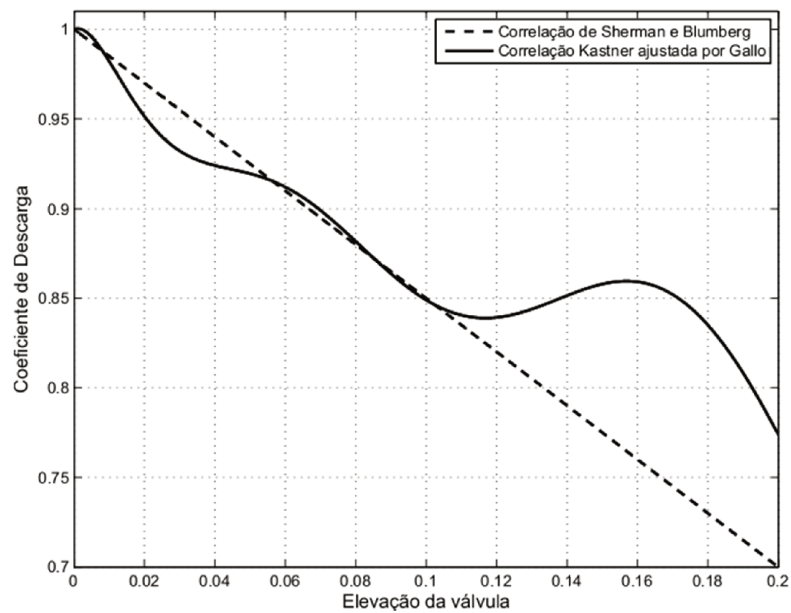


Figura 2.17 - Coeficientes de descarga em função da elevação adimensional admissão.

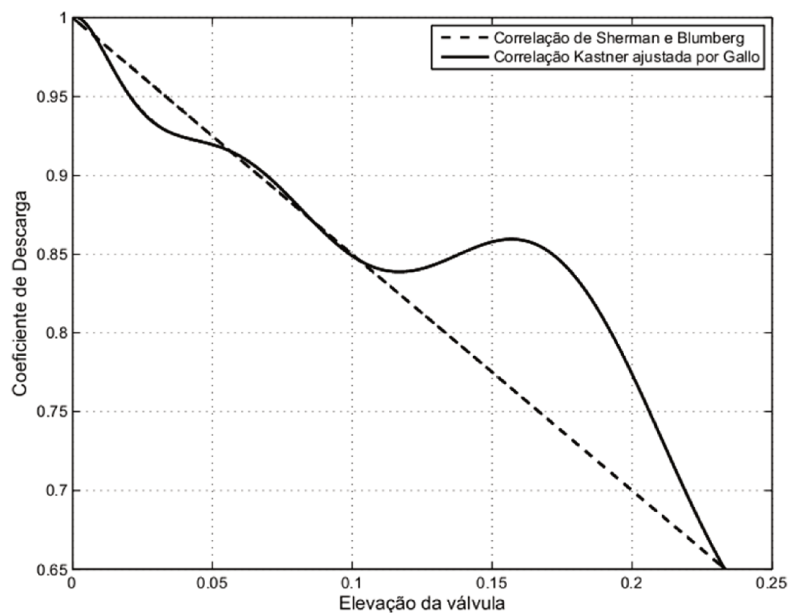


Figura 2.18 - Coeficientes de descarga em função da elevação adimensional escape.

A utilização das equações de fluxo isentrópico em um orifício associado ao uso de um coeficiente de descarga obtido experimentalmente para modelar o escoamento nas válvulas tem apresentado grande concordância quando comparado com dados experimentais. Uma boa

comprovação disso pode ser observada no trabalho de TABACZYNSKI *et al.* (1972) onde os mesmos confrontaram as curvas de um modelo matemático com os dados de escoamento obtidos em experimentos para uma ampla faixa de rotações de um motor ciclo otto, os erros no cálculo do fluxo de ar através das válvulas usando o modelo matemático são inferiores a 5% quando comparado com os dados de experimento. Isso apesar de que o autor utilizou um coeficiente de descarga constante no valor de 0,82 e razão entre calores específicos constante igual a 1,3.

Em geral as hipóteses adotadas para cálculo do escoamento em válvulas, partindo do desenvolvimento do escoamento isentrópico em um orifício e a sua correção via a adoção de um coeficiente de descarga experimental permite modelar de forma bastante razoável os escoamentos que acontecem na prática (LAFORGIA e FICARELLA, 1989).

2.5.3 Área de escoamento das válvulas de admissão e escape

As características geométricas das válvulas de admissão e escape aplicadas aos motores de combustão interna têm influência direta na eficiência volumétrica e nos diversos parâmetros de desempenho do motor como: torque, potência, eficiência térmica e trabalho de bombeamento.

Para o cálculo da área de escoamento através das válvulas será levado em conta o modelo proposto por GALLO (1990) cuja válvula padrão esta ilustrada na Figura 2.19, esse modelo de válvula é proposto no trabalho de KASTNER (1963-1964).

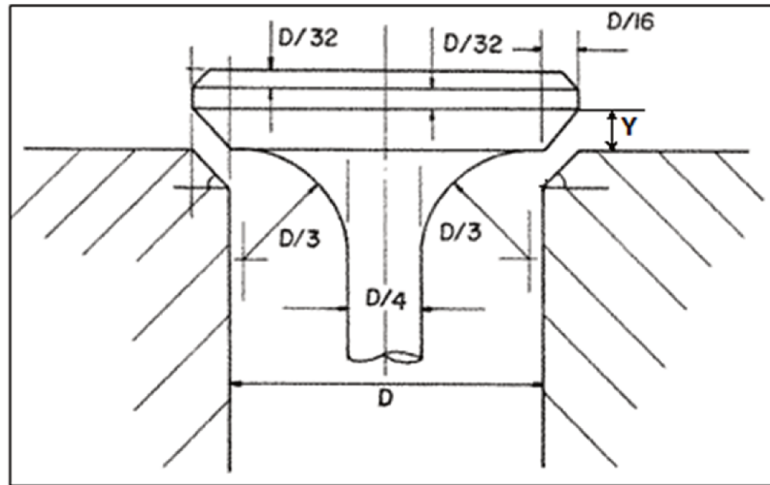


Figura 2.19 - Geometria de uma válvula padrão.
Fonte: GALLO (1990).

As equações para a área mínima de escoamento é calculada conforme os três casos apresentados abaixo:

Caso 1: Pequenas elevações da válvula ($0 < \frac{Y}{D} < 0,125$)

$$A_{es} = 2,121441Y(D + \frac{Y}{2}) \quad (2.68)$$

Caso 2: Elevações intermediárias da válvula ($0,125 < \frac{Y}{D} < 0,274$)

$$A_{es} = 3,337942D \left(Y^2 - \frac{YD}{8} + \frac{D^2}{128} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.69)$$

Caso 3: Grande elevação da válvula ($2,74049 < \frac{Y}{D} < \left(\frac{Y}{D} \right)_{máx}$)

$$A_{es} = 0,736311D^2 \quad (2.70)$$

As três equações acima são válidas apenas para o tipo de válvula indicado na Figura 2.19, mudando a geometria da válvula ou o ângulo da sede, deve-se desenvolver novas equações para o cálculo da área mínima.

A área geométrica mínima de escoamento ainda não corresponde à área real do escoamento. Para se conhecer a área real deveria levar em consideração fatores como a formação de camada limite, fenômenos de recirculação e *vena contracta*, o que de fato não é uma tarefa simples de se obter na prática. O fenômeno de *vena contracta* tem grande aplicação na medicina cardiológica, esse fenômeno corresponde ao estreitamento das linhas de corrente que o fluido sofre durante o escoamento em uma passagem com mudança súbita de área (HANLON, 1869; MCDONALD, 2005; KENYON, 2010).

WALLACE *et al.* (1952-1953, 1954) realizaram um estudo experimental associado a uma modelagem matemática que permitiu ampliar o entendimento sobre os escoamentos sobre condições subsônicas, sônicas e a modelagem da atuação da pressão pulsátil no sistema de escape em motores de combustão interna. Os autores apresentam detalhadas considerações sobre o fenômeno de *vena contracta* indicando valores experimentais e cálculo de área aproximado para escoamentos nessas condições. WALLACE *et al.* (1954) apresentam uma excelente análise experimental e numérica abordando a influência do escoamento pulsátil na exaustão de motores Diesel de 2-T.

O cálculo da elevação da válvula é feito utilizando o modelo parabólico reportado em GALLO (1990), contudo, novos modelos para elevação de válvulas podem ser facilmente obtidos, por exemplo, usando uma função exponencial, senoidal e atentando-se em manter os parâmetros de velocidade e aceleração do trem de válvulas dentro dos padrões típicos de operação, como, a razão de aceleração ser mantida na faixa de -0,3 a -40, como reportado nos trabalhos de MOHAMED (2012), GALLO (1990), ARMSTRONG (1959) e WALSHAW (1949).

Em COLE *et al.* (1952-1953) é possível encontrar uma abrangente análise sobre escoamento em válvulas e uma atenção especial é dada ao processo de exaustão. Os autores utilizaram desde as teorias mais simples sobre escoamento incompressível até teorias mais

avanzadas sobre escoamentos compressíveis para modelar e explicar o processo de escoamento em válvulas. Um estudo detalhado sobre o processo de *blowdown* também é proposto.

A geometria da válvula associado aos períodos de fechamento e abertura de válvulas apresentam forte influência nas emissões de poluentes, mas nesse trabalho não será explorado esse fato. O trabalho de KHAN *et al.* (1972) procura explorar em detalhes a formação de NO e CO em motores diesel de injeção direta influenciados pela questão do efeito *swirl* gerado pela geometria do cabeçote e do ângulo de sede de válvula. O trabalho de XIN (2008) investiga, por exemplo, a influência da abertura da válvula de admissão no controle das emissões de NO_x .

2.5.4 O escoamento em válvulas com cruzamento de válvulas

O período de cruzamento de válvulas representa o momento em que ambas as válvulas (admissão e escape) estão abertas. Neste período o sentido do escoamento de gases é complexo e a direção do mesmo esta basicamente relacionada com as diferenças de pressão do cilindro, do coletor de escape e do coletor de admissão e é fortemente influenciada pelas ondas de pressão nos coletores e pela geometria das válvulas.

O escoamento reverso (*backflow*) corresponde ao escoamento da carga de gases queimados do cilindro em direção ao coletor de admissão, quando a pressão do coletor de admissão é menor que a pressão dos gases no cilindro. O escoamento do coletor de escape em direção ao cilindro ocorre quando a pressão no coletor de escape é maior que a pressão do cilindro e normalmente acontece quando o motor opera em baixas rotações, este é o segundo tipo de escoamento reverso possível. O escoamento do coletor de admissão para dentro do cilindro e o escoamento do cilindro expulsando os gases para o coletor de escape será chamado aqui de escoamento normal.

A modelagem termodinâmica adotada para simulação do período de cruzamento de válvulas desenvolvida neste trabalho baseia-se no equacionamento termodinâmico para modelo *Filling and Empty* método adotado no clássico livro de fluidodinâmica de motores de combustão

interna de BENSON (1986) sendo utilizados para tal tarefa os capítulos escritos por WALLACE (1986), WINTEBONE (1986) e HORLOCK & WOODS (1986). Utilizou-se também os trabalhos de CURTO RISSO (2009) e CURTO RISSO *et al.* (2014) uma vez que os mesmos explicam em detalhes de como fazer o modelamento matemático do período de *cruzamento de válvulas*.

O modelo adotado para os gases em processo de escoamento reverso (*backflow*) para o coletor de admissão considera que os gases queimados não se misturam com carga de ar fresco no coletor de admissão. Modelos onde se prevê a diluição dos gases queimados no coletor de admissão com a carga de ar fresco geralmente são bastante complexos e nem sempre representam fielmente a física do problema, apresentando-se apenas como um fator complicador da modelagem devido à necessidade de se conhecer a geometria do coletor, conhecer com precisão a massa de gases queimados enviados para o coletor, além disso, um novo conjunto de considerações termodinâmicas e conseqüentemente um novo conjunto de equações devem ser desenvolvidas (BENSON, 1986). Diante desse cenário e por questões de tempo hábil, não buscou neste trabalho explorar esses modelos de mistura/diluição de gases no coletor de admissão.

O fato de não adotar um modelo de diluição de gases queimados com a carga fresca no coletor de admissão não leva a grandes erros na análise final dos parâmetros de desempenho e a diferença em considerar ou não a mistura de gases no coletor pode levar a erros inferiores a 2% na predição da fração de gases residuais (GIANSETTI *et al.*, 2007).

3 MODELAGEM MATEMÁTICA DA FASE FECHADA E ABERTA DO CICLO

3.1 Prólogo

Nesse capítulo serão abordados os passos tomados para realização da modelagem matemática e dos procedimentos de simulação para fase aberta e fase fechada. Será apresentado também o modelo de cruzamento de válvulas. O cálculo da área de escoamento mínima nas válvulas, o coeficiente de descarga, e o uso dos coeficientes de película estão disponíveis nas seções 2.5.3, 2.5.2 e 2.4, respectivamente. Os dados do combustível e os parâmetros do modelo de liberação de energia estão disponíveis no anexo A. Os cálculos do volume do cilindro, da derivada do volume e da área de transferência de calor estão disponíveis no Anexo C. Os parâmetros geométricos das válvulas podem ser obtidos no anexo B.

3.2 Balanço de energia em um motor de combustão interna

A primeira lei da termodinâmica será inicialmente aplicada para a fase fechada do ciclo, considerando também o modelo de gás ideal equação (3.1). Será feita uma mudança de variável, e a variável independente que era expressa em tempo passará a ser expressa levando em conta o ângulo de virabrequim representado por θ conforme HEYWOOD (1988).

Quando as válvulas de escape e admissão da Figura 3.1 estão fechadas, a fase é dita fechada e compreende o período de fechamento da válvula de admissão até a abertura da válvula de escape. Considera-se também que não existe vazamento de gases através dos anéis de segmento em direção ao cárter.

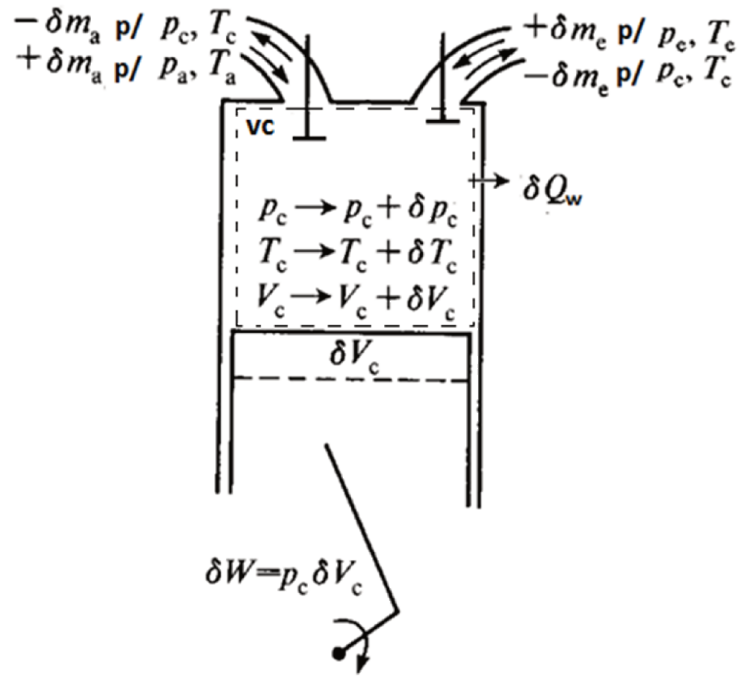


Figura 3.1 –Balanço de Energia no cilindro.
Fonte: Adaptado de BENSON (1986).

$$PV = mRT \quad (3.1)$$

Derivando (3.1) e colocando na forma diferencial, obtém-se:

$$P \frac{dV}{d\theta} + V \frac{dP}{d\theta} = mR \frac{dT}{d\theta} \quad (3.2)$$

Por sua vez $\frac{PV}{T} = mR$, e dividindo ambos os lados de (3.2) por essa igualdade obtém-se:

$$\frac{1}{V} \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{P} \frac{dP}{d\theta} = \frac{1}{T} \frac{dT}{d\theta} \quad (3.3)$$

A equação (3.4) é a utilizado para transformar o tempo para ângulo de manivelas, a equação (3.5) é a forma diferencial da equação (3.4). A equação (3.6) é utilizada para calcular a velocidade angular do motor.

$$\theta = \omega t \quad (3.4)$$

$$\frac{dt}{d\theta} = \frac{1}{\omega} \quad (3.5)$$

$$\omega = \frac{2\pi RPM}{60} \quad (3.6)$$

Aplicando a primeira lei da termodinâmica para o sistema fechado, e desconsiderando o fluxo de entalpia do injetor para o cilindro, temos:

$$\frac{du}{d\theta} = \frac{\delta Q_{vc}}{d\theta} - \frac{\delta W}{d\theta} \quad (3.7)$$

$$\frac{\delta Q_{vc}}{d\theta} = \frac{\delta Q_{comb}}{d\theta} - \frac{\delta Q_w}{d\theta} \quad (3.8)$$

O calor trocado entre os gases e a parede ($\frac{\delta Q_w}{d\theta}$) que corresponde à parcela de calor trocado por radiação mais a parcela de convecção forçada é calculado conforme os mecanismos de transferência de calor apresentados na seção 2.4.

A taxa de calor liberada pelo combustível esta relacionado com a taxa de queima de combustível através da seguinte expressão (o termo $\frac{d\chi}{d\theta}$ é obtido por meio da derivação da equação (2.41), sendo que os valores das constantes dessa função foram obtidos em HAUCK (2010) que simulou esse mesmo motor):

$$\frac{\delta Q_{comb}}{d\theta} = m_c PCI \frac{d\chi}{d\theta} \quad (3.9)$$

Onde:

$\frac{\delta Q_{comb}}{d\theta}$: taxa de liberação de calor do combustível (kJ/AM);

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

PCI : Poder Calorífico Inferior do combustível, expresso em kJ/kg;

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

3.3 O equacionamento da fase aberta com cruzamento de válvulas

Tomemos novamente como exemplo a Figura 3.1 e aplicando a primeira lei da termodinâmica no volume de controle é possível obter quatro tipos de escoamentos diferentes.

Vale salientar que o algoritmo desenvolvido tem que monitorar a todo instante a possibilidade de escoamentos reversos ou escoamentos normais. Ao identificar o sentido do escoamento, o código pode optar por qual equação utilizar, permitindo assim calcular de forma correta o balanço de massa e energia no cilindro. Essa é uma tarefa que está intimamente ligada à lógica de programação e com a correta interpretação da física do problema. Os maiores problemas de convergência manifestam principalmente nesta fase, e estão relacionados com problemas de oscilações matemáticas no cálculo das derivadas (relacionado com o tamanho do

passo de integração) que neste trabalho foi contornado adotando um passo de integração pequeno de 0,01 °AM.

O caso I corresponde aquele onde a pressão de admissão (P_a) é maior que a pressão do cilindro (P_c), e a pressão de escape (P_e) é maior que a pressão do cilindro. A variação da temperatura e pressão é representada conforme equações (3.10) e (3.11) (que correspondem à primeira lei da termodinâmica e a equação dos gases ideais na forma diferencial), equação (3.12) corresponde ao balanço de massa no cilindro e as equações (3.13) e (3.14) a condição de escoamento crítico e subsônico na admissão, respectivamente. As equações (3.15) e (3.16) são aplicadas para condições de escoamento crítico e subsônico no escape, respectivamente.

$$\frac{\delta T_c}{\delta \theta} = \frac{-\delta m_c T_c c_{vc} + \delta Q_w - \delta W_c + \delta m_e c_{pe} T_e + \delta m_a c_{pa} T_a}{c_{vc} m_c} \quad (3.10)$$

$$\frac{\delta p_c}{\delta \theta} = p_c \left(-\frac{1}{V_c} \frac{\delta V_c}{\delta \theta} + \frac{1}{m_c} \frac{\delta m_c}{\delta \theta} + \frac{1}{T_c} \frac{\delta T_c}{\delta \theta} \right) \quad (3.11)$$

$$\frac{\delta m_c}{\delta \theta} = \frac{\delta m_a}{\delta \theta} + \frac{\delta m_e}{\delta \theta} \quad (3.12)$$

$$\frac{\delta m_a}{\delta \theta} = \frac{C_d A_{vadm} p_a}{\sqrt{R_a T_a}} \gamma^{\frac{1}{2}} \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (3.13)$$

$$\frac{\delta m_a}{\delta \theta} = \frac{C_d A_{vadm} p_a}{\sqrt{R_a T_a}} \left(\frac{p_c}{p_a} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \left\{ \frac{2\gamma}{\gamma - 1} \left[1 - \left(\frac{p_c}{p_a} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (3.14)$$

$$\frac{\delta m_e}{\delta \theta} = \frac{C_d A_{vesc} p_e}{\sqrt{R_e T_e}} \gamma^{\frac{1}{2}} \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (3.15)$$

$$\frac{\delta m_e}{\delta \theta} = \frac{C_d A_{vesc} p_e}{\sqrt{R_e T_e}} \left(\frac{p_c}{p_e} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \left\{ \frac{2\gamma}{\gamma - 1} \left[1 - \left(\frac{p_c}{p_e} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (3.16)$$

O caso II corresponde aquele onde a pressão de admissão (P_a) é menor que a pressão do cilindro (P_c), e a pressão do cilindro (P_c) é maior que a pressão do escape. As equações para cálculo da pressão no cilindro (3.11) e balanço de massa (3.12) são acopladas também as equações abaixo:

$$\frac{\delta T_c}{\delta \theta} = \frac{-\delta m_c T_c c_{vc} + \delta Q_w - \delta W_c + \delta m_a c_{pc} T_c + \delta m_e c_{pc} T_c}{c_{vc} m_c} \quad (3.17)$$

$$\frac{\delta m_a}{\delta \theta} = -\frac{C_d A_{vadm} p_c}{\sqrt{R_c T_c}} \gamma^{\frac{1}{2}} \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (3.18)$$

$$\frac{\delta m_a}{\delta \theta} = -\frac{C_d A_{vadm} p_c}{\sqrt{R_c T_c}} \left(\frac{p_a}{p_c} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \left\{ \frac{2\gamma}{\gamma - 1} \left[1 - \left(\frac{p_a}{p_c} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (3.19)$$

$$\frac{\delta m_e}{\delta \theta} = -\frac{C_d A_{vesc} p_c}{\sqrt{R_c T_c}} \gamma^{\frac{1}{2}} \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (3.20)$$

$$\frac{\delta m_e}{\delta \theta} = -\frac{C_d A_{vesc} p_c}{\sqrt{R_c T_c}} \left(\frac{p_e}{p_c} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \left\{ \frac{2\gamma}{\gamma - 1} \left[1 - \left(\frac{p_e}{p_c} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (3.21)$$

O caso III que corresponde aquele onde a pressão de admissão (P_a) é menor que a pressão do cilindro (P_c), e a pressão de escape (P_e) é maior que a pressão do cilindro. As equações para cálculo da pressão no cilindro (3.11), balanço de massa (3.12), e escoamento no escape (3.15) e (3.16), escoamento na admissão (3.18) e (3.19) são também acopladas à equação de energia:

$$\frac{\delta T_c}{\delta \theta} = \frac{-\delta m_c T_c c_{vc} + \delta Q_w - \delta W_c + \delta m_a c_{pc} T_c + \delta m_e c_{pe} T_e}{c_{vc} m_c} \quad (3.22)$$

O caso IV é um caso particular, passível de ocorrer em motores turboalimentados (as equações são apresentadas aqui a título ilustrativo) que corresponde ao fluxo normal em ambas às válvulas, onde a pressão de admissão (P_a) é maior que a pressão do cilindro (P_c) e a pressão do cilindro maior que a pressão de escape (P_e). As equações para cálculo da pressão no cilindro (3.11), balanço de massa (3.12), escoamento na admissão (3.13) e (3.14) e escoamento no escape (3.20) e (3.21) são também acopladas à equação de energia:

$$\frac{\delta T_c}{\delta \theta} = \frac{-\delta m_c T_c c_{vc} + \delta Q_w - \delta W_c + \delta m_a c_{pa} T_a + \delta m_e c_{pc} T_c}{c_{vc} m_c} \quad (3.23)$$

3.4 O processo de simulação da fase aberta

Para iniciar o procedimento iterativo da fase aberta, o algoritmo deve reconhecer o ângulo de abertura da válvula de escape (AVE) e nessa posição são atribuídos os valores finais de pressão, temperatura e volume da iteração armazenada imediatamente ao término do ciclo de expansão. Neste momento o algoritmo calcula as propriedades termodinâmicas apenas de gases queimados além de recorrer à correlação de Nishiwaki para transferência de calor na fase aberta. O modelamento da fase aberta é explorado em detalhes em CURTO RISSO (2009) e CURTO RISSO *et al.* (2014).

Caso o usuário informe ângulos de FVE e AVA que permitem que as duas válvulas permaneçam abertas ao mesmo tempo por um período finito de tempo, dizemos que um cruzamento de válvulas está ocorrendo, e uma rotina computacional identifica essa situação e realiza o procedimento iterativo aplicando as equações para os casos I, II e III, caso contrário o código trabalhará com o caso base sem cruzamento de válvulas.

As Figura 3.2 e Figura 3.3 mostram uma situação de elevação de válvulas sem e com cruzamento de válvulas. A Figura 3.4 mostra em detalhes a região compreendida pelo cruzamento de válvulas presente no canto inferior direito da Figura 3.3. Neste trabalho o ângulo de PMS corresponde aos valores de 720° ou 0° , neste aspecto os vetores gerados após 720° são salvos e realocados em um vetor iniciando em 0° , dando início ao processo de admissão. O programa pode rodar também até os 930° permitindo assim fechar o ciclo do motor sem realocação dos vetores.

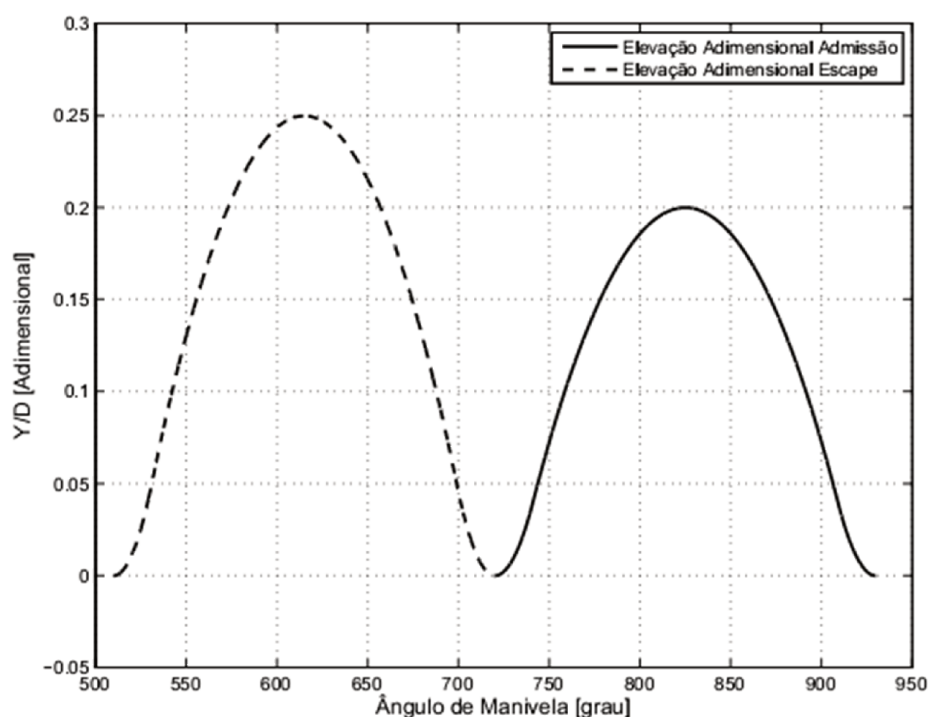


Figura 3.2 – Fase aberta do ciclo para o caso sem cruzamento de válvulas.

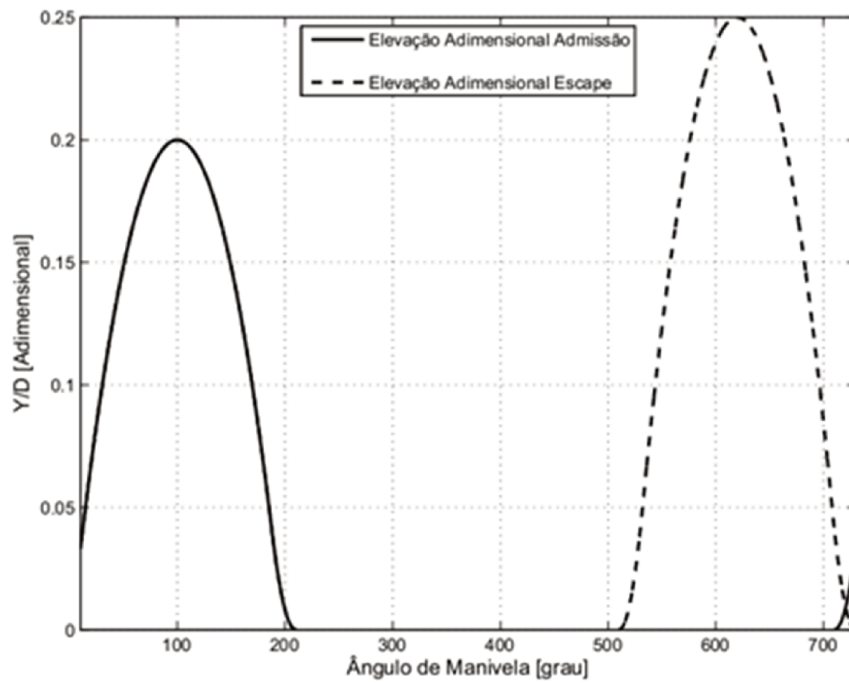


Figura 3.3 – Fase aberta do ciclo para o caso com 20 graus de cruzamento de válvulas.

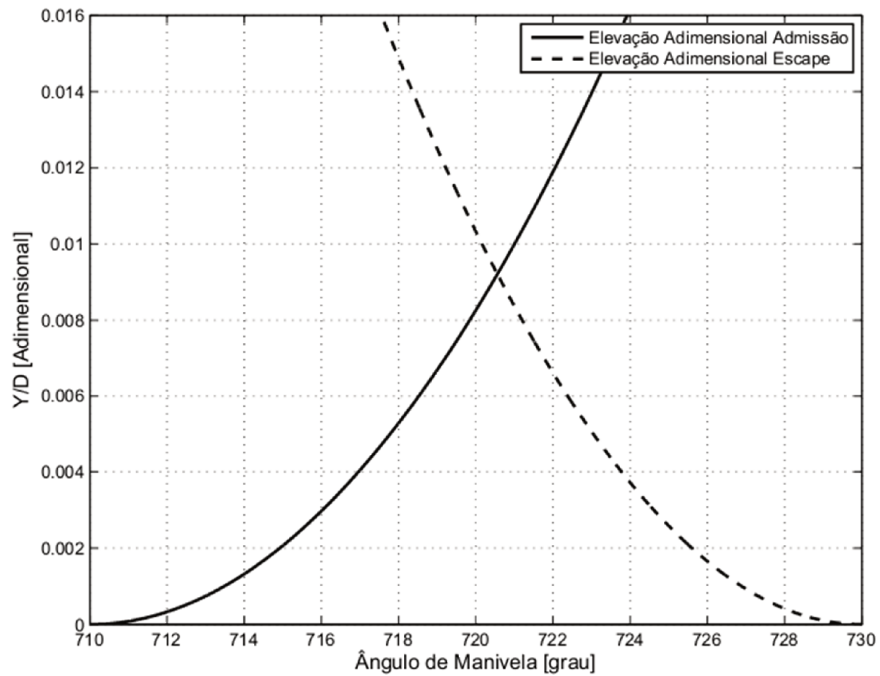


Figura 3.4 – Detalhe da fase aberta do ciclo para o caso com 20 graus de cruzamento de válvulas.

3.5 O método de solução das equações diferenciais

O método de Runge-Kutta de 5ª ordem, conhecido também como método de Butcher foi o algoritmo matemático implementado e utilizado para resolver os sistemas de equações diferenciais ordinárias de primeiro grau geradas durante a fase fechada e aberta do modelo. Embora o programa *MATLAB*® disponha de métodos numéricos do tipo Runge-Kutta na sua biblioteca, optou-se em programar o método de Runge-Kutta-Butcher conforme sugerido por SANCHES e BEZERRA (2013).

3.6 Estrutura lógica simplificada do programa simulador

A Figura 3.5 indica a estrutura lógica simplificada de como é feita a simulação, tal como sugerido por HEYWOOD (1988) e não se trata de um fluxograma. A primeira coluna composta por 5 blocos (ou 5 processos) representam a sequência de ações do programa, que inicia com o processo de compressão quando a válvula de admissão esta fechada. Esse conjunto de blocos é conhecido como análise termodinâmica do(s) fluido(s) de trabalho no cilindro e no final da convergência fornece os parâmetros de saída do modelo.

O segundo bloco à direita, é chamado de processos fenomenológicos, esse bloco é responsável por inicializar o programa com as condições iniciais, informações geométricas das válvulas e do motor, além de realizar os cálculos de transferência de calor. Todos os blocos comunicam-se entre si. Todo o processo de simulação é uma relação de interdependência, onde os valores finais do processo precedente fornecem as condições iniciais do processo subsequente. Entre os blocos de fase aberta (Escape) e fase aberta (Admissão) ainda podem acontecer o cruzamento de válvulas.

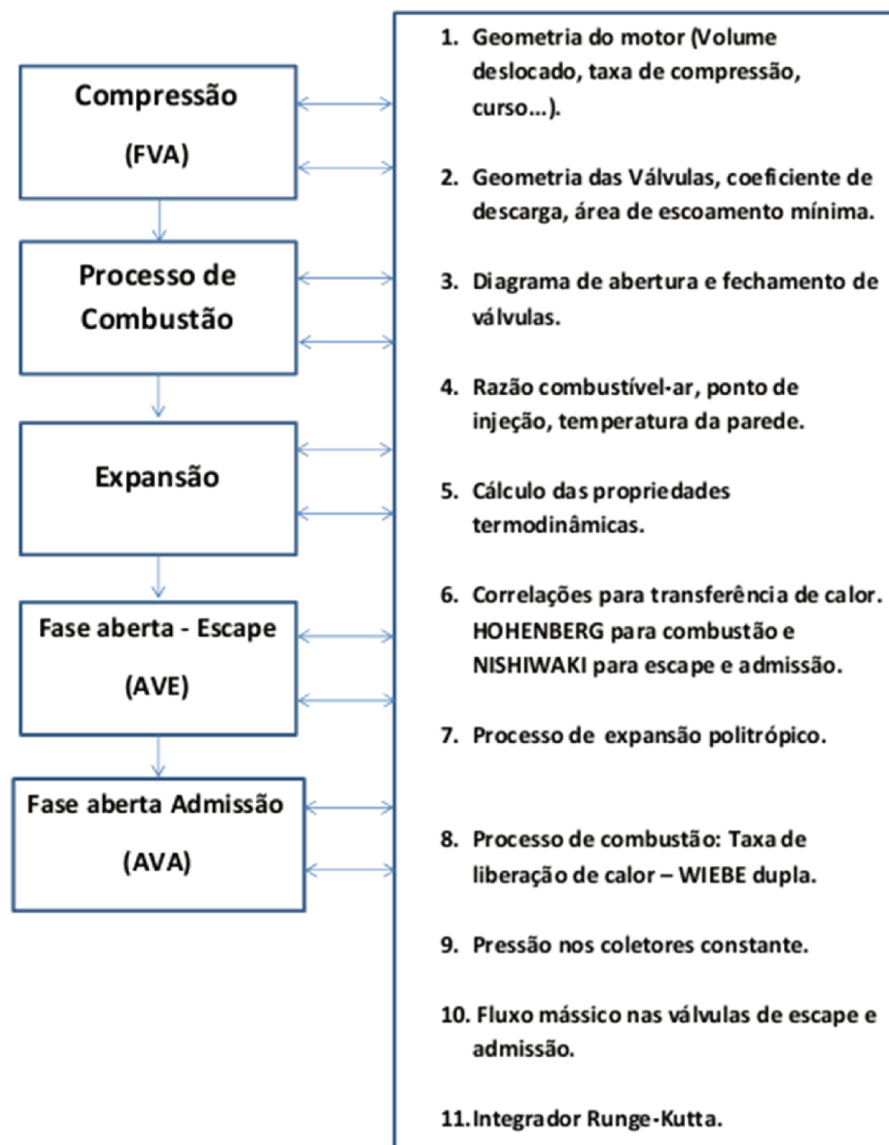


Figura 3.5 – Diagrama da estrutura lógica simplificada de simulação.

3.7 O motor simulado e as condições iniciais do modelo

As características do motor utilizado na simulação e as condições de inicialização do modelo são representadas nas tabelas abaixo. O caso base utilizado nesse trabalho é o motor conforme descrito nas Tabela 3.1 e Tabela 3.2, e é um motor sem cruzamento de válvulas.

Tabela 3.1: Características técnicas do motor

PARÂMETRO	TIPO OU VALOR
Fabricante	MWM
Modelo	D229-4
Potência máxima (ABNT) @ 1500 <i>rpm</i>	40 kW
Potência máxima (ABNT) @ 1800 <i>rpm</i>	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° APMS
Ângulo de abertura da válvula de exaustão	510° DPMS
Ângulo de fechamento da válvula de admissão	210° DPMS
Ângulo de abertura da válvula de admissão	0° PMS
Ângulo de fechamento da válvula de exaustão	720° ATDC
Diâmetro válvula de admissão	38,76 mm
Diâmetro válvula de escape	48,88 mm

Tabela 3.2: Parâmetros de inicialização e dados operacionais do modelo – caso base

Rotação [<i>rpm</i>]	1800
Ângulo inicial de convergência [° AM]	210
Temperatura inicial dos gases no cilindro [K]	330
Pressão inicial dos gases no cilindro [bar]	0,9
Fração inicial de gases residuais	0,05
Pressão no coletor de escape [bar]	1,15
Pressão no coletor de admissão [bar]	0,90
Temperatura no coletor de admissão [K]	300
Temperatura no coletor de escape [K]	750
Temperatura do ar ambiente [K]	298
Temperatura da parede do cilindro [K]	450
Ângulo de início da injeção [° AM]	14° APMS
Razão de equivalência combustível-ar [ϕ]	0,80

3.8 O cálculo da fração de gases residuais e convergência global do código

A massa de gases residuais em motores diesel normalmente é muito pequena quando comparada as frações comumente encontradas em motores do ciclo Otto e uma das razões fundamentais para isso é que os motores diesel operam com altas taxas de compressão possibilitando assim um menor volume morto (V_{pms}). Além disso, não possuem o controle de carga por meio de um corpo de borboleta, o que penaliza em muito as perdas de carga no sistema de admissão.

Mensurar o quanto de gases residuais esta presente no final do ciclo também não é uma tarefa simples, apesar dos modelos zero-dimensionais conseguirem garantir boas aproximações é possível ainda obter melhores utilizando softwares que preveem modelos de turbulência tridimensionais e transientes, como aqueles utilizados por BLAIR (1987) e SWEENET (1985) *apud* RAMOS (1989), ambos utilizaram o software PHOENICS. Em um trabalho recente MONTORFANO (2012) explorou em detalhes a simulação de escoamentos em sistemas de admissão e exaustão de motores aplicando sofisticados conceitos de fluidodinâmica computacional utilizando para isso o código OpenFOAM®.

O algoritmo desenvolvido no presente trabalho acompanha durante toda a fase aberta do ciclo, passo a passo de integração toda a evolução do movimento da massa de gases queimados que são provenientes de escoamentos reversos, massa de gases queimados retido no volume morto após o fechamento de válvula de escape e também a massa de gases quente que migrou para o coletor de admissão e que posteriormente será readmitida.

Três são os parâmetros fundamentais para garantir a convergência global de simulação: a temperatura, a pressão e a fração de gases residuais. Assim como informado por BARUAH *et al.* (1974), BENSON (1986), GALLO (1990) e BECERRA (1996) nada mais que 5 iterações são necessárias para conseguir atingir a convergência global. Essa tendência foi observada durante toda a simulação neste presente trabalho, e normalmente quando mais calibrada for à estimativa inicial menor será o número de iterações. Vale salientar que a estimativa inicial em motores de

combustão interna não é uma tarefa difícil, devida a grande disponibilidade de valores experimentais citados na literatura para diversos motores, contemplando uma ampla faixa de potência, volume deslocado e aplicações.

Inicialmente são estimados os valores de temperatura, pressão e fração de gases residuais no passo imediatamente após o fechamento da válvula de admissão, ou seja, poucos graus após o PMI. Nesse momento é feita a primeira rodada de iterações percorrendo o ciclo completo, um procedimento matemático compara o erro gerado entre os valores encontrados após a primeira iteração com os valores inicialmente adotados de temperatura, pressão e fração de gases residuais. Se a diferença entre estes valores estão menores ou iguais a uma tolerância (aqui utilizada de 10^{-4}) o algoritmo calcula os parâmetros de desempenho, caso contrário, os valores iniciais são atualizados e o processo repete até convergir.

As propriedades termodinâmicas do fluido de trabalho (ar fresco mais gases residuais) são calculadas de forma ponderada levando em conta a fração de gases residuais presentes na estimativa inicial. A fração de gases residuais pode ser calculada conforme equação (3.24), onde m_{res} representa a massa de gases residuais e m_{ar} a massa de ar fresco efetivamente admitido pelo motor.

$$f = \frac{m_{res}}{m_{ar} + m_{res}} \quad (3.24)$$

Atendida as tolerâncias o algoritmo sai do procedimento iterativo e a partir desse momento já são conhecidas todas as variações de pressão e temperatura no interior do cilindro e a vazão mássica de gases através das válvulas. Esses valores são armazenados, e uma nova rotina computacional é chamada no sentido de computar os parâmetros de desempenho do motor. Com os parâmetros calculados o passo seguinte é o pós-processamento dos dados. Os dados são armazenados em uma planilha do EXCEL® e o MATLAB® faz a leitura dos mesmos, gerando assim as tabelas e gráficos.

4 ANÁLISE DE RESULTADOS

4.1 Prólogo

Nesse capítulo são explorados os resultados e as tendências qualitativas e quantitativas do ciclo como um todo e também dos processos individuais. Vale ressaltar que algumas análises realizadas são possíveis apenas em um modelo de simulação computacional, pois, na prática, a alteração de um parâmetro normalmente está atrelada a modificação de diversos outros parâmetros.

4.2 Curvas características obtidas para o caso base

As Figura 4.1 e Figura 4.2 representam, respectivamente, o clássico diagrama pressão *versus* volume e pressão *versus* ângulo de manivelas, obtidos na simulação do caso base. Diagramas similares são obtidos em experimentos de motor, bastando para isso conhecer a geometria do motor e medir a pressão no cilindro durante os 720 ° de giro de virabrequim.

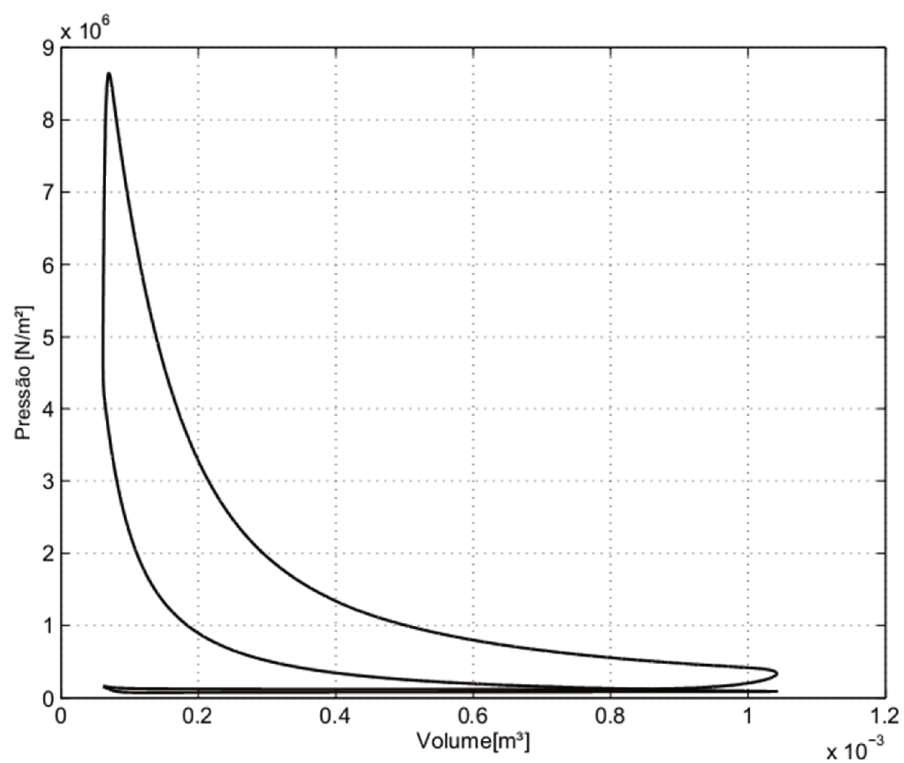


Figura 4.1 - O diagrama indicador pressão *versus* volume

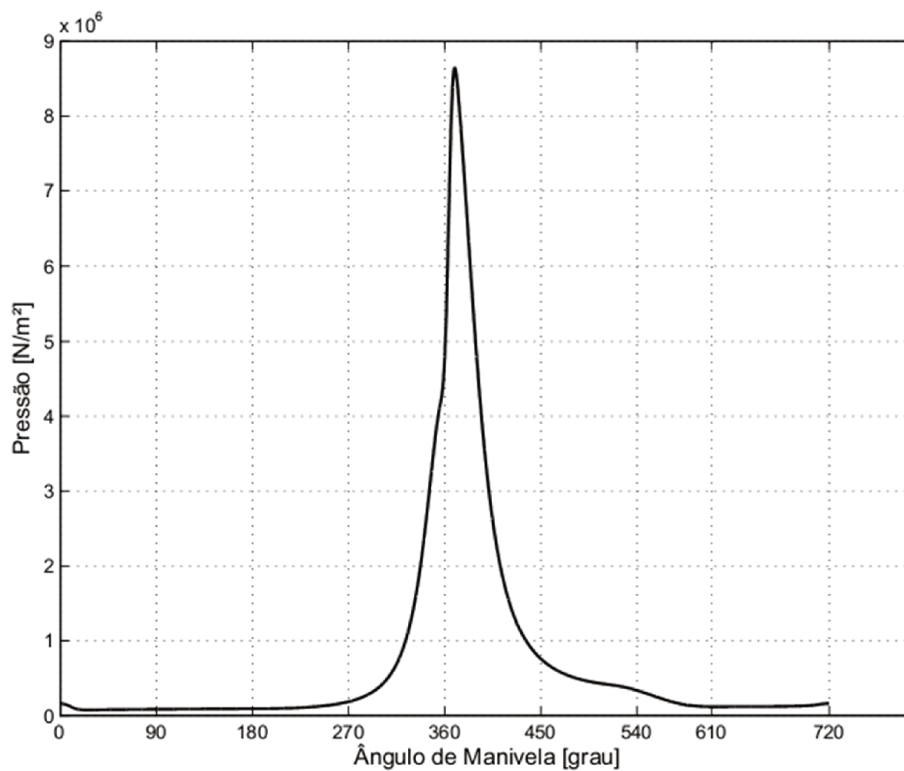


Figura 4.2 - Diagrama de pressão *versus* ângulo de manivela para o ciclo completo

A Figura 4.3 indica o comportamento do diagrama pressão *versus* volume em base logarítmica. A representação logarítmica é útil, pois permite mostrar em um mesmo gráfico tanto as características do processo de exaustão e admissão, que ocorrem em baixas pressões, como os processos de compressão, combustão e expansão que ocorrem em altas pressões.

É evidenciado um pico de pressão próximo da região de mínimo volume (V_{PMS}), que também é a região onde o êmbolo está no PMS, no final do processo de escape, quando a válvula de escape esta retornando para a sede da válvula. Esse aumento de pressão acarreta em um aumento no trabalho de bombeamento e é típico em motores de concepção mais antiga sem a presença de cruzamento de válvulas, como aqueles abordados em ROBINSON (1979) ou para motores para aplicação em geração de energia, como o motor aqui simulado. Atualmente esse tipo de configuração é evitado, pois um dos pontos principais para aumentar a eficiência térmica consiste na redução do trabalho de bombeamento e aumento da eficiência volumétrica.

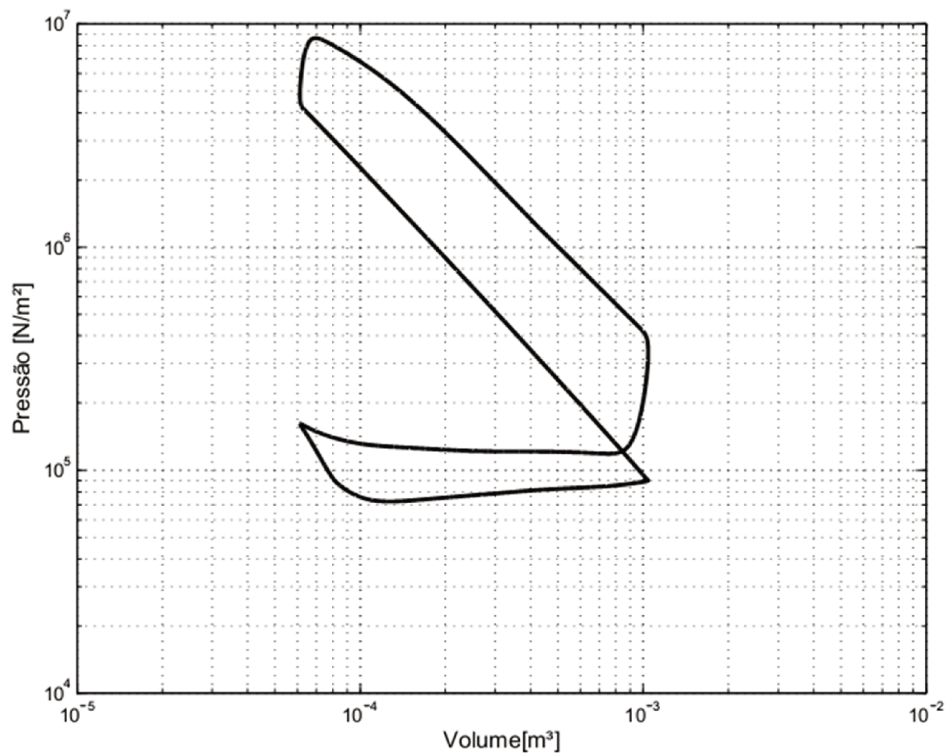


Figura 4.3 - Diagrama de pressão *versus* ângulo de manivela para o ciclo completo

Para o caso base também é fornecido o diagrama temperatura *versus* ângulo de manivela (Figura 4.4) para o ciclo completo. Um pico máximo de temperatura de 2380 K pode ser observado a 26 °AM após o PMS. Caso fosse considerado um modelo para o cálculo da dissociação química, seriam obtidas temperaturas menores durante a combustão, pois parte do calor da combustão seria utilizado para dissociar as moléculas tri-atômicas (CO_2 e H_2O) e diatômicas (O_2 e H_2) entre outras, em átomos de oxigênio, hidrogênio, radicais OH e óxidos de nitrogênio (NO).

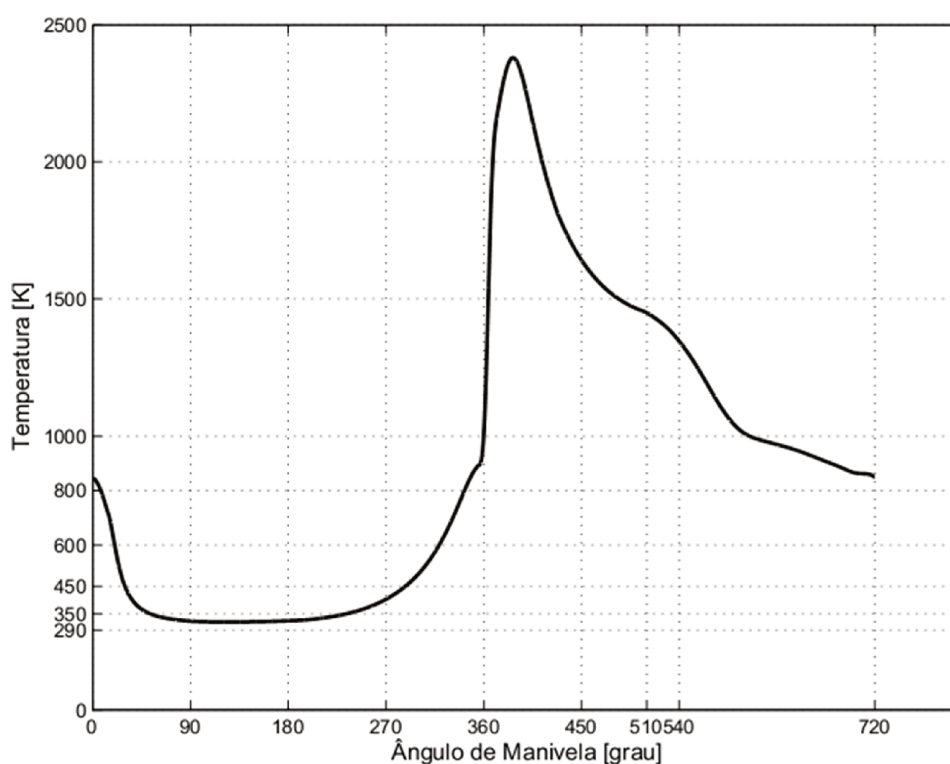


Figura 4.4 - Diagrama de temperatura *versus* ângulo de manivela para o ciclo completo

A variação expressiva de temperatura no intervalo entre 0° até 210° (FVA) corresponde ao período onde o motor está admitindo carga de ar fresco. Antes de atingir o ponto morto inferior (~ 30° após AVA) a carga de ar fresco experimenta um leve aumento de temperatura devido à transferência de calor da parede do cilindro para a carga de ar fresco. Este fato pode ser evidenciado por meio da Figura 4.5 que expressa a taxa de transferência de calor em função do ângulo de manivela, valores negativos indicam que o fluxo de calor é no sentido contrário àquele convencionado na Figura 3.1. Após o fechamento da válvula de admissão (210°) além do

aumento da temperatura devido transferência de calor da parede para os gases, o fluido no interior do cilindro tem o aumento de temperatura associado ao processo de compressão da mistura de ar e resíduos pelo êmbolo.

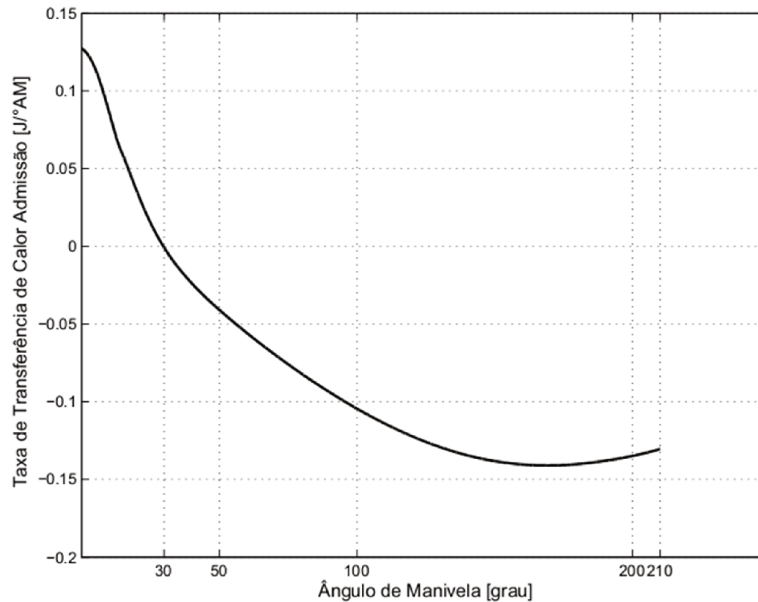


Figura 4.5 – Taxa de transferência de calor durante o processo de admissão

A alta taxa de liberação de calor durante a combustão de pré-mistura associado também ao processo de compressão dos gases leva a aumento abrupto da temperatura de 890 K até um ponto de máximo de 2380 K em um curto intervalo de ângulo de manivelas de 355° até aproximadamente 386°. Com o início da combustão difusiva (25° após o PMS) a liberação de energia na combustão não é tão rápida quanto aquela apresentada pelo pico de liberação de energia durante a fase de pré-mistura, o que leva a uma natural diminuição da temperatura dos produtos da combustão motivada pela expansão dos gases.

No ângulo de 510° ocorre a abertura da válvula de escape e o êmbolo segue em movimento descendente em direção ao PMI (540°) no sentido do aumento de volume do cilindro. Neste período ocorre uma queda abrupta de temperatura que é devida ao processo de escape espontâneo (*blowdown*) seguido pelo movimento do êmbolo em direção ao PMS, expulsando os gases. No

final do processo de escape, próximo aos 720° (PMS), é possível perceber que a variação da temperatura é pequena, pois praticamente toda a massa de gases no cilindro já foi expulsa para o sistema de escape, restando apenas a massa retida no volume morto.

A Figura 4.6 apresenta os resultados para a taxa de liberação de calor em função do ângulo de manivelas. Os dois picos característicos de liberação de calor em motores diesel podem ser observados no ângulo de 365° que corresponde ao pico da fase de pré-mistura e o pico da fase difusiva é evidenciado no ângulo de 375° . A área abaixo dessa curva corresponde à quantidade de calor total fornecida durante o processo de combustão. A Figura 4.7 apresenta a gráfico para a fração de combustível queimado, o termo x_p corresponde à taxa de queima de combustível na fase de pré-mistura e o termo x_d a taxa de queima de combustível na fase difusiva. A taxa total x é a soma de x_p e x_d e varia de 0 a 1. Esta curva é obtida por meio da equação (2.41). O gráfico da taxa de combustível queimado é a derivada primeira da equação (2.41). Para melhores detalhes de como obter experimentalmente dados de liberação de energia em motores diesel e o tratamento desses dados, recomenda-se a leitura de BUENO (2006).

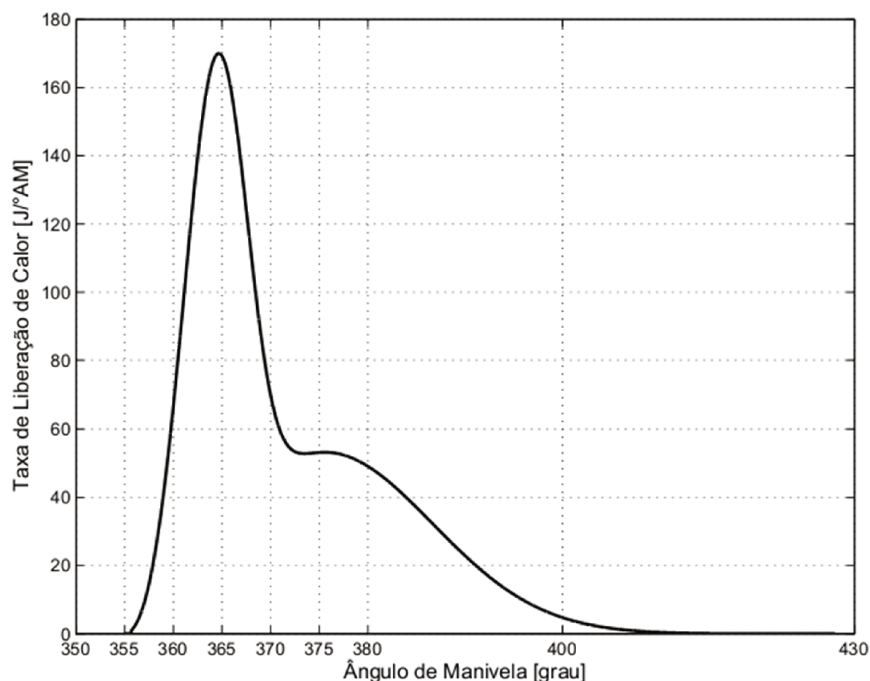


Figura 4.6 - Taxa de liberação de calor durante a combustão

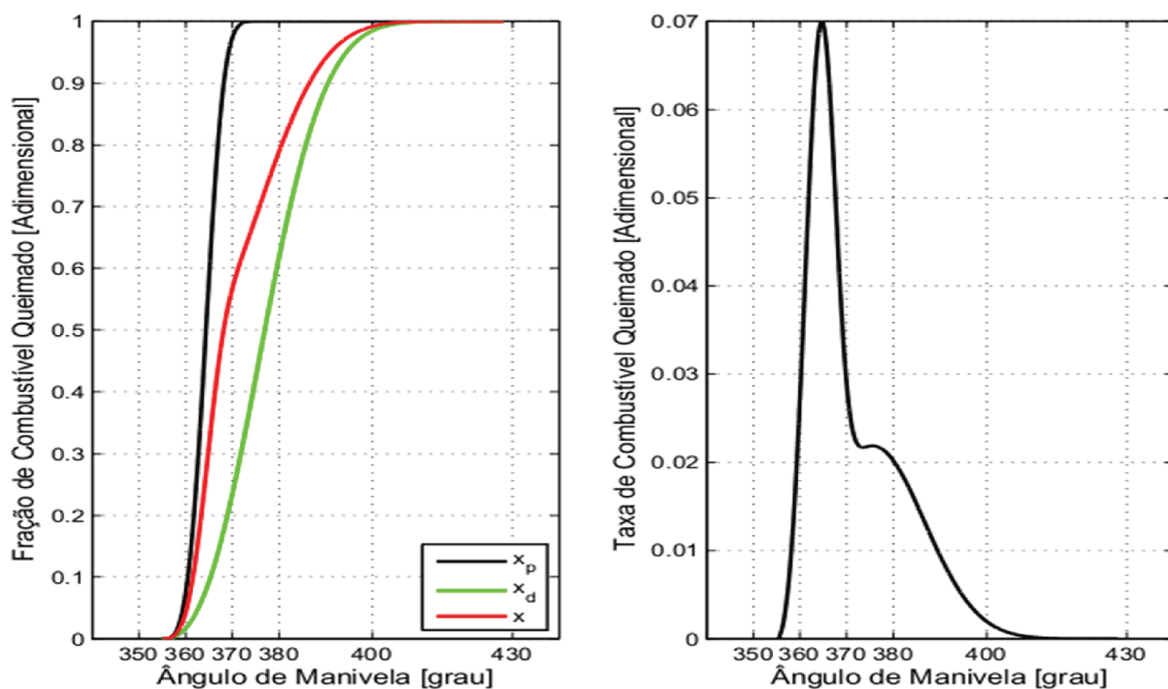


Figura 4.7 - Taxa de Liberação de Calor durante a combustão

A Figura 4.8 mostra a derivada da pressão no cilindro durante o período de combustão em relação ao ângulo de manivela. O perfil dessa curva, por se tratar neste trabalho de uma função puramente matemática, não é capaz de representar as oscilações reais e incertezas experimentais encontradas em um motor ensaiado em laboratório como aquelas bem exploradas nos trabalhos de BUENO (2006) e BUENO *et al.* (2009, 2011). Percebe-se que nos primeiros graus (intervalo entre 355° e 357°) a curva muda de inclinação caracterizando o fim do atraso de ignição, a clara tendência de um alto pico de pressão próximo ao PMS seguida de uma abrupta queda para valores negativos (em um intervalo curto de tempo), principalmente após o término da combustão de pré-mistura, e segue assim durante o período da combustão difusiva com valores negativos. Ao confrontarmos as características da Figura 4.8 com a curva ajustada por polinômio em VELÁSQUEZ ALEGRE (1993) (Figura 4.9), as mesmas tendências são encontradas e pode-se afirmar que o modelo está descrevendo bem a física do problema.

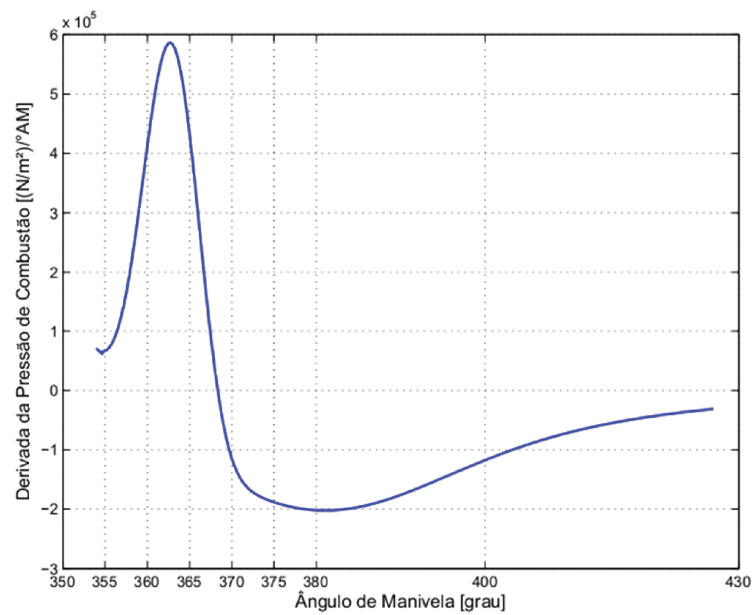


Figura 4.8 - Derivada numérica da pressão durante a combustão

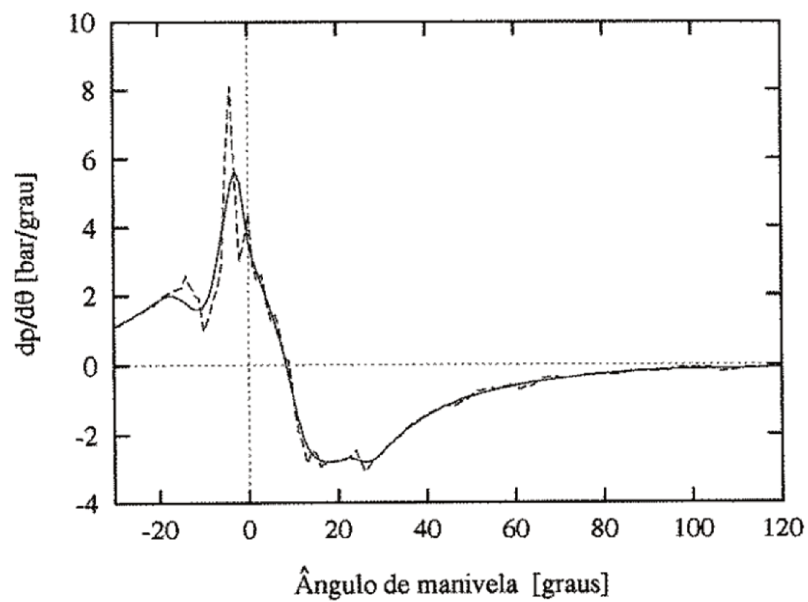


Figura 4.9 – Ajuste de uma curva característica de derivada da pressão de combustão em função do ângulo de manivelas por polinômios.
Fonte: VELÁSQUEZ ALEGRE (1993)

Todas as curvas até aqui apresentadas possuem as mesmas características já conhecidas através da literatura, uma análise em TAYLOR (1968, 1988), GIACOSA (1970) e BRUNETTI (2012) permite evidenciar algumas tendências dos resultados aqui apresentados, como por exemplo, os dois picos característicos na curva de liberação de energia, um pico de temperatura máxima em torno de 2380K após o PMS, o aumento na pressão de bombeamento após o término da expansão, o aquecimento dos gases de admissão devido à transferência de calor da parede para os gases e uma queda abrupta de temperatura durante o escape espontâneo (*blowdown*), o que de certa maneira, indica que o modelo desenvolvido converge para valores usualmente encontrados na literatura.

4.3 Curvas características dos processos referentes à fase aberta do ciclo – caso base

As Figura 4.10 e Figura 4.11 apresentam o fluxo mássico nas válvulas de escape e admissão durante a fase aberta para o caso base. Na Figura 4.11 é possível apurar os dois conhecidos escoamento reversos que são praticamente inevitáveis em motores naturalmente aspirados, valendo ressaltar que o aparecimento ou não de escoamento reverso no início ou final da admissão/escape esta diretamente relacionado com a rotação do motor e com o diagrama de abertura de válvulas adotado em cada projeto específico.

O primeiro escoamento reverso ocorre no início da abertura da válvula de admissão, intervalo de 0 – 15°. Isto ocorre porque a pressão no coletor de admissão é menor que a pressão do interior do cilindro, e só acaba quando a pressão do coletor de admissão for superior à pressão dos gases dentro do cilindro. O segundo escoamento reverso ocorre aproximadamente 32° antes do FVA, marcando o término do processo de admissão. A contabilidade da carga de ar fresca admitida só é feita após toda a massa de gases queimados que foram para o coletor ter sido readmitida, pois não foi adotado um modelo de mistura entre gases frescos e queimados no coletor de admissão. A massa de gases queimados readmitida possui temperatura similar à temperatura dos gases no cilindro no momento da abertura da válvula de admissão.

Esses dois escoamentos reversos na admissão acabam penalizando a eficiência volumétrica no sentido de sua diminuição, ora reduzindo a quantidade de ar fresco efetivamente admitida ora permitindo a perda da massa de ar fresco admitida (GIANSETTI *et al.*, 2007).

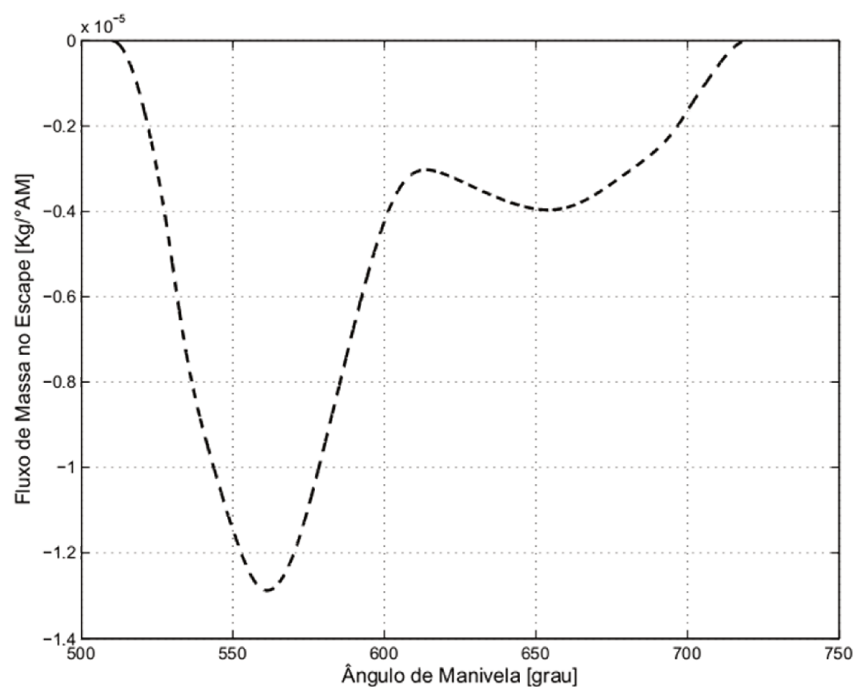


Figura 4.10 - Taxa do fluxo de massa através da válvula de escape

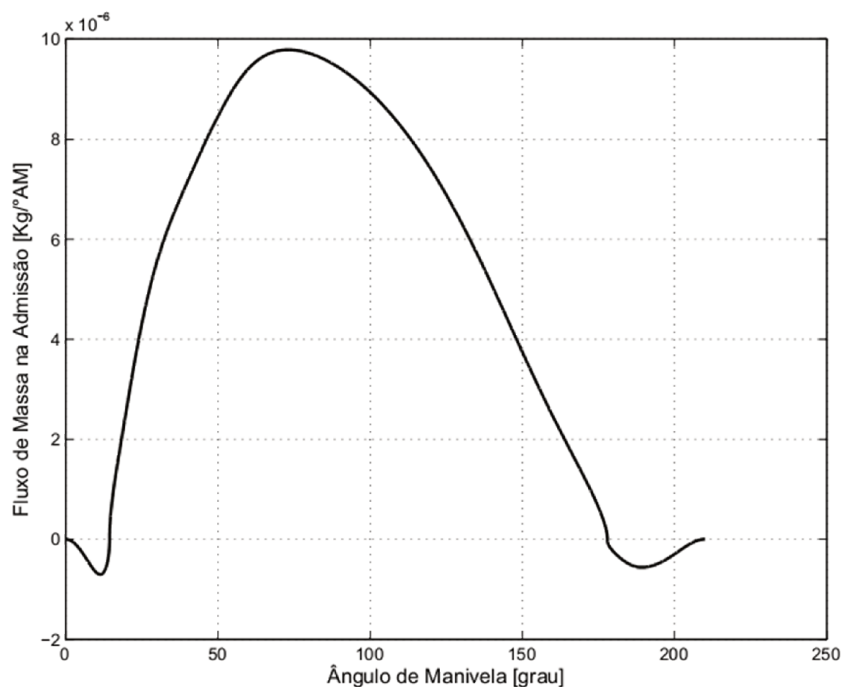


Figura 4.11 - Taxa do fluxo de massa através válvula de admissão

O intervalo entre AVE (510°) e o ângulo de PMI (540°) na Figura 4.10 corresponde ao período de escoamento espontâneo (*blowdown*) (discutido na seção 2.5) evidenciando condições de escoamento sônico. Este escoamento espontâneo está intimamente ligado com a relação de pressões encontradas no cilindro e no coletor de escape. Essa diferença de pressão corresponde à força motriz que impulsiona os gases para fora do cilindro e é fortemente influenciada pelo ângulo de abertura da válvula de escape.

Após o êmbolo passar pelo PMI (540°) o processo de expulsão dos gases é feito devido ao movimento ascendente do êmbolo e durante essa fase é evidenciado escoamento subsônico. Aproximadamente 65 % da massa de gases queimados são removidas do cilindro até que a pressão interna do cilindro atinja um valor próximo à pressão do escape (pressão de escape admitida 1,15 bar).

As Figura 4.12 e Figura 4.13 representam as pressões no interior do cilindro para o processo de escape e admissão. No início da abertura da válvula de escape a pressão dentro do cilindro é aproximadamente 4 vezes superior a pressão do coletor de escape, permitindo assim

que a relação de pressões seja menor que um valor crítico expresso pela equação (2.65), nesse momento é evidenciado escoamento sônico. No intervalo entre 600° e 680° a pressão do cilindro oscila em valores próximos à pressão do coletor de escape, poucos graus antes do completo fechamento da válvula de escape e encerramento do processo de escape, a pressão no cilindro aumenta para um valor superior a 1.6 bar devido a compressão dos gases.

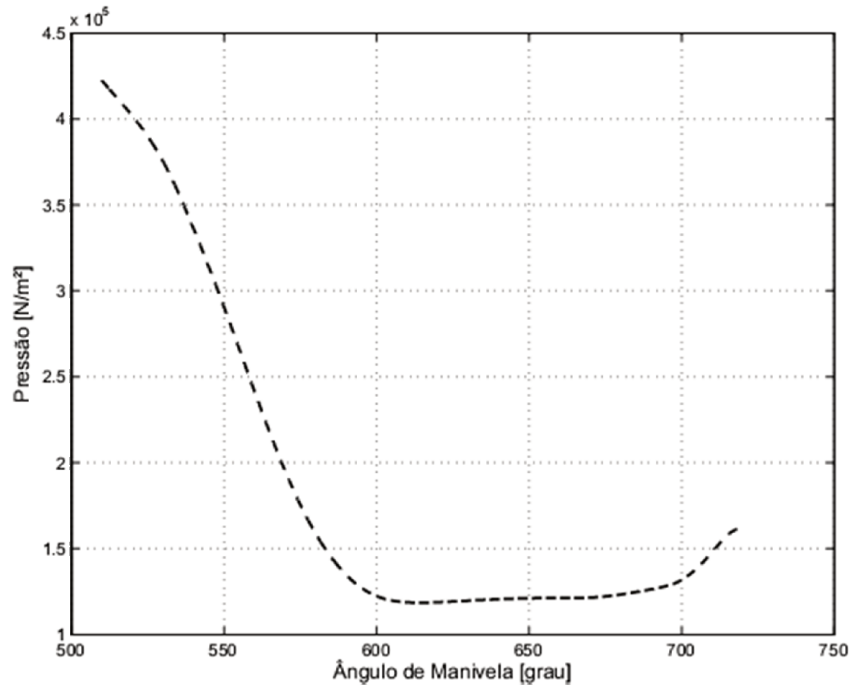


Figura 4.12 - Evolução da pressão durante o escape

Durante o período de admissão (Figura 4.13) a pressão do cilindro passa por uma expressiva redução, saindo de valores de 1,6 bar para valores de 0,73 bar, indicando assim que o êmbolo iniciou o processo de sucção de ar por meio do movimento em direção ao PMI, criando assim a condição de vácuo para admissão. Após passar pelo PMI (180°) o pistão inicia o movimento em direção ao PMS. Durante esse percurso a pressão no interior do cilindro torna-se superior a pressão do coletor de admissão, o que leva a uma perda de carga fresca ora admitida para o coletor de admissão.

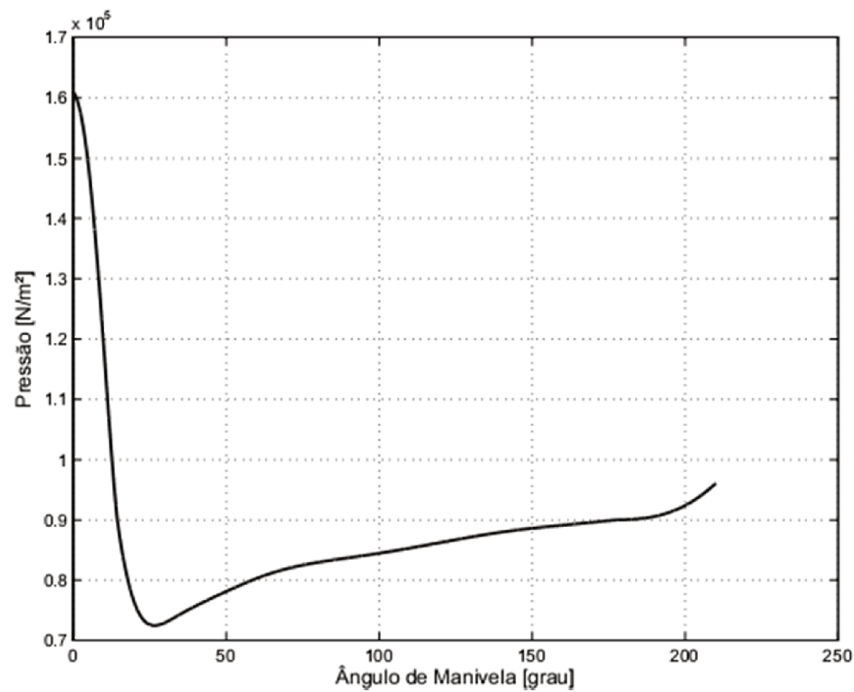


Figura 4.13 - Evolução da pressão durante a admissão

A Figura 4.14 descreve a variação total da massa contida no cilindro durante a fase aberta. A massa é composta inicialmente no ângulo de FVA (210° ou 930°) de ar mais gases residuais. Durante o período de combustão é acrescentada a massa de combustível injetada. O procedimento iterativo contabiliza a fração de gases residuais sempre no ângulo correspondente ao FVA. As características dos escoamentos e variações de massa no cilindro ora encontrados estão de acordo com o discutido e apresentado em BENSON (1986) (Figura 4.15) e abordado também no trabalho de cálculo de fração de gases residuais via simulação numérica e experimental de GIANSETTI *et al.* (2007).

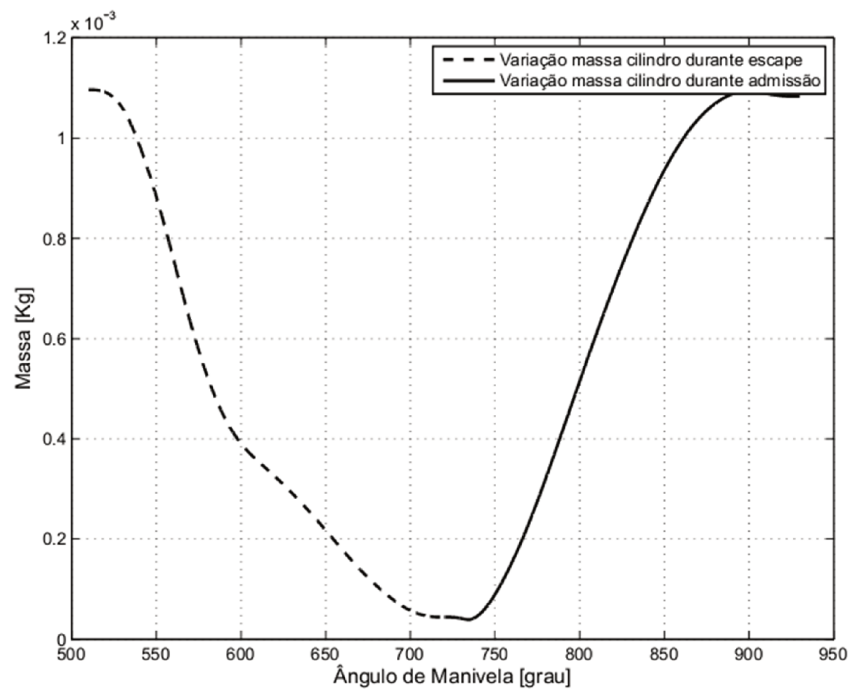


Figura 4.14 – Variação da massa do fluido de trabalho no cilindro para o ciclo completo

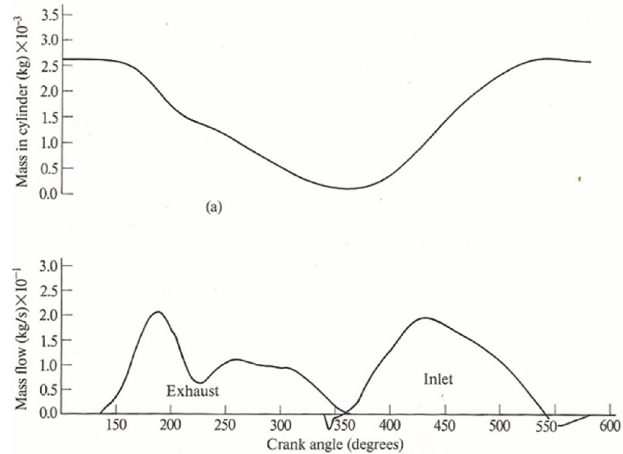


Figura 4.15 – Escoamento de massa para a fase aberta, a) massa contida no cilindro e b) taxas mássicas no escape e na admissão.

Fonte: BENSON (1986)

O escoamento reverso para o coletor de admissão pode ser evidenciado no intervalo entre 720°AM e 734°AM (Figura 4.16). Há uma perda expressiva de massa nesse intervalo, devido à

grande diferença de pressão entre o coletor de admissão (0,9 bar) e os gases no interior do cilindro (1,6 bar) no momento de abertura da válvula de admissão.

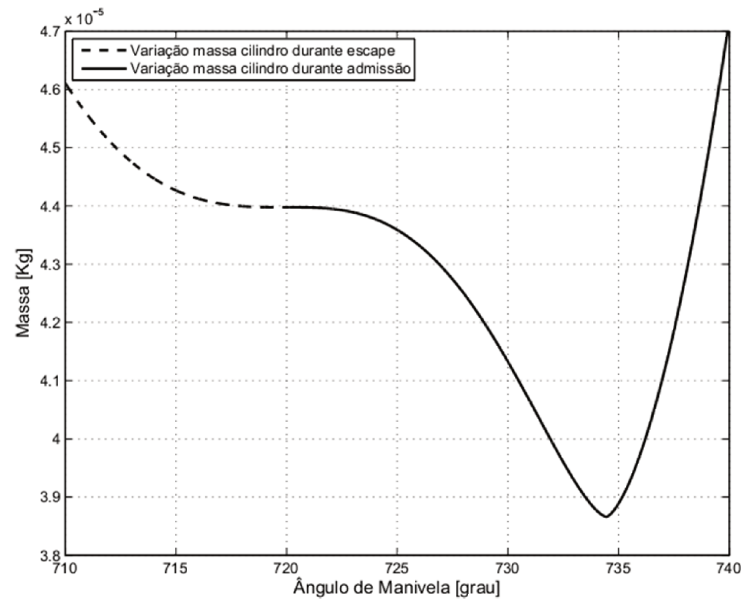


Figura 4.16 - Massa contida no cilindro. Detalhe do escoamento reverso no início da abertura da válvula de admissão.

A rotina computacional também calcula a quantidade exata de massa que foi em direção aos coletores, e pode ser observada nas Figura 4.17 e Figura 4.18, onde é possível ver respectivamente a massa acumulada no coletor de escape, a massa de gases residuais que foram em direção ao coletor de admissão e a massa de ar admitido em função do ângulo de manivelas. No intervalo entre 0 e 25° o coletor de admissão é preenchido com massa de gases queimados, após esse processo inicia-se a aspiração de ar por parte do cilindro, e a massa no coletor assume valores negativos. Após o fechamento da válvula de admissão (210°) é conhecida a massa de ar total aspirada pelo cilindro.

Conhecer em detalhes a massa de gases queimados que foram para o coletor de admissão e a massa de ar admitida é primordial no sentido de calcular a fração de gases residuais e consequentemente o rendimento volumétrico, além de disso é possível expandir o entendimento físico do problema (GIANSETTI *et al.*, 2007).

Durante a operação dos motores de combustão interna a massa de gases queimados não fica acumulada no coletor, como sugerido na Figura 4.18. Os gases de exaustão são expelidos para atmosfera através do sistema de escape e por restritas legislações ambientais esses gases de escape passam por processo de pós-tratamento. Todo o sistema de pós-tratamento montado a jusante do *plenum* de escape acarreta no acréscimo de mais perda de carga no sistema e consequentemente irá contribuir para o aumento do trabalho de bombeamento do motor. Uma análise mais abrangente dos sistemas de pós-tratamentos de gases de escape e também discussões sobre as técnicas de tratamento de gases de escape podem ser encontradas nos trabalhos de BRITO LOPES (2012, 2013) e SALES (2001, 2010).

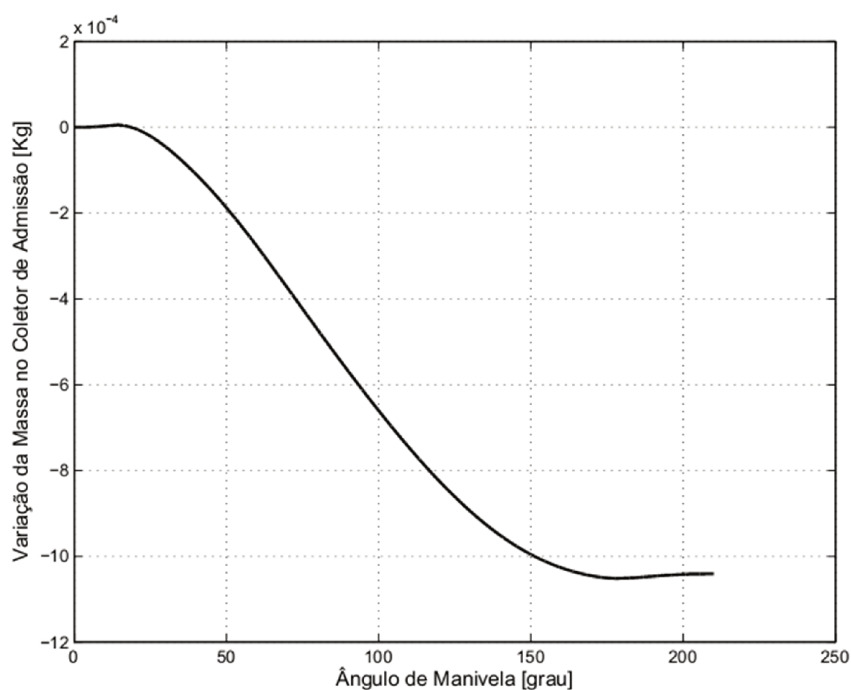


Figura 4.17 - Massa de gases no coletor de admissão. Gases que retornam ao coletor e ar admitido

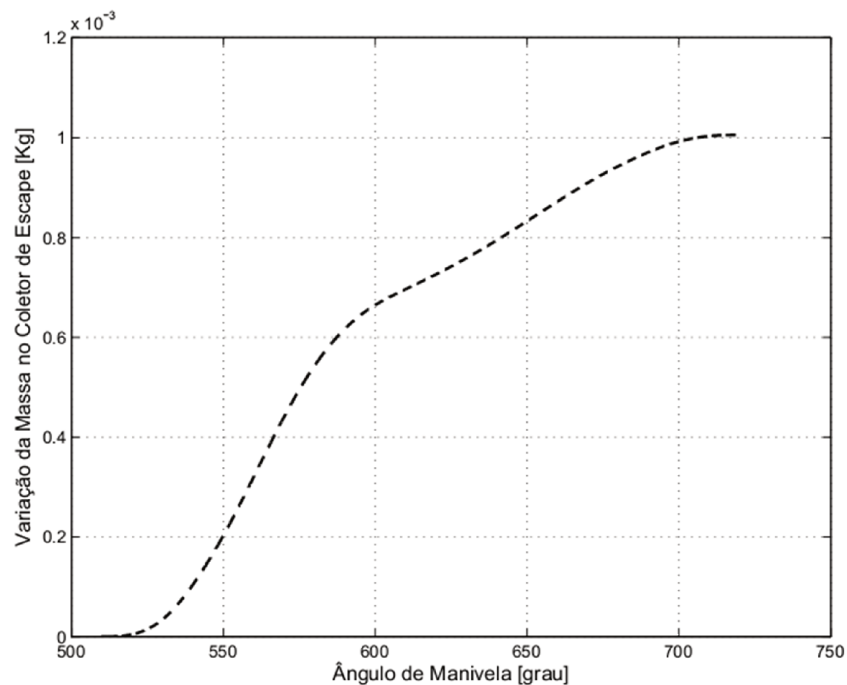


Figura 4.18 - Massa de gases no coletor de escape. Gases provenientes do cilindro

4.4 Curvas características para à fase aberta do ciclo com cruzamento de válvulas

Com o intuito de avaliar as alterações do trabalho de bombeamento causadas por outro sincronismo de válvulas, considerou-se um ângulo de cruzamento de válvulas de 20° de duração, esse intervalo foi utilizado para facilitar a visualização gráfica das curvas, posteriormente serão simulados casos com cruzamento de válvulas menores, cujo interesse será a análise de parâmetros de desempenho. As Figura 4.19 e Figura 4.20 mostram as curvas de taxas mássicas durante cruzamento de válvulas, a linha tracejada representa a taxa de escoamento para o escape, enquanto que a linha cheia indica escoamento na admissão.

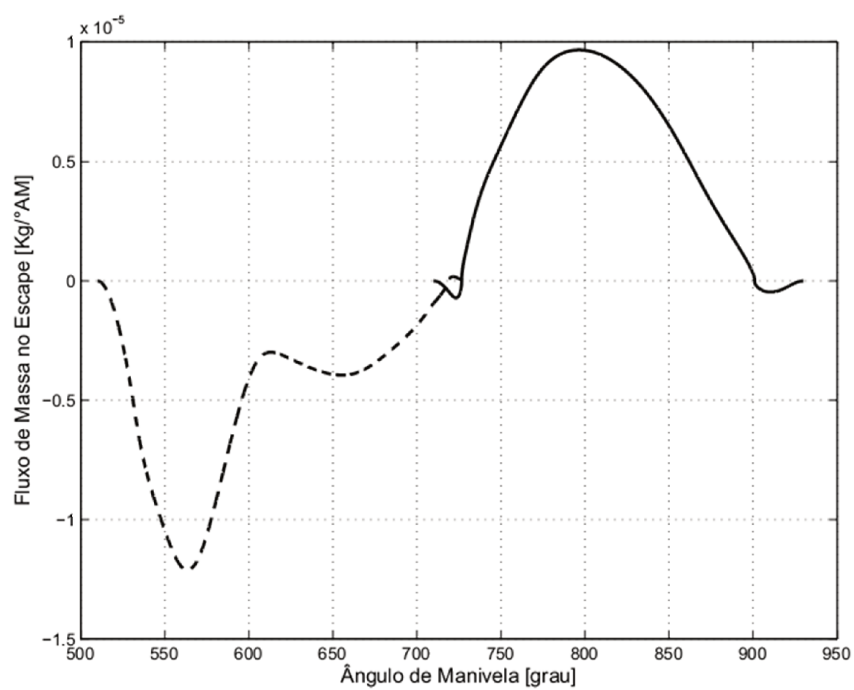


Figura 4.19 - Taxa do fluxo de massa completo para a fase aberta com cruzamento de válvulas

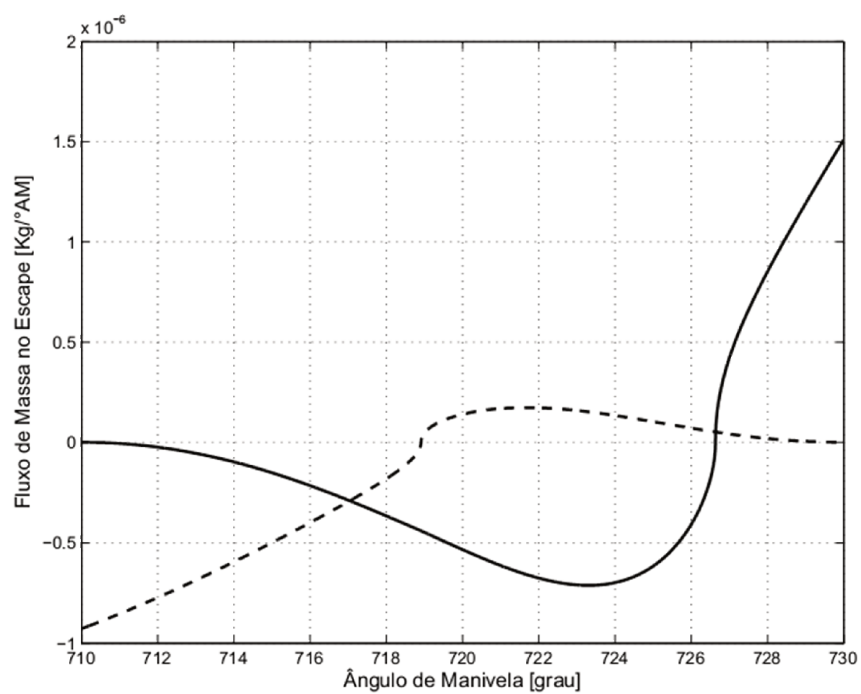


Figura 4.20 - Taxa do fluxo de massa para o período de cruzamento de válvulas

Durante o início do cruzamento de válvulas, a pressão dentro do cilindro é maior que a pressão nos coletores de admissão e escape (como pode ser evidenciado por meio da Figura 4.21) e obedecendo à conversão de sinais adotada no volume de controle da Figura 3.1, é possível notar que o escoamento inicia-se em direção do coletor de escape e um escoamento reverso em direção ao coletor de admissão, ambas as derivadas são negativas. O escoamento reverso no coletor de admissão cessa apenas 7° após o êmbolo passar pelo PMS, iniciando assim o processo de sucção (vácuo) acompanhado da admissão de resíduos e carga fresca, esse momento é marcado pela troca de sinal da derivada.

Apesar da área mínima disponível para o escoamento na válvula de escape ser bastante pequena durante o cruzamento de válvulas, pois a válvula de escape está retornando a sede, é possível evidenciar que a poucos graus antes do êmbolo chegar ao PMS um escoamento reverso do coletor de escape para dentro do cilindro é iniciado e somente cessa após o completo fechamento da válvula de escape. Este tipo de escoamento reverso é característico quando os motores naturalmente aspirados operam com longos períodos de cruzamento de válvulas, o que vem a penalizar a eficiência volumétrica devido ao aumento na fração de gases residuais. Quando a derivada da taxa mássica do escape muda de sinal, indica que a pressão do coletor de escape é maior que a pressão do cilindro, o que coloca em comunicação o coletor de escape com o coletor de admissão, permitindo o escoamento reverso do coletor de escape para dentro do cilindro e do cilindro para o coletor de admissão.

As derivadas de fluxo mássico em relação ao ângulo de manivelas alteram de sinal e mudam sua inclinação a todo instante. Através da Figura 4.21 é possível verificar que a temperatura dos gases no cilindro (a partir de 726°) passa a apresentar uma queda mais acentuada, pois nesse momento inicia-se a aspiração de carga de ar fresca devido ao processo de sucção gerado pelo êmbolo.

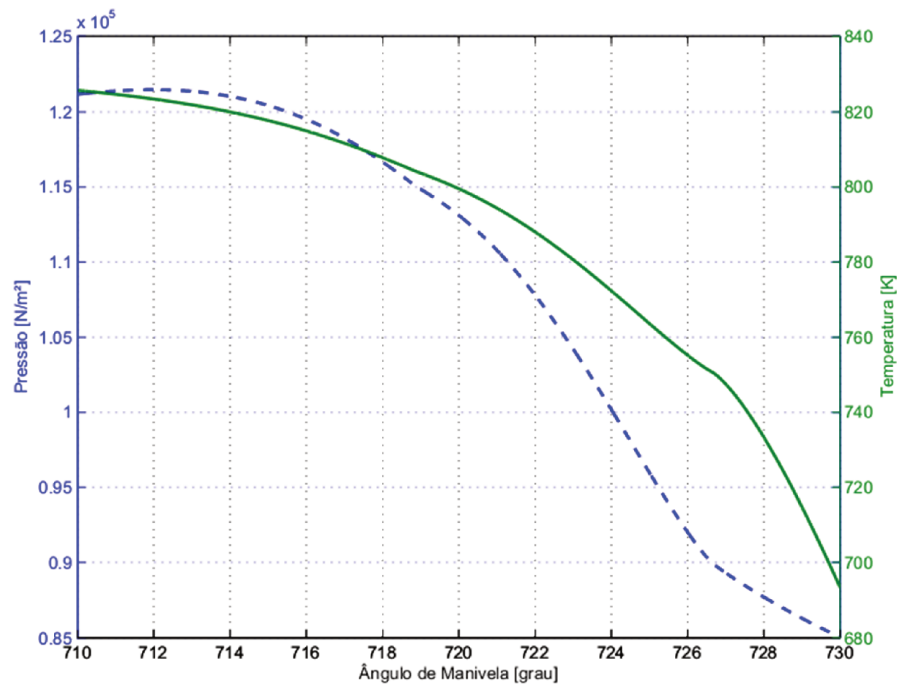


Figura 4.21 - Variação da temperatura e pressão no momento exato de cruzamento de válvulas

SHERMAN *et al.* (1977) afirmam sobre a possibilidade de um escoamento reverso do coletor de escape para o cilindro logo no final do processo de *blowdown* (Figura 2.11 e Figura 4.22, região dentro do círculo vermelho). Esse escoamento reverso foi ampliado e pode ser observado na Figura 4.23. Esse evento só é passível de ocorrer se o motor estiver operando em rotações baixas; como o modelo aqui desenvolvido permite que o motor opere em baixas rotações, rodou-se vários ciclos completos para o motor diminuindo apenas a rotação até o limite de $\sim 400 \text{ rpm}$ onde já é possível evidenciar esse tipo de escoamento. O algoritmo deve ser robusto e ao mesmo tempo apresentar uma lógica de programação bem flexível, é neste momento da simulação onde aparecem os maiores problemas de convergência (BENSON, 1986; GOSMAN, 1986).

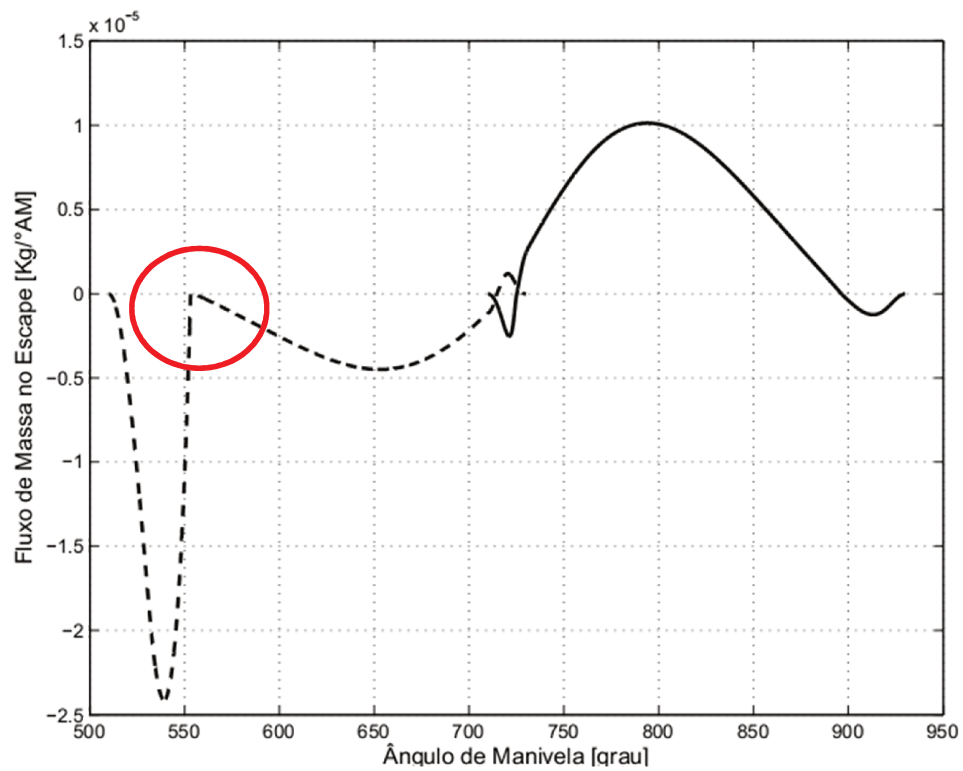


Figura 4.22 - Taxa do fluxo de massa completo para a fase aberta com cruzamento de válvulas, rotação de 400 rpm.

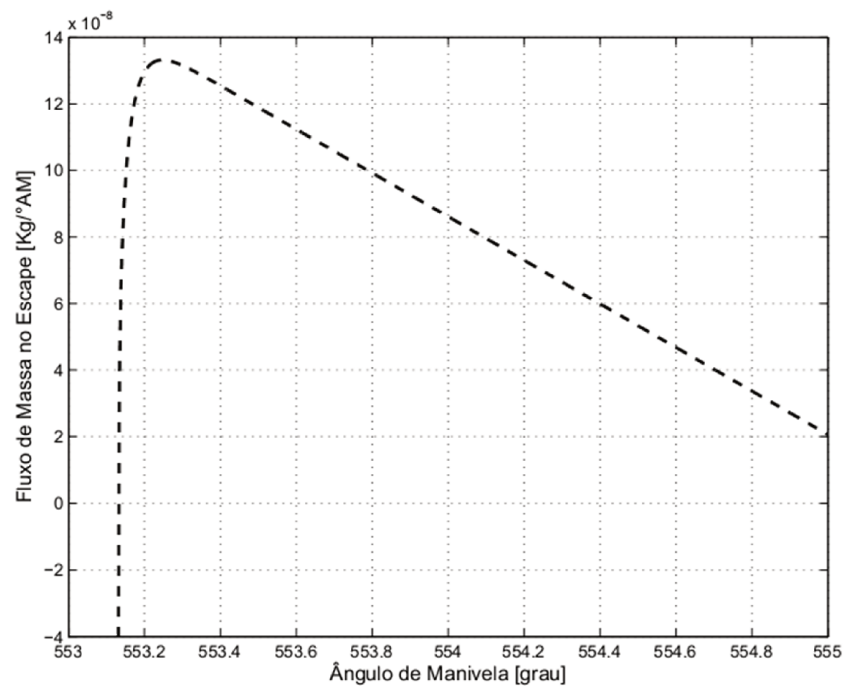


Figura 4.23 - Taxa do fluxo de massa completo para a fase aberta com cruzamento de válvulas, rotação de 400 rpm – Detalhe escoamento reverso início do escape

A Figura 4.24 representa o comportamento do fluxo de massa calculado à baixa rotação (400 *rpm*) para o escape. Ao diminuir a rotação, espera-se um aumento na fração de gases residuais na admissão. De fato, esse teste em baixas rotações não representa uma condição real de operação do motor aqui investigado (uma vez que o mesmo opera com rotação fixa de 1800 *rpm*), mas pode ser utilizado como forma de testar o código computacional. A linha tracejada representa a taxa de escoamento para o escape, enquanto que a linha cheia indica taxa de escoamento na admissão.

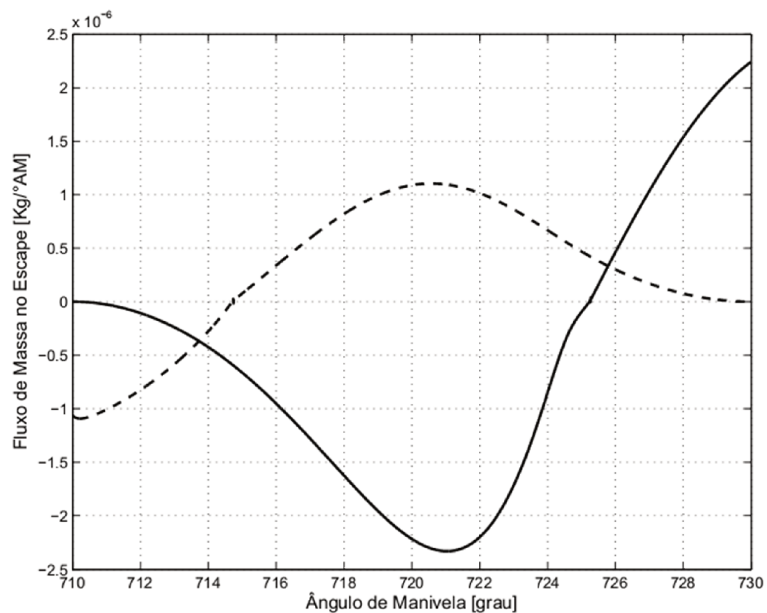


Figura 4.24 - Taxa do fluxo de massa para o cruzamento de válvulas

4.5 A influência da variação dos parâmetros de operação do motor na curva de liberação de energia.

Ao alterar os parâmetros de operação do motor, como por exemplo, a rotação, a carga, o ponto de injeção, espera-se que os vários parâmetros do motor, principalmente aqueles relacionados à liberação de energia (função dupla de Wiebe) irão sofrer alterações bastante significativas. Ao trabalharmos com modelos fenomenológicos, alterar os parâmetros de

operação do motor é uma tarefa simples, contudo os valores da função de liberação de energia permanecem constantes para todas as análises por falta de informação de dados experimentais.

De fato, o que percebemos em ALKIDAS (1987) e reproduzido na Figura 4.25 é que a duração da liberação de energia na combustão aumenta com o aumento da carga do motor e também com a diminuição da rotação. Para um motor Diesel operando com menores cargas prevalece à fase de pré-mistura e uma fase difusiva bem curta; para altas cargas a duração da fase difusiva torna-se mais expressiva com maior duração, a fase de pré-mistura é curta e com um pico máximo inferior ao pico da fase difusiva.

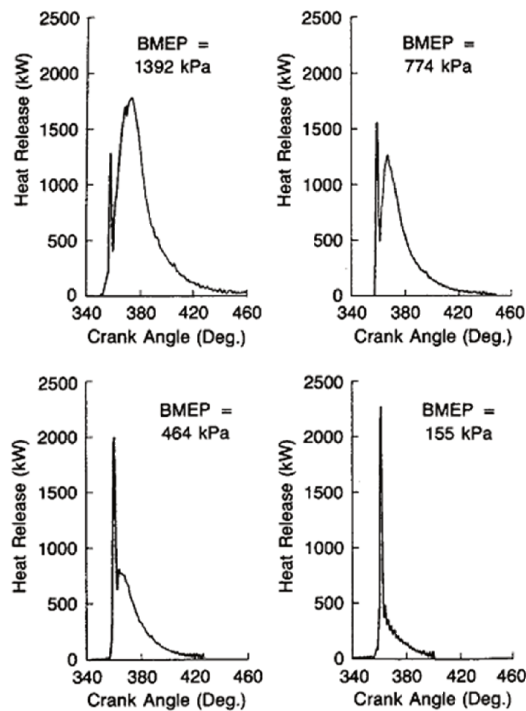


Figura 4.25 - Liberação de energia combustão Diesel para várias cargas.
Fonte: ALKIDAS (1987)

4.5.1 Os parâmetros de desempenho do motor para o caso base

Segundo PLANELLS *et al.* (1993) atribui-se a J. Southern, um auxiliar de J. Watt, o fato de ter desenvolvido um dispositivo que era capaz de “indicar” graficamente a evolução da pressão em função do volume dentro do cilindro, obtendo-se assim o diagrama indicado, semelhante aquele apresentado na Figura 4.1. A potência indicada é calculada conforme a equação (4.1) e pode ser obtida por meio da integração do gráfico pressão *versus* volume.

$$W_i = \oint p dV \quad (4.1)$$

A formulação para potência de atrito equação (4.2) leva em conta dois fatores: a velocidade do êmbolo e a pressão máxima de combustão. Os valores para as constantes na fórmula são frutos de um longo trabalho de experimentação feito em diversos motores Diesel naturalmente aspirados por FLYNN e CHEN (1965) e FLYNN *et al.* (1972). Testou-se também a formulação do método Russo disponível em KHOVAKH (1979) e pequenas diferenças na potência de atrito na ordem de 5 ~ 8 % foram encontradas entre estas duas formulações. Optou-se neste trabalho pela correlação de FLYNN e CHEN (1965), pois a mesma se trata de uma formulação que leva em conta a carga do motor, por meio da pressão máxima do ciclo e por considerar a velocidade média do pistão. A formulação do método Russo leva em conta apenas a velocidade média do pistão.

$$pmf = 0,130 + (0,005p_{m\acute{a}x}) + 0,162S_p \text{ (bar)} \quad (4.2)$$

As demais variáveis de desempenho, pressão média efetiva e pressão média indicada são calculadas conforme as equações (4.3) e (4.4). A relação entre as pressões médias é expressa pela equação (4.5). O rendimento mecânico que correlaciona a potência de eixo com a potência indicada é calculado pela equação (4.6), enquanto o rendimento térmico efetivo pela equação (4.8).

$$pme = \left(\frac{W_e}{V_{cc}} \right) = \frac{\dot{W}_e}{\dot{V}} \text{ (bar)} \quad (4.3)$$

$$pmi = \frac{\dot{W}_i}{\dot{V}} \text{ (bar)} \quad (4.4)$$

$$pme = pmi - pmf \quad (4.5)$$

$$\eta_m = \frac{pme}{pmi} = \frac{pme}{pme + pmf} \quad (4.6)$$

A potência de atrito ($\dot{W}_f$) leva em conta os atritos diversos associados ao acionamento dos órgãos auxiliares como bomba de água, alternador, e é difícil de ser calculada experimentalmente, pois não há meios de medi-la diretamente, variando muito com as condições de funcionamento do motor (OBERT, 1971).

A potência indicada ($\dot{W}_i$) é a potência exercida pelos gases provenientes da queima da mistura combustível-ar dentro do cilindro sobre o êmbolo, anéis, pino do êmbolo, biela e eixo de manivelas, sendo fortemente influenciada pela geometria da câmara de combustão, sistema de injeção, qualidade do combustível, ponto de injeção, abertura e fechamento das válvulas de admissão e escape.

Uma análise imediata para o caso base diz respeito que aproximadamente 40 % da energia térmica contida no combustível foi efetivamente disponível para o motor por meio de trabalho indicado, ainda não descontadas as perdas mecânicas. Essa percentagem é obtida de forma direta por meio das equações (4.1) e (4.7); o rendimento térmico indicado relaciona a potência indicada com a energia disponível para o motor. A equação (4.8) conhecida como relação entre os rendimentos expressa o rendimento térmico efetivo

$$\eta_i = \frac{\dot{W}_i}{\dot{m}_c PCI} \quad (4.7)$$

$$\eta_e = \eta_i \eta_m \quad (4.8)$$

Segundo OBERT (1971) o consumo específico de combustível mostra o quão eficientemente um motor está transformando combustível em trabalho. O mesmo ainda argumenta que este é o principal parâmetro para comparação e análise de motores estacionários e que o emprego desse parâmetro tem maior aceitação que o rendimento térmico efetivo (η_e), pois as variáveis envolvidas são medidas em unidade padrão de tempo, potência e peso.

$$sfc = \frac{\dot{m}_c}{\dot{W}_e} \quad (4.9)$$

O rendimento volumétrico expresso pela equação (4.10) relaciona a massa de ar ($\dot{m}_a$) efetivamente admitida durante o processo de início da admissão, com a massa de ar que “caberia” no cilindro ($\dot{m}_{ao}$), nas condições ambientes ou nas condições do coletor. Neste trabalho foram consideradas as condições ambientes. Deve-se ressaltar que o rendimento volumétrico expressa uma razão de massas e não de volumes, tornando-se uma nomenclatura muitas vezes enganosa (OBERT, 1971).

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{ao}} \quad (4.10)$$

A potência de eixo ainda pode ser expressa evidenciando a influência dos seguintes fatores: densidade do ar ambiente ($\frac{p_0}{RT_0}$), rotação do motor (rpm), da relação combustível-ar real (F), do rendimento mecânico (η_m) e volumétrico (η_v), do rendimento indicado (η_i) e do fato do motor ser de 2 ou 4 tempos (x_t), e da geometria do motor representada pelo termo ($\frac{\pi D^2 L \kappa}{4}$, onde κ é o número de cilindros) através da equação (4.11) Considerando que as demais eficiências estejam todas otimizadas, podemos concluir que a carga nos motores diesel é necessariamente controlada pela quantidade de combustível injetada (F).

$$\dot{W}_e = \frac{p_0}{RT_0} \frac{\pi D^2 L \kappa RPM}{4 \cdot 60 x_t} F \cdot PCI \cdot \eta_i \eta_v \eta_m \quad (4.11)$$

Os resultados globais para o caso base (Tabela 4.1) apurados com esse modelo estão bastante condizentes com as tendências encontradas em TAYLOR (1968,1988), OBERT (1971) e aquelas reportadas em KHOVAKH (1979). Por exemplos, a pressão média efetiva na faixa de 8 a 10 bar, o rendimento térmico efetivo de 34% e a eficiência volumétrica acima de 85 % são bastantes características para motores Diesel em aplicação estacionária. Calculou-se uma potência efetiva de eixo de 51,3 kW que esta bem próximo do valor de 49 kW declarado pelo fabricante.

Tabela 4.1: Resultados globais da simulação - Caso base

Eficiência térmica indicada (η_i)	0,397
Eficiência térmica efetiva (η_e)	0,344
Eficiência mecânica (η_m)	0,867
Eficiência volumétrica (η_v)	0,897
Fração de gases residuais (f)	0,041
Pressão média indicada (pmi) [Pa]	10,05e+05
Pressão média de atrito (pmf) [Pa]	1,91e+05
Pressão média efetiva (pme) [Pa]	8,71e+05
Potência indicada ($\dot{W}_i$) [W]	5,91e+04
Potência efetiva de eixo ($\dot{W}_e$) [W]	5,13e+04
Consumo específico de combustível (sfc) [$\frac{g}{kW.h}$]	243,34

Para alcançar um valor mais próximo daquele declarado pelo fabricante, sugere-se variar a razão de equivalência ou o ponto de injeção. A Figura 4.26 apresenta o efeito do ponto de injeção sobre a curva de pressão da combustão em função do ângulo de manivelas e do ângulo de injeção antes do PMS.

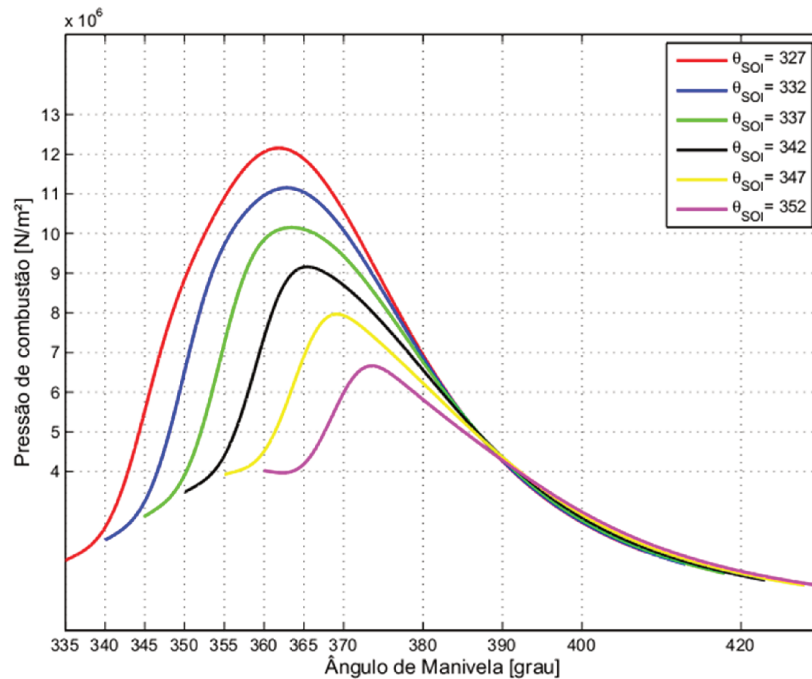


Figura 4.26 - O efeito do ponto de injeção na pressão máxima de combustão em função do ângulo de manivelas – caso base

Ao variar o ponto de injeção alteram-se a temperatura máxima do ciclo, a pressão máxima e as eficiências finais de desempenho do motor. Ao se injetar combustível de forma muito adiantada, ou seja, 33°APMS ($\theta_{SOI} = 327^\circ\text{AM}$) a pressão máxima de combustão eleva-se muito e seu pico se dá próximo ou até mesmo antes do PMS, isso pode significar um não aproveitamento adequado do trabalho de expansão e um aumento exagerado no trabalho de compressão em sua parte final, além de proporcionar esforços mecânicos adicionais sobre os componentes, como êmbolo, anéis e válvulas de escape e admissão.

4.6 A influência da razão combustível-ar sobre os parâmetros de desempenho

Nos motores a Diesel a razão combustível-ar é a variável independente usada para controlar a carga do motor e sobre condições normais de operação com um ponto de injeção fixo variando a razão de combustível-ar e a velocidade de êmbolo pode-se alcançar valores distintos de pme (TAYLOR, 1968). Deve-se notar que as curvas topográficas de motores a diesel são obtidas a

partir do conhecimento da pme , da velocidade média do êmbolo e do consumo específico de combustível, conhecendo-se essas curvas, podemos dizer que conhecemos a “identidade” do motor. Além de afetar todos os parâmetros de desempenho do motor, recomenda-se que os motores a Diesel operem sempre com misturas pobres, evitando-se assim a formação de fumaça no escape.

A Figura 4.27 mostra o limite mínimo da razão combustível-ar para o motor estudado. Essa informação foi obtida plotando as curvas de potência indicada, potência efetiva e potência de atrito. O motor somente entrará em funcionamento quando a potência indicada for superior à pressão de atrito. Por inspeção gráfica, pode-se dizer que este motor possui um limite mínimo em torno de $\phi = 0,20$. Determinar esse limite mínimo não é importante apenas por questões relacionadas à combustão, mas também pelo de fato que a quantidade de combustível está intimamente ligada à capacidade de superar os atritos mecânicos, ou seja, determinar a mínima quantidade de combustível necessária para manter o motor operando sem carga em uma dada rotação. Em modelos termodinâmicos esse tipo de análise se torna muito simples e apresenta importante significado durante o projeto do motor.

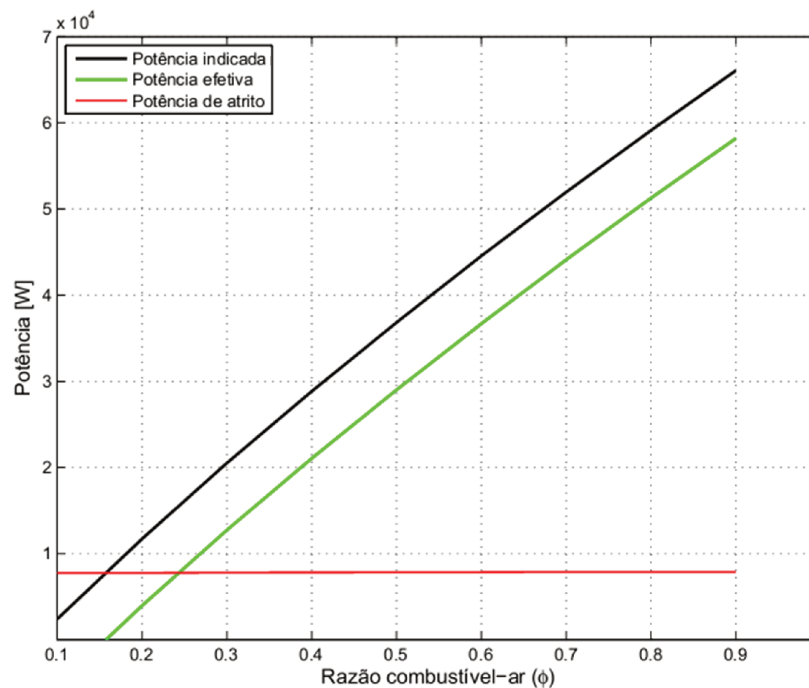


Figura 4.27 - Limite de razão combustível-ar – caso base

O rendimento mecânico pode ser visto na Figura 4.28. Valores inferiores a zero indicam que o motor não irá operar de forma estável, pois as forças de atrito são superiores a potência indicada.

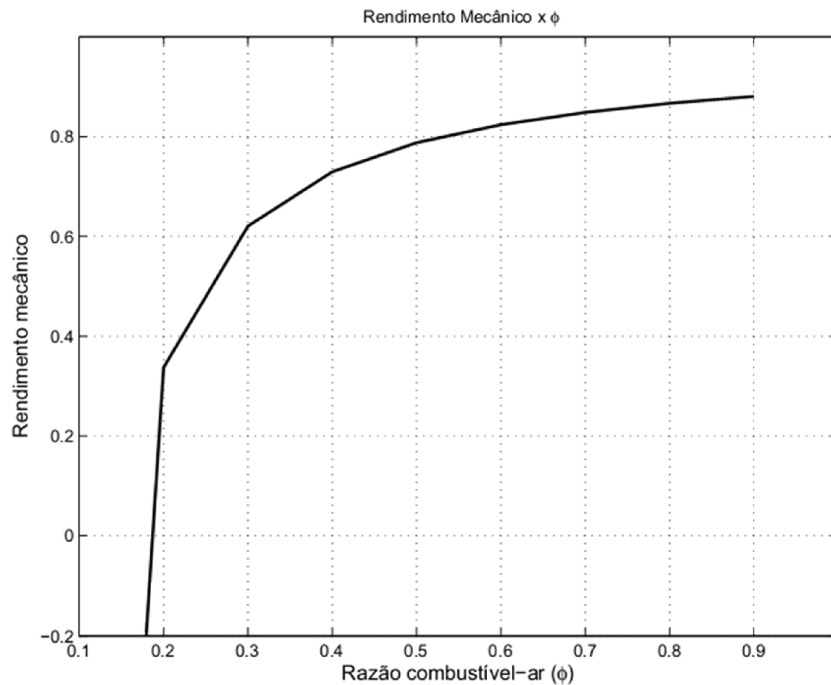


Figura 4.28 - Rendimento mecânico em função da razão combustível-ar

O modelo desenvolvido apresentou-se bastante robusto para esse tipo de simulação e converge sem problemas, mesmo quando pequenos valores para razão de equivalência, na ordem de 10^{-2} , são testados. As características encontradas, como, aumento da potência efetiva e do rendimento mecânico devido ao aumento da razão de equivalência, estão de comum acordo como abordado em OBERT (1971), TAYLOR (1968) e KHOVAKH (1979).

4.7 A influência do cruzamento de válvulas sobre os parâmetros globais de desempenho

Como parte dos objetivos desse trabalho, será analisada a influência do cruzamento de válvulas de válvulas sobre os parâmetros de fração de gases residuais e eficiência volumétrica, que estão relacionados com o projeto do sincronismo de válvulas e com o consumo específico de

combustível, que é o parâmetro mais usual de análise e comparação de desempenho de motores Diesel para aplicação estacionária. Esses valores serão confrontados com os valores reportados na Tabela 4.1 que corresponde ao caso base.

A Tabela 4.2 foi gerada com o modelo de simulação para o caso de cruzamento de válvulas visando simular 3 casos de cruzamentos de válvula simétricos. Para o Caso I a válvula de admissão abre 2°APMS e a válvula de escape fecha 2°DPMS, para o Caso II a válvula de admissão abre 6° APMS e a válvula de escape fecha 6° DPMS e para o Caso III a válvula de admissão abre 15° APMS e a válvula de escape fecha 15°DPMS. Os ângulos de abertura da válvula de escape e de fechamento da válvula de admissão são mantidos os mesmos do caso base, bem como, a rotação, o ponto de injeção e a razão de equivalência.

Tabela 4.2: – Resultados globais da simulação – cruzamento de válvulas

	Caso Base	Caso I	Caso II	Caso III
Duração do cruzamento de válvulas (°AM)	0 °	4°	12°	30°
Fração de gases residuais (f)	0,041	0,036	0,032	0,037
Eficiência volumétrica (η_v)	0,897	0,923	0,932	0,930
Consumo específico de combustível (sfc) [$\frac{g}{kW.h}$]	243,34	235,30	235,46	237,32

Os resultados da Tabela 4.2 mostram que, um pequeno cruzamento de válvulas na faixa de 4° a 12° de duração, o motor já é capaz de ter aumentada a eficiência volumétrica em aproximadamente 3 % por meio da redução da fração de gases residuais, quando comparada a eficiência volumétrica calculada para o caso base. Durante o cruzamento de válvulas o motor é capaz de executar uma melhor lavagem do cilindro, deixando menores quantidades de gases no volume morto. Há também uma redução no trabalho de bombeamento quando comparado com o caso sem cruzamento de válvulas, o que leva a um aumento da potência indicada. O aumento da eficiência volumétrica atrelada a uma redução do trabalho de bombeamento leva a uma melhoria

na eficiência térmica do motor e uma consequente redução do consumo específico de combustível em até de 3,3 % quando comparado o caso I com o caso base.

Observa-se também que para valores de cruzamento de válvulas superiores a 12° o motor aqui analisado não apresentar melhoria significativa nos parâmetros de desempenho. Isso se deve ao fato de que o motor tem sua fração de gases residuais aumentada e uma consequente diminuição na eficiência volumétrica, além de um aumento do trabalho de bombeamento, devido a um maior tempo de permanência das válvulas de escape e admissão abertas durante o período de cruzamento de válvulas, podendo apresentar também um pequeno aumento no trabalho de compressão. Uma vez que o tempo de fechamento da válvula de admissão e o tempo de abertura da válvula de escape não foram otimizados, um não aproveitamento adequado do trabalho de expansão e um aumento no trabalho de compressão podem contribuir para um ligeiro aumento no consumo específico de combustível quando comparados os casos II e III com o caso I.

À medida que se aumenta a duração do cruzamento de válvulas para valores superiores a 12° o mecanismo que é responsável pelo aumento da fração de gases residuais é o escoamento reverso do coletor de escape para o cilindro, o que leva também a um aumento no consumo específico de combustível. Essa análise foi bem explorada também em SHERMAN *et al.* (1978).

5 CONCLUSÕES, COMENTÁRIOS FINAIS E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.

Nesse capítulo serão apresentadas as conclusões e alguns comentários finais acerca do modelo aqui desenvolvido e dos resultados e análises realizadas. Ao final serão apresentadas as sugestões para trabalhos futuros.

5.1 Conclusões

As curvas características encontradas nesse trabalho e suas tendências associadas aos resultados qualitativos/quantitativos estão de acordo com aqueles encontrados nas principais referências bibliográficas sobre motores de combustão interna. Alguns resultados quantitativos também apresentam forte coerência quando comparados aos valores finais de desempenho informados pelo fabricante do motor simulado (caso base). Sendo assim os objetivos inicialmente propostos para esse trabalho foram alcançados.

Não dispor de dados experimentais torna muito difícil a adequação de parâmetros do modelo de motores, mas a utilização dos dados reportados em HAUCK (2010) permitiu encontrar valores finais de potência de eixo muito próximas às declaradas pelo fabricante, com erros inferiores a 3% quando comparada a potência calculada com este modelo (deve-se ajustar o ϕ entre 0,78 e 0,82);

Mesmo operando com altas eficiências volumétricas (caso base), algo em torno de 89 %, ainda é possível aperfeiçoar esse parâmetro possibilitando aos motores Diesel naturalmente aspirados experimentar um curto cruzamento de válvulas. Um cruzamento de válvulas de 4° AM aumentou em aproximadamente 3 % a eficiência volumétrica, e permitiu também uma redução de 3,3 % no consumo específico de combustível quando comparado ao caso base.

Do ponto de vista do estudo teórico dos motores de combustão interna, dizer que a pressão nos coletores é constante apresenta-se como boa aproximação. Contudo, no decorrer deste trabalho conclui-se que essa hipótese pode ser aperfeiçoada. Conhecendo-se a variação da pressão pulsátil nos coletores por meio de dados experimentais ou via modelos matemáticos e acoplando esses dados ao modelo, pode-se propiciar um melhor entendimento sobre a formação das frações de gases residuais, trabalho de bombeamento e rendimento volumétrico.

5.1.1 Comentários

Não é possível com os modelos de ar-padrão chegar ao grau de entendimento sobre os processos físicos ora encontrados aqui. Seguindo a tendência apresentada por MYERS (1985) sobre a substituição de modelos de ar-padrão por modelos zero-dimensionais, recomenda-se o incentivo ao uso de modelos zero-dimensionais nos cursos de graduação em substituição ao modelo de ar-padrão. O modelo de ar-padrão é muito limitado, e os valores de desempenho calculados com o mesmo não são condizentes com os valores encontrados na prática.

Acredita-se que a função de Wiebe permanecerá ainda por muito tempo como a fonte principal para alimentação de modelos computacionais para o modelamento da liberação de calor nos motores Otto e Diesel.

Observa-se, após revisão bibliográfica, que até a presente data a simulação da combustão caracteriza-se como sendo o maior desafio, confirmando assim uma tendência apontada há 29 anos atrás por MYERS (1985). A natureza transiente dos processos, a complexidade das reações químicas, a turbulência e as altas taxas de transferência de calor por radiação no Diesel e convecção no Otto caracterizam ainda atualmente desafios a serem superados em todos os modelos de simulação, desde o zero-dimensional até os tridimensionais com sofisticados modelos de turbulência acoplados.

O modelo é muito sensível aos seus diversos parâmetros como os da função de Wiebe, que pode mudar completamente todos os resultados do ciclo. Nesse aspecto, uma análise qualitativa se faz necessária, ampliando assim o entendimento dessa função. Resultados experimentais podem ser usados para calibrar o modelo para um determinado motor.

Trabalhar e explorar a influência do cruzamento de válvulas nos parâmetros de desempenho, principalmente na fração de gases residuais, eficiência volumétrica, e consumo específico de combustível torna esse modelo uma poderosa ferramenta para desenvolvimento e estudo de motores de combustão interna;

5.2 Sugestão para trabalhos futuros

Como o código aqui desenvolvido permite calcular a entropia do fluido de trabalho em cada passo de iteração, sugere-se desenvolver e acoplar um modelo de segunda lei da termodinâmica, ampliando assim o entendimento físico dos processos dos motores de combustão interna.

A fim de aumentar o entendimento sobre os fenômenos físicos durante a combustão, sugere-se programar uma rotina computacional capaz de simular a dissociação química acoplada à cinética química para os produtos da combustão. O trabalho de BOSCH NETO (2012) prevê a formação de 21 espécies nos produtos da combustão e foi escrito em linguagem *MATLAB*®, o que pode vir a facilitar a implementação desse modelo no trabalho aqui desenvolvido.

Trabalhar o código aqui desenvolvido junto com dados experimentais, permitindo assim um melhor ajuste dos parâmetros da função dupla de Wiebe e adequação das constantes nas correlações de transferência de calor. Utilizar dados reais de geometria de válvulas e mecanismo de acionamento de válvulas.

Acoplar o modelo desenvolvido com um modelo de turboalimentação, adicionando assim um novo sistema de equações diferenciais a fase aberta do ciclo ou como uma primeira tentativa implementar o modelo simplificado de turboalimentação proposto por STONE (1999).

Desenvolver modelos matemáticos através do ajuste das curvas de dados experimentais sobre a variação da pressão e temperatura nos coletores de admissão e escape e acoplar ao modelo aqui proposto ou a novos modelos que possam surgir a partir do código aqui desenvolvido.

Após validação desse código com dados experimentais, incentivar o uso do mesmo em cursos de graduação, visto que o uso do modelo de ar-padrão Sabathé não se caracteriza como a melhor ferramenta de entendimento dos motores a Diesel modernos.

6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALEKSANDROV, A. A.; OCHKOV, V.F.; ORLOV, K.A. Equations and computer program for calculating the properties of gases and combustion products. **Thermal Engineering**, Vol. 52, No. 3, 2005, pp. 221–229.

ALKIDAS, A.C.; SZEKELY JR, G. A. A two-stage heat-release model for diesel engines. **SAE Trans**, 861272, 1986, p. 4.1117-4.1133.

ALKIDAS, A.C. Combustion characteristics of a single-cylinder open-chamber diesel engine. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. **Transaction of the ASME**. Vol.109, 1987, p. 419-425.

ANNAND, W. J.D. **Heat transfer in the cylinder and porting**. In: HORLOCK, J. H. & WINTERBONE, D. E (editors). *The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engines*. Oxford. Claredon Press, 1986. p. 616-772b.

ANNAND, W.J.D. MA, T.H. Instantaneous heat transfer rates to the cylinder head surface of a small compression-ignition engine, **Proceedings of the IMechE**, Part D: Journal of Automobile Engineering 185 (1971) 976–987.

AQUINO, C.F. Transient A/F control of characteristics of the 5 liter central fuel injection engine. **SAE paper**, 810494, 1981.

ARMSTRONG, L. V.; HARTMAN, J. B. **The diesel engine (Its Theory, Basic Design and Economics)**, New York, The Macmillan Company, 1959.

ASMUS, T.W. Valve events and engine operation. **SAE Trans**, 820749, 1982, p.2520-2533.

ASSANIS, D.N.; EKCHIAN, J. E.; FRANK, R. M.; HEYWOOD, J. B. **A computer simulation of the turbo-charged turbocompounded diesel engine system: a description of the thermodynamic and heat transfer models** . *NASA Report* nº CR - 174971, 1985, p.2520-2533.

- BAETA, J. G. C. **Metodologia experimental para a maximização do desempenho de um motor multicombustível turboalimentado sem prejuízo à eficiência energética global**. 2006. Tese (Doutorado). Universidade Federal de Minas Gerais, Faculdade de Engenharia Mecânica, Belo Horizonte MG.
- BARBOSA, M. R. **Determinação de parâmetros de equações de estado para líquidos iônicos a partir de dados de velocidade do som**. 2012. 157f. Dissertação (Mestrado) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Campinas, SP. Disponível em: < <http://www.bibliotecadigital.unicamp.br/document/?code=000867858>>. Acesso em: 03 jun. 2014.
- BARUAH, P.C, ANNAND, W.J.D. BENSON, R.S. A simulation model including intake and exhaust systems for a single cylinder four-stroke cycle spark ignition engine. **Proceedings of the IMechE**. Vol 17, pp. 97-124 (1975).
- BARRAGÁN-AROCHE, J.F.; BAZÚA-RUEDA, E.R. A local composition extension of the van der Waals mixing rule for PR cubic equation of state. **Fluid Phase Equilibria**, 227, 2005, p.97-112.
- BARROS, J. E. M. **Estudos dos motores de combustão interna aplicando análise orientada a objetos**. 2003. 160f. Tese (Doutorado). Universidade Federal de Minas Gerais, Faculdade de Engenharia Mecânica, Belo Horizonte MG. Disponível em: < <http://www.mautone.eng.br/> >. Acesso em: 17 Mai. 2013.
- BARROS, J. E. M. **Motores de combustão interna simulação**. Apostila motores de combustão interna CARE. Universidade Federal de Minas Gerais, Faculdade de Engenharia Mecânica, Belo Horizonte - MG, 2006. Disponível em:< http://www.mautone.eng.br/apostilas/motores_combustao_interna/CARE.pdf> Acesso em: 22 Jun. 2013.
- BECERRA, E. del C. V. **Modelo de simulação para um motor diesel-gás**. 1996. 121f. Dissertação (Mestrado) - Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Faculdade de Engenharia Mecânica, Rio de Janeiro, RJ.

BENSON, R. S. **The thermodynamics and gas dynamics of internal combustion engine**. Vol 2. HORLOCK, J. H. & WINTERBONE, D. E (editors). The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engines. Oxford. Claredon Press.1986

BENSON, R. S. **The thermodynamics and gas dynamics of internal combustion engine**. Vol 1. HORLOCK, J. H. & WINTERBONE, D. E (editors). The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engines. Oxford. Claredon Press.1986.

BENSON, R. S; WHITEHOUSE, N. D. **Internal combustion engines**. Oxford: Pergamon, c1979. 2v. (Thermodynamics and fluid mechanics series).

BICEN, A. F.; VAFIDIS C.; WHITELA, W J. H. Steady and Unsteady Airflow Through the Intake Valve of a Reciprocating Engine. **J. Fluids Eng.** 107(3), 413-420 (Sep 01, 1985) (8 pages)

BOSCH NETO, J. C. **Simulação de emissões de misturas gasolina/etanol em motores de combustão interna**. 2012. 213f. Tese (Doutorado). Universidade Federal de Minas Gerais, Faculdade de Engenharia Mecânica, Belo Horizonte MG. Disponível em: <<https://catalogobiblioteca.ufmg.br/pergamum/biblioteca/index.php>>. Acesso em: 08 Jun. 2013.

BORMAN, G.; NISHIWAKI, K. Internal-combustion engine heat transfer. **Prog Energy Combust. So.** Vol 13, p. 1-46. Pergamon Journals Ltd. Great Britain. 1987.

BORMAN, G. L.; OLIKAR A, C. A computer program for calculating properties of equilibrium combustion products with some applications to I.C engines. **SAE paper**, 750468.

BRITO LOPES, A.V. **Análise experimental da influência do ar injetado na exaustão de um motor de combustão interna nas emissões de poluentes**. 2012. Trabalho de Conclusão de Curso - Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Graduação em Engenharia Mecânica, Contagem MG.

BRITO LOPES, A.V. **Emissões de poluentes no Brasil e no mundo e sistema de redução catalítica (SCR)**. Trabalho apresentado à disciplina Motores de Combustão Interna-IM452, pós-graduação em Engenharia Mecânica, UNICAMP, Campinas-SP, 2013.

BRUNETTI, F. **Motores de combustão interna**. São Paulo, SP: Blucher, 2012. 2 v., il. ISBN 9788521207092 (v.2. : broch.).

BUENO, A. V. **Análise de liberação de energia em motores diesel operando com combustíveis alternativos**. 2003. 107f. Dissertação (Mestrado) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Campinas, SP.

BUENO, A. V. **Análise da operação de motores diesel com misturas parciais de biodiesel**. 2006. 119f. Tese (doutorado) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Campinas, SP. Disponível em: <<http://libdigi.unicamp.br/document/?code=vtls000381328>>. Acesso em: 03 mai. 2013.

BUENO, A. V.; VELÁSQUEZ ALEGRE, J. A.; MILANEZ, L. F. A new engine indicating measurement procedure for combustion heat analysis. **Applied Thermal Engineering**, 29. 2009, p.1657-1675.

BUENO, A. V.; VELÁSQUEZ ALEGRE, J. A.; MILANEZ, L. F. Heat release and engine performance effects of soybean oil ethyl ester blending into diesel fuel. **Energy**, 36. 2011, p.3907-3916.

BUTTSWORTH, R.D. **Spark ignition internal combustion engine modelling using MATLAB**. Technical Report TR-2002-02. Disponível em: < <https://eprints.usq.edu.au/173/1/tr-2002-02.pdf> >. Acesso em: 08 mar. 2013.

CHALLEN, B.; BARANESCU, R. **Diesel engine reference book**. 2nd ed. Oxford; Woburn, MA: Butterworth-Heinemann, 1999. 682 p., il.

CHARALAMBIDES, A. G. **Charge stratified HCCI engine**. 2006. Tese (Doutorado) – Imperial College, London- England. Disponível em: < <http://search.proquest.com/docview/301679869?accountid=8113> . (301679869) >. Acesso em: 23 jun. 2014.

COLE, B. N.; MILLS, B. The theory of sudden enlargements applied to the poppet exhaust-valve, with special reference to exhaust-pulse scavenging. **Proc. I. Mech. E.** 1(B) (8), 364-378, 1952-1953.

CURTO RISSO, P. L. **Simulación numérica y modelización teórica de um ciclo tipo otto irreversible**. Tese (Doutorado). Universidade de Salamanca, Salamanca (Espanha), 2009.

CURTO RISSO, P. L.; MEDINA, A.; CALVO, H. L.; GUZMAN-VARGAS, L.; ANGULO-BROWN, F.; SEN, A. K. **Introduction to quasi-dimensional simulation of spark ignition engines, From thermodynamic optimization to cyclic variability**. Springer. 2014.

FANICK, E.R.; MERRITT, M.P. Development of a synthetic diesel exhaust. **SAE Journal of Engine**, 22196, 2009, Vol.1 – Issue 1, p. 65-70.

FERGUSON, C. R. **Internal combustion engines (Applied thermosciences)**. John Wiley & Sons, Inc. EUA, 1986.

FERGUSON, C. R.; KIRKPATRIK, A.T. **Internal combustion engines (Applied thermosciences) 2nd Edition**. John Wiley & Sons, Inc. EUA, 2001.

FERREIRA, P. A. F. **Modelação fenomenológica de um motor diesel marítimo para avaliar efeitos da mudança de combustível**. Dissertação (Mestrado), Lisboa, Portugal, 2012.

FLYNN, P.; MIZUSAWA, M.; UYEHARA, O. A.; MYERS, P. S. An experimental determination of the instantaneous potential radiant heat transfer within an operating diesel engine. **SAE Trans.** 720022, 1972, p.95-126.

FLYNN, P.F.; CHEN, S. K. Development of a single cylinder compression ignition research engine. **SAE Trans.** 650733, 1965.

GALLO, W. L. R. **Análise exergética de motores a gasolina e a álcool**. 1990. 258f. Tese (doutorado) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Campinas, SP. Disponível em: <<http://libdigi.unicamp.br/document/?code=vtls000026825>>. Acesso em: 10 Out. 2012.

GANESAN, V. **Computer simulation of compression-ignition engine processes**. University Press, India, 2000.

GHOJEL, J. I. Review of the development and applications of the Wiebe function: a tribute to the contribution of Ivan Wiebe to engine research. **Internal Journal of Engine Research**. SAGE. Institution of Mechanical Engineers. May, 2010. p. 297-312.

GIACOSA, D. **Motores endotermicos**. 3. ed. Barcelona: Editorial Cientifico-Medica, 1970. xxi, 758p.

GIANSETTI, P.; COLIN, G.; HIGELIN, P.; CHAMAILLARD, Y. Residual gas fraction measurement and computation. **Int. J. Engine Res**. Vol., 347-364, 2007.

GORDON, S.; MCBRIGDE, J.M.B. **NASA computer program for calculation of complex chemical equilibrium composition, rocket performance, Incident and reflected shocks and Chapman -Jouguet detonations**, *NASA SP-273 Interim Report Lweis Research Center*, 1971.

GORDON, S.; MCBRIGDE, J. B. ‘ **Computer program for calculation of complex chemical equilibrium compositions, rocket performance, incident and reflected shocks and Chapman-Jouget detonations**’ *NASA SP-273 Interim Revision N78-17724 Lweis Research Center*, 1976.

GOSMAN, A. D. **Flow processes in cylinders**. In: HORLOCK, J. H. & WINTERBONE, D. E (editors). *The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engines*. Oxford. Claredon Press, 1986. p. 616-772b.

HANLON, G.O. The vena Contracta. **Proc. London Math. Soc.** 1869 s1-3: 4-5.

HARDENBERG, H.O.; HASE, F.W. An empirical formula for the pressure rise delay of a fuel from its cetane number and from the relevant parameters of direct-injection diesel engines. **SAE Trans.** 790493, 1979, p. 1823-1834.

HAUCK, E. A. R. **Modelo de simulação para um motor diesel**. 2010. 102f. Dissertação (Mestrado) – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Belo Horizonte, MG.

HEYWOOD, J. B. **Internal combustion engine fundamentals**. New York, NY: McGraw-Hill, c1988. 930 p., il. (MacGraw-Hill series in mechanical engineering).

- HIROYASU, H.; KADOTA, T.; ARAI, M. **Supplementary comments: fuel spray characterization in diesel engines**. In: MATTAVI, J. N., AMANN, C. A (editors). Combustion Modeling in Reciprocating Engines. Proceedings of the Symposium on COMBUSTION MODELING in RECIPROCATING ENGINES, Nov, 1978. PLENUM PRESS. NEW YORK, 1980. p.369 -408.
- HOHENBERG, G.F. Advanced approaches for heat transfer calculations. **SAE paper**, 790825, 1979.
- HORLOCK, J. H.; WINTERBONE, D. E. **The thermodynamics and gas dynamics of internal combustion engines**. Oxford. Claredon Press, 1986.
- INCROPERA, F. P. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 6. ed. Rio de Janeiro, RJ: Livros Técnicos e Científicos, c2008. 643 p., il.
- KAARIO, O.; NUUTINEN, M.; LEHTO, K.; LARMI, M. Real gas effects in high-pressure engine environment. **SAE Journal of Engine**, 2010, Vol.3 – Issue 1, p. 546-555.
- KASPER, F. R. S. **Modelagem e simulação de motores à combustão interna por técnicas da fluidodinâmica computacional (CFD)**. 2003. 114f. Dissertação (Mestrado). Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Química, Campinas- SP.
- KASTNER, M. A.; WILLIAMS, T.J.; WHITE, J.B. Poppet inlet valve characteristics and their influence on the induction process. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers**, 178, Pt. 1(36): 955-978, 1963-1964.
- KENYON, K. E. *Vena contracta* and surface tension. **Physics Essays**, 23, 4. Academic One File. Web. 24 Dec. 2010.
- KHAN, I.M.; WANG, C.H.T.; LANGRIDGE, B. E. Effect of air swirl on smoke and gaseous emissions from direct-injection diesel engines. **SAE Trans**, 720102, 1972, p.360-368.
- KHOVAKH, M. **Motor vehicle engines**. MIR PUBLISHERS, MOSCOW, 1979. Translated from Russian to English.

LAFORGIA, D.; FICARELLA, A. Poppet valve flow characteristics in internal combustion engines. In 12d. **Annual Energy Sources Technology Conference and Exhibition**. The Internal Combustion Engine Division, *ASME*. Basic Processes in Internal Combustion Engine, p. 33-43. The American Society of Mechanical Engineers, 1989.

MCDONALD, K. T. **Vena Contracta** . Nota de aula em Princeton University. Disponível em: <http://www.hep.princeton.edu/~mcdonald/examples/vena_contracta.pdf>. Acesso em: 14 Mar. 2014.

MCBRIDE, B. H.; SVEHLA, R.A. “ **FORTTRAN IV computer program for calculation of thermodynamic and transport properties of complex chemical systems**”. *NASA TND-7056*. 1973.

MATTAVI, J. N.; AMANN, C. A. Combustion modeling in reciprocating engines. **Proceedings of the Symposium on Combustion Modeling in Reciprocating Engines**, Nov, 1978. PLENUM PRESS. NEW YORK, 1980.

MELO, T. C. C. **Modelagem termodinâmica de um motor do ciclo otto tipo flex-fuel, funcionando com gasolina, álcool e gás natural**. 2007. 154f. Dissertação (Mestrado). Universidade Federal do Rio de Janeiro, Faculdade de Engenharia Mecânica - COPPE, Rio de Janeiro- RJ. Disponível em: <http://teses.ufrj.br/COPPE_M/TadeuCavalcanteCordeiroDeMelo.pdf>. Acesso em: 07 Set. 2013.

MELO, T. C. C. **Análise experimental e simulação computacional de um motor flex operando com diferentes misturas de etanol hidratado na gasolina**. 2012. 201f. Tese (Doutorado). Universidade Federal do Rio de Janeiro, Faculdade de Engenharia Mecânica - COPPE, Rio de Janeiro- RJ. Disponível em: <http://objdig.ufrj.br/60/teses/coppe_d/TadeuCavalcanteCordeiroDeMelo.pdf>. Acesso em: 07 Set. 2013.

MENACER, B.; BOUCHETARA, M. Numerical simulation and prediction of the performance of a direct injection turbocharged diesel engine. **Simulation Transactions of the Society for Modeling and Simulation International**. 2013.

MERKER, G.; SCHWARZ, C.; STIESCH, G., OTTO, F. **Simulation of combustion and pollutant formation for engine-development**. Original German edition published by Teubner under the title "Verbrennungsmotoren", 2006, XXIV, 402 p. 240 illus.

MOHAMED, E. Modeling and performance evaluation of an electromechanical valve actuator for a camless IC engine. **Int. Journal of Energy and Environment**. Volume 3, Issue 2, pp. 275-294. 2012.

MOLLENHAUER, K. **Handbook of Diesel Engines**. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. v.: digital. ISBN 9783540890836. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1007/978-3-540-89083-6>>. Acesso em: 30 jan. 2014.

MONTORFANO, A. **Multi-dimensional simulation of intake and exhaust system for internal combustion engines**. Tese (Doutorado). Politecnico di Milano, Departamento di Energia. Itália. 2012. Disponível em: <https://www.politesi.polimi.it/bitstream/10589/56829/1/montorfano_phdThesis.pdf>. Acesso em: 01 jun. 2014.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N. **Princípios de termodinâmica para engenharia**. Tradução de Gisele Maria Ribeiro Vieira. 6. ed. Rio de Janeiro, RJ: LTC, 2009. 800 p., il.

MYERS, P. The art of choosing a model. **SAE paper**, 850341, 1985.

NISHIDA, K.; GAO, J.; MANABE, T., ZHANG, Y. Spray and mixture properties of evaporating fuel spray injected by hole-type direct injection diesel injector. JER00508 **IMechE**. Int. J. Engine Res. Vol. 9 p. 347-360, 2008

NISHIWAKI, K.; SHIMAMOTO, Y.; MIYAKE, K. Average heat transfer coefficients on a cylinder wall in the intake and exhaust processes of motoring test. **Bull. JSME**, 22(174): p. 1796-1809, 1979.

OBERT, E. F. **Motores de combustão interna**. Porto Alegre, RS: Globo, 1971. 618 p., il.

OGURI, T.; INABA, S. Radiant heat transfer in diesel engines. **SAE Trans**. 72003, 1972, p. 127-146.

PATTERSON, D. J. **A comprehensive cycle analysis and digital computer simulation for spark-ignited engines**. 1962. 287f. Tese (Doutorado) – University of Michigan, Mechanical Engineering, Michigan, USA. Disponível em: <
<http://deepblue.lib.umich.edu/handle/2027.42/7015>>. Acesso em: 27 Dez. 2012.

PLANELLS, R. C.; AMENGUAL, Á. C.; LARRUY, A. C.; **Motores de combustión interna fundamentos**. ETSEIT (UPC), Barcelona - Espanha, 1993.

PENG, D. Y.; ROBINSON, D. B. A new two-constant equation of state. **Ind. Eng. Chem. Fundam.**, v.15, p.59-64, 1976.

RAKOPOULOS, C. D.; HOUNTALAS, D. T.; TZANOS, E.I.; TAKLIS, G.N. A fast algorithm for calculating the composition of diesel combustion products using 11 species chemical equilibrium scheme. **Advances in Engineering Software**. Vol. 19, 1994, pp. 109–219.

RAMOS, J. I. **Internal combustion engines modeling**. New York, Hemisphere, 1989.

RAMOS, J. I. **Mathematical models of rotary engine**. In: MARKATOS, N. C. (editor). *Computer Simulation for Fluid Flow, Heat and Mass Transfer, and Combustion in Reciprocating Engines*, 1989. Hemisphere Publishing Corporation. EUA, 1980. p.131 -192.

RAMOS, J. I. **Mathematical models of diesel engine**. In: MARKATOS, N. C. (editor). *Computer Simulation for Fluid Flow, Heat and Mass Transfer, and Combustion in Reciprocating Engines*, 1989. Hemisphere Publishing Corporation. EUA, 1980. p.67 -130.

RAMOS, J. I. **Mathematical models of spark-ignition engines**. In: MARKATOS, N. C. (editor). *Computer Simulation for Fluid Flow, Heat and Mass Transfer, and Combustion in Reciprocating Engines*, 1989. Hemisphere Publishing Corporation. EUA, 1980. p.21 -65.

REDLICH, O.; KWONG, J. N. S. On the thermodynamics of solutions. **Chem. Ver.**, v. 44, p. 233-244, 1949.

ROBINSON, J. E. Engine design experiences and development of critical components. **Proc. I. Mech. E.**, 193, 10, 207-226, 1979.

SALES, L.C.M. **Otimização do sistema de partida a frio de veículos a álcool para redução das emissões na exaustão.** Dissertação (Mestrado), Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Programa de pós-graduação em Engenharia Mecânica, Belo Horizonte. 98f. 2001.

SALES, L.C.M. **Sistema de partida a frio para motores *flex fuel* com aquecimento do ar de admissão e do etanol injetado.** Tese (Doutorado), Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Programa de pós-graduação em Engenharia Mecânica, Belo Horizonte. 162f. 2010.

SANCHES, C. A. A.; BEZERRA, J. M. **Matemática computacional.** ITA. Disponível em: <http://www.comp.ita.br/~alonso/> acessado em: Setembro de 2013 às 22:20 hrs.

SHERMAN, R. H.; BLUMBERG, P. N. The influence of induction and exhaust processes on emission and fuel consumption in the spark ignited engine. **SAE Trans.** 770880, 1977, p. 3025-3040.

SONNTAG, R.E.; BORGNAKKE, C.; VAN WYLEN, G. J. **Fundamentos da termodinâmica.** São Paulo, SP: Edgard Blucher, 1998. 537 p.

SOUZA JUNIOR, G. C. de. **Simulação termodinâmica de motores diesel utilizando óleo diesel e biodiesel para verificação dos parâmetros de desempenho e emissões.** 2009. 213f. Dissertação (Mestrado). Universidade Federal do Rio de Janeiro, Faculdade de Engenharia Mecânica -COPPE, Rio de Janeiro- RJ. Disponível em: <http://teses2.ufrj.br/Teses/COPPE_M/GelsonCarneiroDeSouzaJunior.pdf>. Acesso em: 13 Jan. 2013.

STONE, Richard. **Introduction to internal combustion engines.** 3rd ed. Warrendale: SAE International, 1999. 641p., il.

TABACZYNSKI, R. J.; HEYWOOD, J. B.; KECK, J. C. Time-resolved measurements of hydrocarbon mass flow rate in the exhaust of a spark-ignition engine. **SAE Trans**, 720112, 1972, Vol. 81, section 1, p. 379-390.

TABACZYNSKI, R. J.; EKCHIAN, A.; HEYWOOD, J. B.; WALL, J. C.; HIRES, S. D. Performance and NOx emissions modeling of a jet ignition pre-chamber stratified charge engine. **SAE Trans**, 760161, 1976, Vol. 85, section 1, p. 711-738.

TAYLOR, C. F. **Análise dos motores de combustão interna**. Volume 1 (Traduzido para o Português). Título da Versão Original: The Internal-Combustion Engine in Theory and Practice. São Paulo, SP: Edgard Blucher, c1988.

TAYLOR, C. F. **Internal combustion engine in theory and practice**. Volume 2. M.I.T Press, Cambridge, MA, 1968.

TSU, T. **Theory of the inlet and exhaust processes of internal-combustion engines**. *NATIONAL ADVISORY COMMITTEE FOR AERONAUTICS (NACA) No. 1446*, 1949.

VARROS, G. V. **1-D simulation of the intake manifold of a single cylinder- Engine**. 2010. 111f. Dissertação (Mestrado) – Imperial College, London- England.

VELÁSQUEZ ALEGRE, J. A.A. **Simulação dos processos e análise exergética do motor de ciclo diesel**. 1993. 177f. Tese (doutorado) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Campinas SP. Disponível em: <http://libdigi.unicamp.br/document/?code=vtls000065499>>. Acesso em: 21 Dez. 2012.

WALLACE, F. J.; MITCHELL, R. W. S. Wave action following the sudden release of air through an engine port system. **Proc. I. Mech. E.**, 1(B) (8), 343-363, 1952-1953.

WALLACE, F. J.; NASSIF, R. M. H. Air flow in a naturally aspirated two-stroke engine. **Proc. I. Mech. E.**, 168, 515-544, 1954.

WALSHAW, T. D. **Diesel engine design**. London, George Newnes Limited, 1949.

WATSON, N.; KAMEL, M. Thermodynamics Efficiency Evaluation of an Indirect Injection Diesel Engine. **SAE Trans.** 790039, 1979, p.158-171

WINTERBONE, D. E.; PEARSON, R. J. **Design techniques for engine manifolds: wave action methods for IC engines**. Warrendale: SAE International, 1999. 364p.

WINTERBONE, D. E.; PEARSON, R. J. **Theory of engine manifold design: wave action methods for IC engines**. London: Professional Engineering, 2000. 476 p.

WOSCHNI, G. Engine cycle simulation, an effective tool for the development of medium speed diesel engine. **SAE Trans.** 870570, 1987, p. 4.570 -4.581.

XIN, H.; DURRETT, R.P.; SUN, Z. Late intake valve closing as an emission control strategy at tier 2 bin engine-out NOx level. **SAE Journal of Engine**, 22196, 2008-01-0637, Vol.1 – Issue 1, p. 427-443.

YAO, M.; ZHENG, Z.; LIU, H. Progress and recent trends in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines. **Progress in Energy and Combustion Science**. vol. 35, 2009, p. 398-437

YONGFENG, L.; HONGSEN, T. Study and application on simulation software using KIVA-3V code. **IEEE**, paper 978-1-4244-4507-3, 2009.

ZACHARIAS, F. Analitical representation of the thermodynamics properties of combustion gases. **SAE paper**, 670930, 1967.

ANEXO A – Parâmetros do modelo de liberação de energia e dados do combustível

A função dupla de Wiebe utilizada para o motor simulado neste trabalho é alimentada com dados de entrada conforme os valores reportados por HAUCK (2010) e dispostos na Tabela A.1. As informações do combustível Diesel TT (Tabela A.2) são baseadas nos dados reportados por FERGUSON (1986, 2001) e VELÁSQUEZ ALEGRE (1993).

Tabela A.1: – Parâmetros função dupla de Wiebe

PARÂMETRO	VALOR
x_p	0,45
x_d	0,55
$\Delta\theta_p$	18
$\Delta\theta_d$	55
m_p	2,5
m_d	1,5
a	6,908

Tabela A.2: – Dados do combustível

Fórmula empírica	$C_{14,4}H_{24,9}$
Entalpia às condições ambientes [kJ/Kg]	-305,2
Poder calorífico inferior (PCI) [MJ/Kg]	42,94

ANEXO B – Parâmetros geométricos das válvulas

Na ausência dos parâmetros geométricos reais das válvulas do motor escolhido para o caso base, recorreu-se ao capítulo “Projeto de Motor III” (válvulas e seu mecanismo, engrenagens e sistemas auxiliares) disponível em TAYLOR (1968) para a determinação dos diâmetros da válvula de escape e admissão.

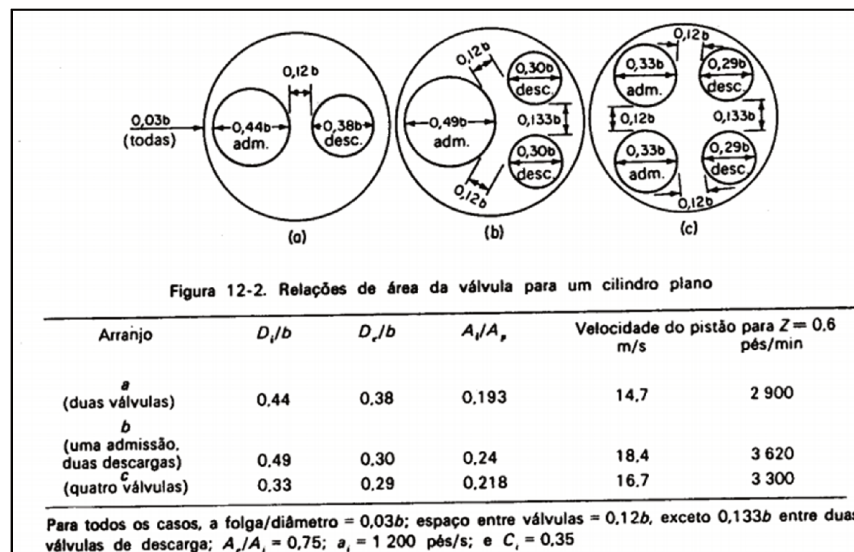


Figura B.1 – A geometria das válvulas de escape e admissão.

Fonte: TAYLOR (1968).

Foi utilizado o caso “a” da figura B.1, que corresponde ao modelo com duas válvulas. O diâmetro das válvulas pode ser calculado conforme as equações B.1 e B.2, onde D corresponde ao diâmetro do cilindro.

$$D_{vadm} = 0,44D \quad (B.1)$$

$$D_{vesc} = 0,38D \quad (B.2)$$

ANEXO C – Modelo geométrico do motor

Na Figura C.1 estão representadas as relações lineares e as cotas básicas de um motor de combustão interna, onde D representa o diâmetro do cilindro, L o curso do êmbolo entre o PMI e o PMS, “ l ” o comprimento da biela e “ r ” a o raio de giro do eixo de manivelas. PMI é o ponto morto inferior, PMS é o ponto morto superior e ε é a taxa de compressão geométrica.

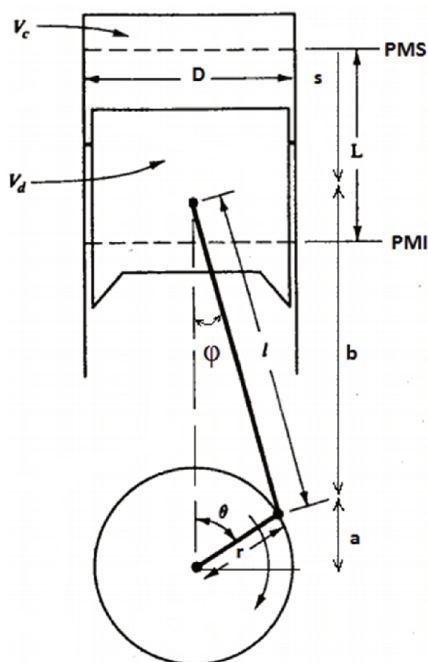


Figura C.1 – A geometria do motor a pistão

As referências volumétricas podem ser divididas em: volume máximo (V_{pmi}), volume mínimo (V_{pms}), volume da câmara de combustão (V_c), volume deslocado pelo êmbolo ($V_{cc} = V_d$) e volume instantâneo ($V(\theta)$). Os equacionamentos envolvendo as referências geométricas são apresentados conforme as equações C.1, C.2. C.3 é utilizada para o cálculo da taxa de compressão geométrica.

$$V_{cc} = V_{PMI} - V_{PMS} = \frac{\pi D^2}{4} L \quad (C.1)$$

$$V_c = V_{PMS} \quad (C.2)$$

$$\varepsilon = \frac{V_{PMI}}{V_{PMS}} = \frac{V_{cc} + V_c}{V_c} \quad (C.3)$$

Duas considerações são levadas em conta durante o cálculo da posição e velocidade do êmbolo, quando $\theta=0^\circ$ a posição $s=0$ e dizemos que o êmbolo está no PMS; quando $\theta=180^\circ$ a posição $S=L=2r$, ou seja o êmbolo está no PMI. Para um valor de θ qualquer, as equações C.4 e C.5 são utilizadas para cálculo da posição do êmbolo:

$$S(\theta) = r + l - a - b \quad (C.4)$$

$$S = (r + l) - r \cos(\theta) - l \cos(\varphi) \quad (C.5)$$

Aplicando a relação representada pela equação C.6, é possível obter a equação C.7 que é a equação para a posição do pistão em função apenas do ângulo θ .

$$r \sin(\theta) = l \sin(\varphi) \quad (C.6)$$

$$S(\theta) = r(1 - \cos(\theta)) + l \left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l}\right)^2 \sin^2(\theta)} \right] \quad (C.7)$$

A área instantânea (equação C.8) é calculada somando-se a área da câmara no cabeçote, a área lateral da câmara de combustão e a área da cabeça do êmbolo que são constantes inclusas no parâmetro A_0 , e a área lateral instantânea do cilindro.

$$A_t(\theta) = A_0 + \pi D S(\theta) \quad (C.8)$$

O volume instantâneo do cilindro é calculado conforme equação C.9, e a derivada do volume conforme equação C.10.

$$V(\theta) = V_{PMS} + \frac{1}{4} \pi D^2 S(\theta) \quad (C.9)$$

$$\frac{dV}{d\theta} = \frac{1}{4} \pi D^2 \left\{ r \sin(\theta) + \left[1 + \frac{\frac{r}{l} \cos(\theta)}{\sqrt{1 - \left(\frac{r}{l}\right)^2 \sin^2(\theta)}} \right] \right\} \quad (C.10)$$