

Classe
Data
Título

ESTUDO DA PARTIDA A FRIO EM MOTORES MOVIDOS A ETANOL

Eng.º Marcelo Valente Feitosa

Dissertação apresentada à Escola de Engenharia de São Carlos, da Universidade de São Paulo, como parte dos requisitos para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Dr. Antônio Moreira dos Santos

DEDALUS - Acervo - EESC



31100016596



São Carlos
1998

Class.	TPSE - EESC
Cutt.	2385 ✓
Tombo	T277198

311 00016596

st 1003363

Ficha catalográfica preparada pela Seção de Tratamento
da Informação do Serviço de Biblioteca - EESC/USP

F311e Feitosa, Marcelo Valente
Estudo da partida a frio em motores movidos a
etanol / Marcelo Valente Feitosa. -- São Carlos, 1998.

Dissertação (Mestrado) -- Escola de Engenharia de
São Carlos-Universidade de São Paulo, 1998.

Área: Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Antônio Moreira dos Santos.

1. Motores de combustão interna.
 2. Partida a frio.
 3. Etanol.
 4. Fração de combustível vaporizado.
- I. Título.

FOLHA DE APROVAÇÃO

Candidato: Engenheiro MARCELO VALENTE FEITOSA

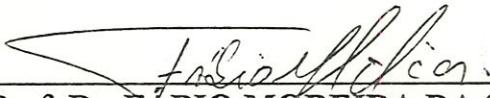
Dissertação defendida e aprovada em 25.09.1998
pela Comissão Julgadora:



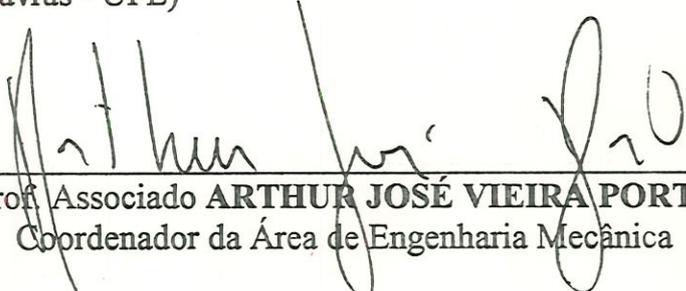
Prof. Dr. **ANTÔNIO MOREIRA DOS SANTOS (Orientador)**
(Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo)



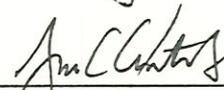
Prof. Tit. **DUÍLIO VENANZI**
(Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo)



Prof. Dr. **FÁBIO MOREIRA DA SILVA**
(Universidade Federal de Lavras - UFL)



Prof. Associado **ARTHUR JOSÉ VIEIRA PORTO**
Coordenador da Área de Engenharia Mecânica



JOSÉ CARLOS A. CINTRA
Presidente da Comissão de Pós-Graduação da EESC

*Dedico este trabalho aos meus pais,
João e Marta, que sempre me deram
condições para chegar até aqui e, é
claro, a Deus, que é fonte de toda a
inspiração.*

AGRADECIMENTOS

Ao meu pai, João Feitosa, pelo incentivo, apoio e confiança.

Ao meu mestre, Antônio Moreira dos Santos, pela orientação, confiança, companheirismo e amizade.

Aos amigos Zé Bogni, Torres, Roberto Lourenço, Roberto Pratavieira e Rubão, funcionários do Laboratório de Motores.

Ao grande amigo Leonidas “Leo” Hildebrand Jr., que ajudou-me bastante durante a realização do experimento.

Ao grande amigo e grande “biker” Antônio Paulo Antunes “o Padre”, que prestou grande colaboração fazendo a revisão do trabalho.

Ao grande amigo e grande ciclista Jonas Garcia Ferreira Jr. pelo incentivo, companheirismo, apoio e amizade.

A todos os colegas do Laboratório de Termodinâmica do Departamento de Engenharia Mecânica, Felipe, Luben, Fernando Camargo, Fernando Schiavon, Luciano, Márcio Ávila e Tânia, pela amizade e apoio durante o trabalho.

À namorada e acima de tudo amiga Marília da Costa Ribas, que sempre me incentivou nas horas difíceis.

A todos os professores, secretárias e funcionários em geral, do Departamento de Engenharia Mecânica.

Além disso, agradeço a todos aqueles que contribuíram direta ou indiretamente para a conclusão deste trabalho.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS.....	i
LISTA DE TABELAS.....	iv
LISTA DE SÍMBOLOS.....	v
RESUMO.....	x
ABSTRACT.....	xi
1 - INTRODUÇÃO.....	1
2 - OBJETIVOS.....	3
3 - LEVANTAMENTO BIBLIOGRÁFICO.....	5
3.1 - DEFINIÇÕES.....	5
3.1.1 - <i>Composição da Atmosfera.....</i>	5
3.1.2 - <i>Sistemas de Referência.....</i>	7
3.1.3 - <i>Aplicação da Equação de Clapeyron a Gases e Vapores Reais.....</i>	10
3.1.4 - <i>Misturas de Gases Perfeitos não Reagentes.....</i>	12
3.1.5 - <i>Relações Utilizadas para Misturas de Ar e Combustível.....</i>	13
3.1.6 - <i>Formação da Mistura em Motores de Ignição por Centelha.....</i>	15
3.1.7 - <i>O Processo de Combustão nos Motores de Ignição por Centelha.....</i>	17
3.2 - CARACTERÍSTICAS QUE INFLUENCIAM A PARTIDA A FRIO.....	20
3.2.1 - <i>Influência da Volatilidade do Combustível.....</i>	20
3.2.2 - <i>Influência do Tamanho das Gotas de Combustível.....</i>	31
3.2.3 - <i>Influência da Pressão e Temperatura.....</i>	39
3.2.4 - <i>Influência das Perdas de Calor do Cilindro.....</i>	41
3.2.5 - <i>Influência da Umidade Ambiente.....</i>	48
3.3 - REVISÃO LITERÁRIA DAS SOLUÇÕES PROPOSTAS AO PROBLEMA DA PARTIDA A FRIO.....	56
3.3.1 - <i>Motores Recalibrados e Efeitos do Enriquecimento da Mistura.....</i>	58
3.3.2 - <i>Modificações para Melhorar Formação da Mistura no Interior do Cilindro.....</i>	59
3.3.3 - <i>Modificações Feitas Fora do Cilindro a fim de Facilitar a Partida.....</i>	61

4 - PARTE EXPERIMENTAL	69
4.1 -DESENVOLVIMENTO TEÓRICO.....	69
4.1.1- <i>Determinação da Fração de Combustível Vaporizado (X)</i>	70
4.1.2 - <i>Modelagem do Processo de Compressão de ar no Cilindro</i>	78
4.1.2.1 - Determinação da temperatura das paredes do cilindro	83
4.1.2.2- Coeficiente de transferência de calor do refrigerante.....	89
4.1.2.3 - Coeficiente de transferência de calor dos gases no cilindro	92
4.1.3- <i>Vazão Mássica dos Gases do Cilindro</i>	93
4.1.4 - <i>Determinação da Temperatura no Cilindro para a Condição com Combustível</i>	95
4.1.5 - <i>Condições de Simulação</i>	100
4.2 - PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL.....	101
4.3 - RESULTADOS.....	103
4.3.1 - <i>Resultados Teóricos</i>	103
4.3.2 - <i>Resultados Experimentais</i>	106
4.3.3 - <i>Comparação dos Resultados</i>	111
5 - PROPOSTA DE BANCADA EXPERIMENTAL PARA TESTES A BAIXAS TEMPERATURAS.....	116
6 - CONCLUSÕES.....	121
7 - SUGESTÕES PARA NOVAS PESQUISAS	124
ANEXO - Características de Alguns Combustíveis Líquidos	126
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	127
APÊNDICE I - Dimensionamento Térmico da Câmara de Testes	134
APÊNDICE II - Fator de Compressibilidade dos Gases e Vapores	150

LISTA DE FIGURAS

Figura 3.1 - Limites de umidade e de gotículas de água que o ar pode conter	6
Figura 3.2 - Influência do vapor de água nas propriedades termodinâmicas do ar	7
Figura 3.3 - Características geométricas do conjunto cilindro, pistão, biela e manivela	8
Figura 3.4 - Diagrama $P \times V$ do ar contido no cilindro de um motor que trabalha com ciclo padrão Otto.....	9
Figura 3.5 - Diagrama $T \times \phi$ representando o ponto crítico	11
Figura 3.6 - Esquema de um carburador básico	16
Figura 3.7 - Variação da área superficial normalizada da gota de combustível em função da temperatura	22
Figura 3.8 - Pressão de vapor de alguns compostos	23
Figura 3.9 - Curvas de evaporação ASTM para vários combustíveis	25
Figura 3.10 - Variação da área superficial normalizada da gota em função do ângulo do eixo de manivelas para várias simulações do ciclo motor	33
Figura 3.11 - Variação da área superficial normalizada da gota em função do ângulo do eixo de manivelas para várias razões de compressão	34
Figura 3.12 - Variação da área superficial normalizada da gota em função do ângulo do eixo de manivelas para várias temperaturas ambientes.....	34
Figura 3.13 - Mínima energia de ignição para n-heptano e metanol pré-vaporizados.....	36
Figura 3.14 - Mínima energia de ignição para gotas de n-heptano de vários diâmetros.....	36
Figura 3.15 - Mínima energia de ignição para gotas de metanol de vários diâmetros.....	37
Figura 3.16 - Mínima energia de ignição em função da RE e diâmetro da gota para n-heptano.....	38
Figura 3.17 - Efeito da pressão e temperatura ambiente na duração do tempo de aquecimento da gota de combustível.....	39
Figura 3.18 - Transferência de calor dos gases quentes para o meio refrigerante.....	42
Figura 3.19 - Temperatura normalizada dos gases no interior do cilindro de um motor Diesel durante a partida para os ciclos 25 e 60 e com ausência de ignição	44

Figura 3.20 - Comparação dos processos de compressão quanto à máxima temperatura atingida no cilindro em função da velocidade de rotação para temperatura ambiente de -10°C .	46
Figura 3.21 - Esquema microscópico da condensação de vapor de água do ar devido à vaporização da gota de um combustível miscível à água.	48
Figura 3.22 - Esquema de carta psicrométrica representando diminuição de temperatura do ar úmido e condensação de parte do vapor d'água nele contido.	49
Figura 3.23 - Variação do diâmetro normalizado para vaporização do metanol, etanol, propanol e butanol em ar úmido.	50
Figura 3.24 - Comportamento de uma gota de hexano (não miscível em água) forçada a vaporizar-se em ar úmido e em ar seco.	51
Figura 3.25 - Taxa instantânea de vaporização em função do tempo para gota de etanol em ar com diferentes níveis de umidade.	52
Figura 3.26 - Temperaturas medidas no centro de gotas de metanol forçadas a vaporizarem em ar com diferentes graus de umidade.	53
Figura 3.27 - Velocidades de queima de misturas de metanol-ar-vapor d'água.	55
Figura 3.28 - Taxa de produção de gases dissociados em função da potência consumida.	65
Figura 3.29 - Dissociador térmico proposto por PIKE et al. (1993).	66
Figura 4.1 - Esquema representativo do processo de compressão da mistura e vaporização do combustível no interior do cilindro durante compressão.	71
Figura 4.2 - Representação do processo de vaporização do combustível líquido no interior do cilindro, durante processo de compressão.	72
Figura 4.3 - Representação dos subsistemas de ar e de combustível contidos num cilindro.	72
Figura 4.4 - Esquema representativo do conjunto formado por cilindro, pistão e camisa.	84
Figura 4.5 - Representação do fluxo de calor através da cabeça do cilindro (corte lateral).	85
Figura 4.6 - Representação do fluxo de calor através das paredes laterais do cilindro (c. superior).	87
Figura 4.7 - Evolução da perda gasosa do cilindro em função de θ .	94
Figura 4.8 - Comparação entre curvas de porcentagem de combustível vaporizado.	98
Figura 4.9 - Curva de evolução de pressão obtida por simulação.	103
Figura 4.10 - Evolução de temperatura dos gases no cilindro determinada por simulação.	104
Figura 4.11 - Diferença de temperatura observada nos gases do interior do cilindro entre as duas situações de mistura fornecida	105
Figura 4.12 - Fração de combustível vaporizado no cilindro determinada a partir de simulação.	105
Figura 4.13 - Curvas de evolução de pressão no interior do cilindro, durante a partida a frio, obtidas experimentalmente.	106
Figura 4.14 - Evolução da temperatura dos gases no interior do cilindro, durante estágio de compressão na partida a frio, obtidas experimentalmente	107

Figura 4.15 - Diferença de temperatura observada entre as duas condições de funcionamento do motor.....	109
Figura 4.16 - Fração de combustível vaporizado durante estágio de compressão, numa partida a frio.....	109
Figura 4.17 - Razão ar-vapor de combustível no interior do cilindro determinada experimentalmente.....	110
Figura 4.18 - Comparação de resultados simulados e experimentados para evolução de pressão num cilindro trabalhando apenas com ar.....	112
Figura 4.19 - Comparação entre curva simulada e obtida experimentalmente, de evolução de temperatura para situação sem combustível.....	113
Figura 4.20 - Comparação das diferenças de temperatura observada teoricamente e experimentalmente.....	114
Figura 4.21 - Comparação entre a fração de combustível vaporizado prevista e a verificada experimentalmente.....	114
Figura 5.1 - Esquema representativo da bancada de testes proposta para determinação da fração de combustível vaporizado em um motor carburado.....	119
Figura 5.2 - Esquema representativo da bancada de testes proposta para determinação da fração de combustível vaporizado em um motor com injeção.....	120
Figura AI.1 - Corte transversal das paredes da câmara, representando o isolamento, parede de alvenaria e espaço entre parede e isolamento.....	137
Figura AI.2 - Esquema da sala de testes detalhando abertura da porta.....	143

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 - Fator de compressibilidade e valores críticos e reduzidos para o ar, etanol e água.....	12
Tabela 3.2 - Combustão estequiométrica do etanol, metanol e gasolina.....	18
Tabela 3.3 - Comparação de algumas características químicas entre metanol, etanol, n-heptano e n-octano	21
Tabela 3.4 - Tabela comparativa da influência da vaporização de uma quantidade estequiométrica de combustível na temperatura teórica final de compressão para um cilindro de 0,5 litro e TC=11 para temperatura ambiente de 30°C.....	30
Tabela 3.5 - Temperatura de saturação do etanol em função da pressão de admissão.	41
Tabela 3.6 - Máxima pressão atingida no final do estágio de compressão no cilindro de motores movidos a álcool e a diesel.	45
Tabela 3.7 - Análise de gases da dissociação do metanol por arco elétrico	64
Tabela 3.8 - Testes de partida fria utilizando o dissociador térmico proposto por PIKE et alli.....	67
Tabela 4.1 - Temperatura de saturação média do etanol para várias pressões no final do estágio de compressão (sem combustão de mistura)	76

LISTA DE SÍMBOLOS

A	área	m^2
AC	razão ar - combustível (m_{ar}/m_{vc})	----
AVC	razão ar - vapor de combustível (m_{ar}/m_{vc})	----
b	diâmetro do cilindro	m
c	curso	m
c_c	calor específico do combustível	kJ/kg K
c_{ar}	calor específico do ar	kJ/kg K
c_p	calor específico a pressão constante	kJ/kg K
c_v	calor específico a volume constante	kJ/kg K
C	coeficiente de forma e posição da parede	----
CA	razão combustível - ar (m_c/m_{ar})	----
d	diâmetro da gota	μm
d_m	diâmetro médio da gota	μm
DV	deslocamento volumétrico $(V_1 - V_2)$	m^3
e	espessura	m
h	entalpia específica	kJ/kg
h	coeficiente de transferência de calor por convecção	$\text{W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$
H	entalpia	kJ
k	razão de calores específicos (c_p/c_v)	-----
k	condutividade térmica	$\text{W/m } ^\circ\text{C}$
K	taxa instantânea de vaporização	mm^2/s
L	calor latente de vaporização	kJ/kg
l	comprimento	m
l_1	comprimento da manivela	m
l_2	comprimento da biela	m
l_3	distância entre o ponto morto superior e a cabeça do cilindro	m
m	massa	kg
\dot{m}	fluxo mássico	kg/s
M	massa molar	kg/kmol

n	número de moles	mol
n	número de variáveis	----
n	rotação	rpm
p	pressão parcial	kPa
p_v	pressão de vapor	kPa
P	pressão	kPa
P_c	pressão crítica	kPa
P_r	pressão reduzida (P/P_c)	----
\dot{P}_{max}	potência de refrigeração	kJ/h; Btu/h
Q	energia recebida ou perdida pelo sistema na forma de calor	kJ
Q_c	calor de combustão	kJ/kg
Q_v	calor necessário para vaporização de uma quant. de comb.	kJ/kg
\dot{Q}	taxa na qual energia entra ou sai do sist. na forma de calor	kJ/s
r	raio	m
r_s	raio da gota	μm
\bar{R}	constante universal dos gases	$\text{kPa}\cdot\text{m}^3/\text{kg}\cdot\text{K}$
R	constante de um gás específico	$\text{kPa}\cdot\text{m}^3/\text{kg}\cdot\text{K}$
RE	razão de equivalência (CA/CA_{esteq})	----
S	entropia	kJ/kg
S	área superficial adimensional da gota $(d_s / d_{so})^2$	----
t	tempo	s
T	temperatura	K; °C
T_c	temperatura crítica	K; °C
T_r	temperatura reduzida (T/T_c)	K; °C
TC	taxa de compressão (V_1/V_2)	----
TPO	temperatura de ponto de orvalho	°C
\bar{T}_{sat}	temperatura média de saturação	°C
u	energia interna específica	kJ/kg
U	energia interna	kJ
UR	umidade relativa	%
v	volume específico	m^3/kg
V	volume	m^3
V_n	velocidade	m/s
V_p	velocidade média do pistão	m/s
VCA	razão vapor de combustível-ar (m_{vc}/m_{ar})	----
W	energia que entra ou sai do sistema na forma de trabalho	J

\dot{W}	taxa na qual energia atravessa o sist. na forma de trabalho	W
x	quantidade de combustível queimado	kg
X	fração mássica de combustível vaporizado	
y	posição do pistão	m
Y	propriedade extensiva	
\bar{Y}	propriedade molar parcial	
Z	fator de compressibilidade	----

Letras Gregas

Δ	variação	----
ε	índice	----
λ	razão de comprimentos entre manivela e biela	----
θ	ângulo do eixo de manivelas	graus
ρ	densidade	kg/m ³
ω	umidade absoluta (m_v/m_{ar})	----
ω	velocidade angular do eixo de manivelas	rad/s

Subscritos

I	referente à carga térmica induzida na sala pela admissão de ar
II	referente à carga térmica de resfriamento da sala
III	referente à carga térmica induzida na sala pela variação da densidade do ar durante o resfriamento
IV	referente à carga térmica induzida na sala pela abertura da porta
V	referente à carga térmica induzida na sala pela condução pelas paredes
VI	referente à carga térmica induzida na sala pelo aquecimento do bloco do motor
VII	referente à carga térmica induzida na sala devido à permanência de pessoas na sala
1	início do estágio de compressão; referente à manivela (se junto com <i>l</i>)
2	final do estágio de compressão; referente a biela (se junto com <i>l</i>)
3	final da combustão; referente ao espaço nocivo (se junto com <i>l</i>)
4	final do estágio de expansão
adm	admitido
aço	aço
ag	água
amb	ambiente
ar	ar
as	ar contido na sala
atm	atmosférica
atual	atual
c	combustível; combustão (quando junto com <i>Q</i>)
cedido	cedido
c/c	condição com combustível
e	entrada de gases no cilindro; escoamento; externa (quando junto a <i>T</i> ou <i>r</i>)
eb	ebulição
esteq	estequiométrico
f	final
form	fornecimento
form-liq	fornecimento de líquido
g	gás; gota
i	interno; inicial (quando junto com <i>T</i>)
ic	inicial do combustível
in	entrada
ind	induzido
is	isolante
l	perdida; lateral; liberado
lim	limite
lq	líquido
m	motor; médio
mist	mistura
ma	motor de arranque
max	máximo

o	inicial, estado inicial
orv	orvalho
PM	perdas de massa
PC	perdas de calor
s	superfície da gota; sala; saída; superior
sat	saturação
sc	superfície de controle
so	superfície inicial da gota
SP	sem perdas
t	total
tc	total de combustível
T	total, teste
v	vapor
va	vapor d'água
vc	vapor de combustível; volume de controle
w	parede
w1	referente à parede superior
w2	referente à parede lateral
wlq	referente à parede do lado do líquido refrigerante

Siglas

- ASMT* - “American Society for Testing Materials”
- CFR* - “Cooperative Fuel Research”
- IC* - Ignição por Centelha
- PMS* - Ponto Morto Superior

RESUMO

FEITOSA, M.V. (1998). *Estudo da partida a frio em motores movidos a etanol*. São Carlos, 150p. Dissertação (Mestrado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

Os problemas de partida a frio em motores movidos a etanol estão diretamente relacionados à baixa formação de vapores até o instante da liberação da centelha. Vários fatores influenciam esta baixa vaporização. Pelo estudo de parte da bibliografia publicada nos últimos 20 anos, verificou-se que o calor latente de vaporização do combustível é o fator mais importante no processo. A partir desta constatação, foi desenvolvido um modelo que prevê a fração de combustível vaporizado instantaneamente no interior do cilindro, a partir do conhecimento das diferenças de pressões observadas entre as condições de mistura formada apenas por ar, e mistura formada por ar e combustível. Foi também realizada a modelagem e simulação do processo de compressão de ar, considerando-se perdas de calor e massa dos gases contidos no interior do cilindro. As medições realizadas para uma temperatura ambiente de 15°C indicaram que a fração de combustível vaporizado no interior do cilindro era insuficiente para a ignição da mistura, resultado comprovado no laboratório e previsto com bastante precisão pela simulação do processo. Como meio de realizar testes a baixas temperaturas, uma bancada experimental e câmara climatizada foram projetadas, para possibilitar testes de partida a frio para temperaturas de até -10°C.

Palavras chave: Partida a frio, motores de combustão interna, etanol, fração de combustível vaporizado.

ABSTRACT

FEITOSA, M.V. (1998). *Cold start analysis in ethanol fueled engines*. São Carlos, 150p. Dissertação (Mestrado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

Cold start problems in ethanol fueled engines are directly related to the low formation of vapors at the instant of the spark liberation. Several factors influence this lower vaporization. Even so, for the study of the bibliography published in the last 20 years, it was verified that the latent heat of vaporization of the fuel is the most important factor in the process. From this verification, a model was developed which predicts the fraction of fuel vaporized instantly inside the cylinder, from the given differences in pressures observed among the mixture conditions just formed by air and by air and fuel. It was also modeled and simulated the process of air compression, being considered the heat and mass losses by the gases contained inside the cylinder. The mensurations accomplished for an ambient temperature of 15°C indicated that the fraction of vaporized fuel inside the cylinder was insufficient for the ignition of the mixture, result checked in the laboratory and predicted with precision by the simulation of the process. To accomplish tests under low temperatures, an experimental apparatus and an acclimatized chamber was projected, in order to facilitate cold start tests in temperatures up to -10°C.

Keywords: Cold start, internal combustion engines, ethanol, fraction of vaporized fuel.

1- INTRODUÇÃO

Desde a invenção do motor de combustão interna até algumas décadas atrás, pouco foi discutido sobre o problema da exaustão das reservas petrolíferas e aumento da emissão de poluentes pelo crescente consumo de derivados de petróleo da frota de automóveis no mundo. XIAOFU (1988) concluiu que a exaustão das reservas petrolíferas conhecidas se dará por volta de 2021 e de acordo com WILLIAMS & OBEL (1987), estudos mostraram que a substituição de todos os carros movidos a gasolina por carros movidos a metanol na Califórnia, implicaria em redução da poluição em cerca de 20%. Estes fatores fazem com que os alcoóis sejam ultimamente vistos como possíveis combustíveis do futuro, pois são fontes de energia renovável, pouco poluentes, além de possuírem um alto poder anti detonante e de refrigeração.

Apesar disto, não existem apenas vantagens na sua utilização como combustível alternativo: segundo SANTOS (1985), a partida a frio de motores de ignição por centelha movidos a etanol é possível à temperaturas de até 11°C caso nenhum dispositivo auxiliar seja utilizado. Para o metanol, esta temperatura é de 10°C (KOZOLE & WALLACE, 1988; GARDINER et al., 1990; SETHURAMAN et al., 1994). Isto acontece devido ao alto calor latente destes combustíveis onde a vaporização de uma pequena quantidade necessita absorver uma grande quantidade de calor retirada das regiões de contato, de tal maneira que temperaturas da ordem de 0°C, nos dois casos, tornam a partida praticamente impossível para um motor sem dispositivos especiais que auxiliem a formação de vapores.

Por partida a frio subentende-se a primeira partida do motor após um longo período de repouso (pelo menos 6h), no qual estão em equilíbrio a temperatura

ambiente e a temperatura geral do motor (peças, fluidos, bloco, etc.). Um motor pode ter uma partida a quente desde que já esteja previamente aquecido. É claro que neste último caso, o período entre o início da movimentação do motor pelo motor de arranque e a estabilização do processo de queima da mistura é muito menor que no de uma partida fria pois uma grande quantidade de energia é fornecida para a mistura de ar e combustível pelas partes metálicas do motor.

Um processo bem diferente ocorre durante a partida a frio onde pouca energia pode ser fornecida devido ao equilíbrio térmico entre a mistura de ar e combustível líquido e as partes metálicas do motor, implicando-se assim em uma baixa formação de vapores. O problema é agravado quando utiliza-se combustíveis que possuam altos calores latentes de vaporização, tal como o etanol, que necessita retirar uma grande quantidade de energia das regiões de contato para vaporizar uma pequena quantidade.

Além disso, o aumento das emissões de poluentes é outro fator relacionado com a partida a frio e o período de aquecimento de motores de combustão interna, os quais segundo SHAYLER et al. (1992), estão diretamente relacionados com a baixa formação de vapores e conseqüente queima incompleta dos combustíveis.

Vários autores propuseram métodos, relacionados neste trabalho, para facilitar a partida fria; porém, para o projeto de novos motores, o conhecimento da quantidade de vapor de combustível produzido no interior do cilindro até o momento da liberação da centelha em função da temperatura ambiente torna-se fundamental para minimizar ou até mesmo solucionar os problemas de ignição, combustão insatisfatória e emissão de poluentes. Qualquer método proposto deverá ser capaz de fornecer uma quantidade ideal de combustível vaporizado para uma determinada temperatura de trabalho.

Visando a uma contribuição para solução desses problemas, realizou-se um estudo profundo dos problemas de vaporização de combustíveis puros durante o período de partida fria e desenvolveu-se uma formulação para determinação da quantidade de combustível vaporizado no interior do cilindro durante o estágio de compressão da mistura.

2- OBJETIVOS

O objetivo geral deste trabalho é mostrar um amplo estudo do problema de partida a frio em motores movidos a combustíveis puros, com ênfase especial em motores movidos a etanol e propor uma metodologia de ensaio para a avaliação desta situação. Uma abrangente revisão bibliográfica do assunto nos últimos 20 anos foi realizada constatando-se que a partida a frio está diretamente ligada à formação de uma mistura de ar e vapor de combustível ideal para a partida. Estabelece-se então como objetivo específico, o desenvolvimento de um modelo termodinâmico para a determinação da quantidade de combustível vaporizado no cilindro durante o estágio de compressão pelo simples conhecimento de temperaturas no interior do cilindro, além do desenvolvimento e simulação de modelos para avaliação da variação da pressão e da temperatura durante a compressão dos gases, os quais considerem o processo de vaporização de combustível, a transferência de calor dos gases comprimidos para o bloco e a perda de massa do fluido operante através dos espaços entre os anéis do pistão e o cilindro.

Como meio de comprovar a validade dos resultados obtidos por simulação, serão realizados testes de partida a frio à temperatura ambiente, para determinação da quantidade de combustível vaporizado até o momento da liberação da centelha utilizando-se para isso o modelo aqui desenvolvido e as medições de pressão no interior do cilindro durante os testes.

Visando-se ainda a continuação da pesquisa em um futuro Doutorado, foi projetada uma sala climatizada e proposta uma bancada experimental para realização

de testes de partida a frio a baixas temperaturas (inferiores a 10°C). Além disso, fez-se o dimensionamento térmico da sala climatizada visando também à realização de testes de partida a frio com a combustão da mistura, os quais terão como objetivo a avaliação da mínima fração de combustível vaporizado no interior do cilindro até o momento da liberação da centelha, necessária para obter-se a ignição da mistura e sustentação da marcha lenta em uma dada combinação de temperatura de testes, rotação de partida e razão de fornecimento de combustível.

3- LEVANTAMENTO BIBLIOGRÁFICO

3.1- DEFINIÇÕES

Este item apresenta algumas relações básicas, definições e considerações com relação às misturas formadas por ar e combustível, além de conter uma breve explicação de como ocorre o processo de formação da mistura e respectiva combustão em um motor de ignição por centelha.

3.1.1- *Composição da Atmosfera*

O ar atmosférico consiste de 23% de oxigênio e 76% de nitrogênio em peso, mais pequenas quantidades de CO_2 e gases raros, principalmente o argônio. Por volume, essas porcentagens são 21% O_2 , 78% N_2 , e 1% de outros gases, que podem ser tomados como equivalentes a uma certa quantidade de nitrogênio. Isso implica que a composição do ar passa a ser de 21% de O_2 e 79% de N_2 em proporção volumétrica ou molar (comportamento de gás ideal), com massa molecular de 28,85g/mol.

Em adição aos integrantes acima, o ar atmosférico contém vapor de água em porcentagens variando com a temperatura, podendo possuir ainda uma considerável quantidade de água suspensa na forma de gotículas, como pode ser visto na Fig. 3.1. A Fig. 3.2 indica a influência do vapor de água nas propriedades

termodinâmicas, e como pode-se verificar, não é muito significativa, sendo difícil atingir erros da ordem de 2%.^(*)

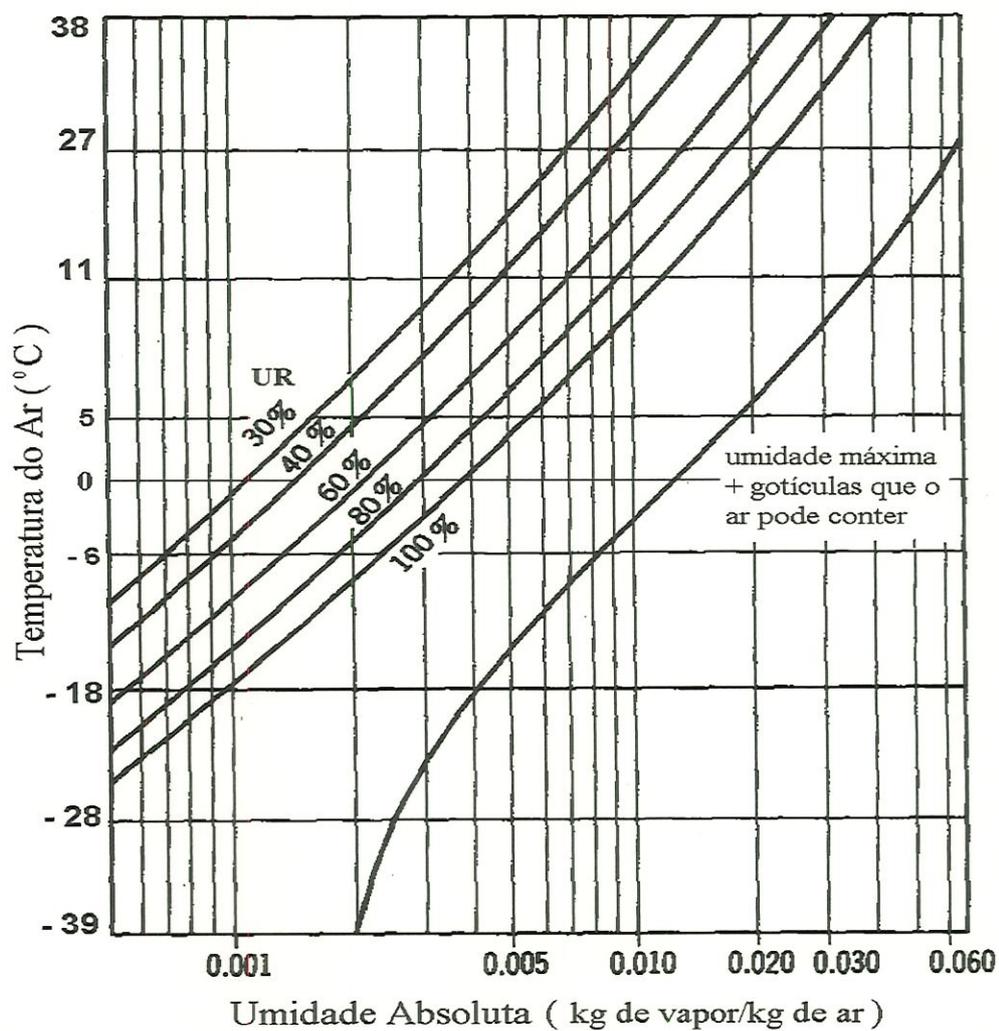


Figura 3.1 - Limites de umidade e de gotículas de água que o ar pode conter
(Fonte: Taylor, 1977).

^(*) Um erro da ordem de 2% seria observado nas propriedades termodinâmicas do ar para um ambiente saturado de vapor d'água a aproximadamente 30°C, como pode ser determinado através da análise das Figs. 3.1 e 3.2.

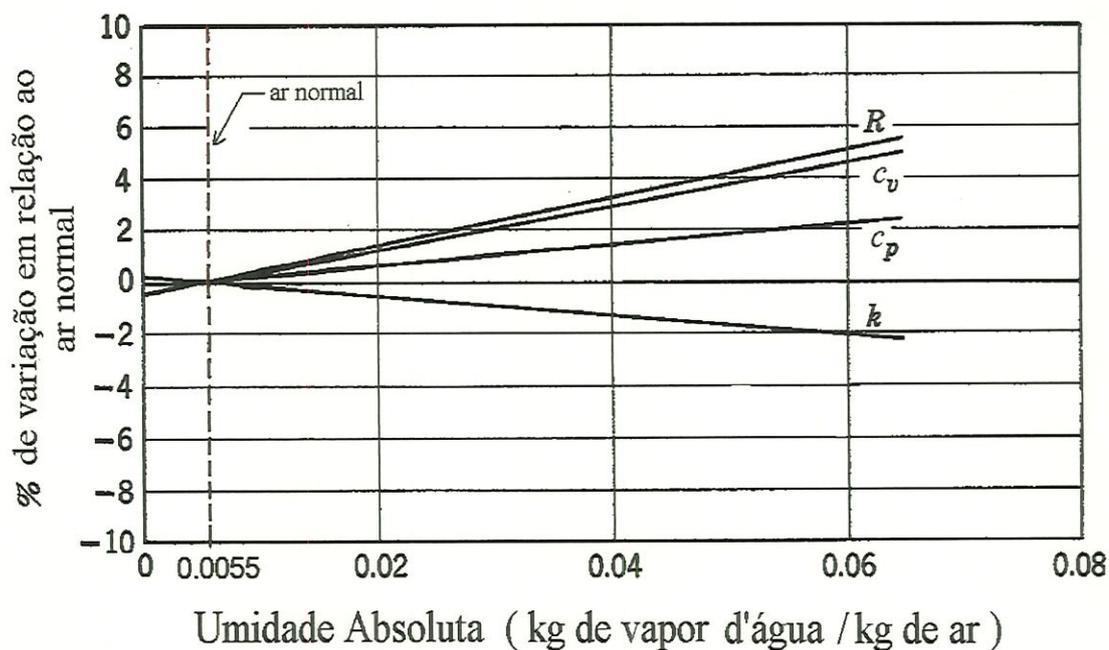


Figura 3.2 - Influência do vapor de água nas propriedades termodinâmicas do ar (Fonte: Taylor, 1977).

3.1.2- Sistemas de Referência

A fim de facilitar a apresentação dos resultados referentes à modelagem e simulação do processo de compressão realizados adiante, a referência adotada para o ângulo do eixo de manivelas é tal que para o início da compressão $\theta = 0^\circ$ e ao seu final, $\theta = 180^\circ$. Sendo assim, para um ângulo θ qualquer, teremos:

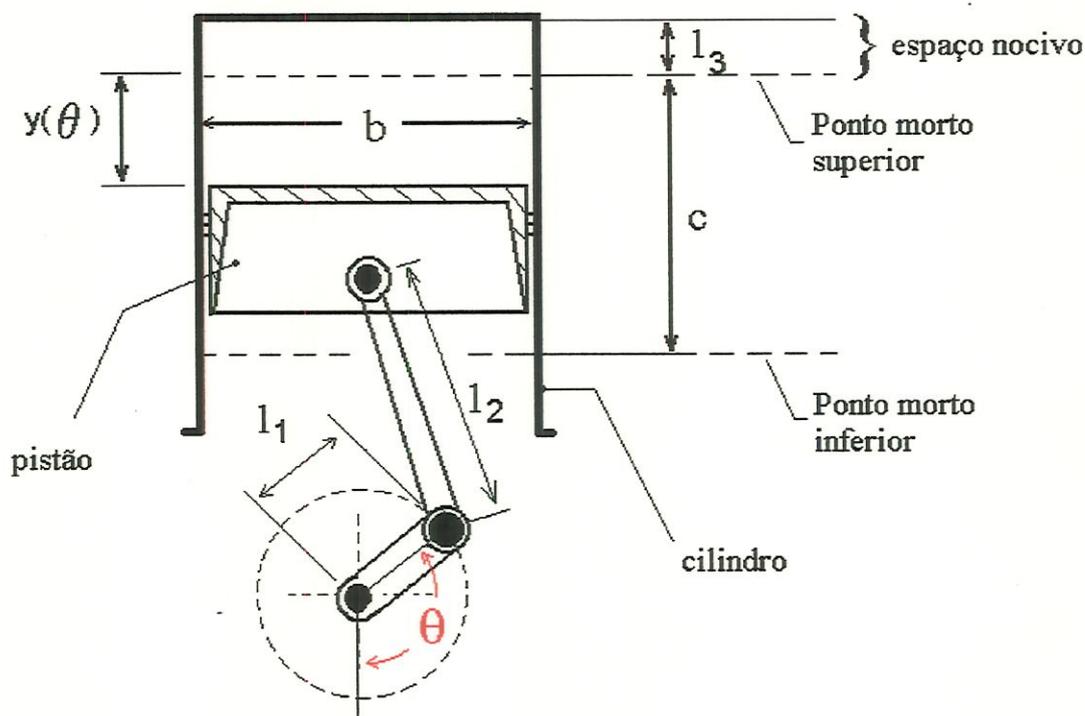


Figura 3.3 - Características geométricas do conjunto cilindro, pistão, biela e manivela.

Na Fig. 3.3 ainda são representados os comprimentos da manivela (l_1), da biela (l_2), além da distância entre a cabeça do cilindro e a cabeça do pistão no ponto morto superior (l_3), o diâmetro (b) e curso do cilindro (c) e a posição do pistão em relação ao ponto morto superior (y). Traçando-se uma curva representativa da evolução da pressão dos gases no interior do cilindro em função de seu volume para um deslocamento angular total de 360° do eixo de manivelas e um processo ideal de compressão e expansão dos gases, obtêm-se o seguinte:

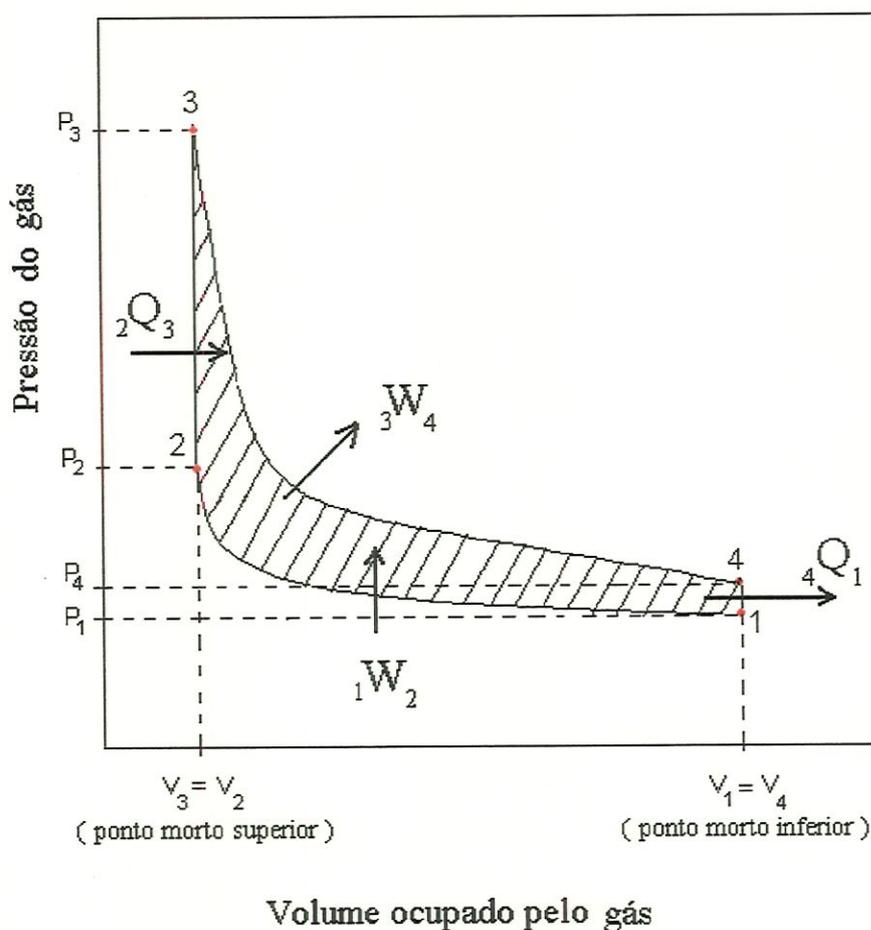


Figura 3.4 - Diagrama $P \times V$ do ar contido no cilindro de um motor que trabalha com ciclo padrão Otto.

A Fig. 3.4 representa um ciclo padrão a ar Otto, que é um ciclo ideal que se aproxima do ciclo real de um motor de combustão interna de ignição por centelha. O processo 1-2 é uma compressão isentrópica do ar quando o pistão se move do ponto morto inferior para o ponto morto superior. Calor é então transferido para o ar, a volume constante, enquanto o pistão está momentaneamente em repouso no ponto morto superior (num motor real, este processo corresponde à ignição da mistura de combustível e ar pela centelha e a subsequente queima). O processo 3-4 é uma expansão isentrópica e o processo 4-1 é o de rejeição de calor do ar, enquanto o pistão está no ponto morto inferior.

3.1.3- Aplicação da Equação de Clapeyron a Gases e Vapores Reais

Para os gases perfeitos, podemos aplicar a relação de *Clapeyron*:

$$P.V = m.R.T \quad (3.1);$$

$$R = \frac{\bar{R}}{M} \quad (3.2);$$

onde R é a constante de um gás particular, M é a massa molecular do gás e \bar{R} a constante universal dos gases, cujo valor é:

$$\bar{R} = 8,288 \text{ m}^3 \cdot \text{kPa} \cdot \text{kmol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (3.3).$$

O valor da constante do ar, sabendo-se que $M_{ar} = 28,85 \text{ kg/kmol}$, será:

$$R_{ar} = \frac{\bar{R}}{28,85} = 0,287 \text{ m}^3 \text{ kPa kg}^{-1} \text{ K}^{-1} \quad (3.4).$$

Apesar da equação de estado representar o comportamento de um gás ideal, ela pode ser aplicada a gases e vapores reais desde que os seus valores de massa específica sejam muito baixos. Nesses casos a determinação do fator de compressibilidade (Z) da substância é de vital importância: para um gás perfeito, $Z=1$ e o afastamento do valor desta variável em relação à unidade é uma medida do desvio do comportamento P - V - T do gás real (ou vapor) do previsto pela Eq. (3.1).

A obtenção de Z via gráfico no *Apêndice II*, é realizada a partir da temperatura e pressão críticas da substância e da determinação das respectivas pressão e temperatura reduzidas ($P_r = P / P_c$, $T_r = T / T_c$). O ponto crítico

(vide Fig. 3.5) divide duas regiões: abaixo, a região onde a mudança de fase é definida pela temperatura constante e acima, uma região indefinida de mudança de fase. Pode-se dizer que o gás comporta-se como ideal se sua pressão for muito baixa (isto é, $P \ll P_c$) ou caso sua temperatura for bastante alta (cerca de duas vezes a T_c).

Como meio de verificar se o ar, vapor d'água e vapor de etanol podem ser considerados como gases ideais, foram determinados os respectivos fatores de compressibilidade para $P = 101kPa$ e $T = 300K$, tal como mostrado na Tabela 3.1.

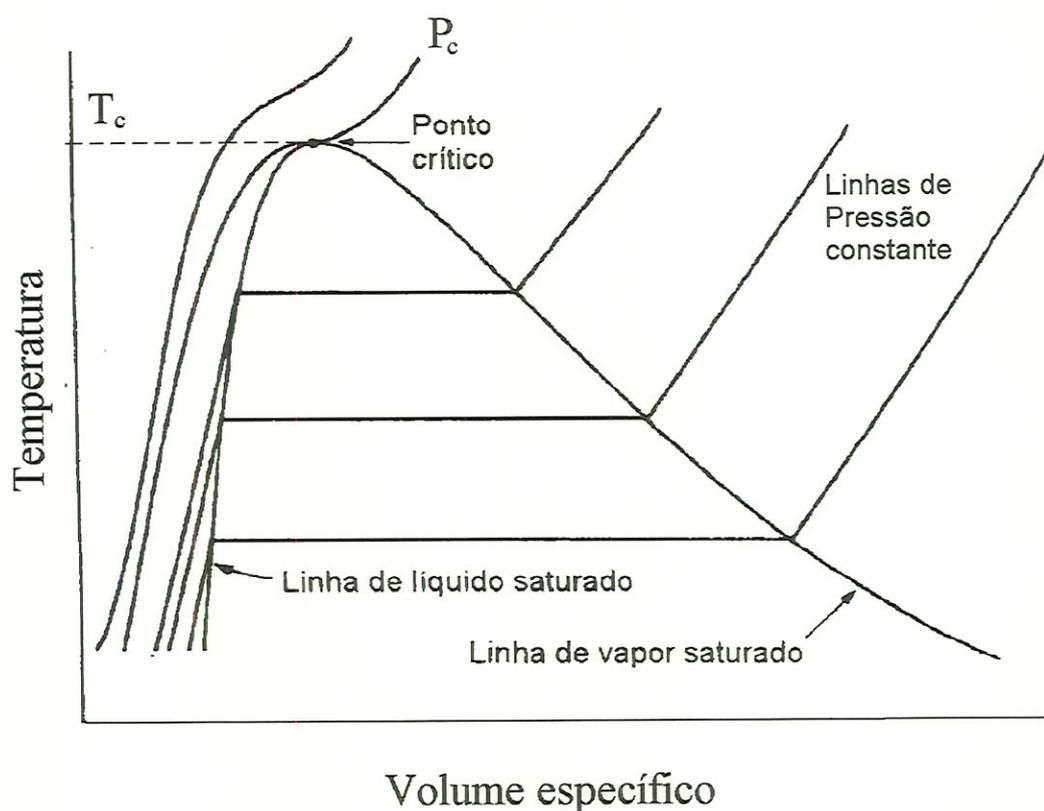


Figura 3.5 - Diagrama $T \times v$ representando o ponto crítico.

Tabela 3.1 - Fator de compressibilidade e valores críticos e reduzidos para o ar, etanol e água.

	P_c MPa	T_c K	$P_r = 0,1/P_c$ MPa	$T_r = 300/T_c$ K	Z
AR	3,76	133	0,026	2,25	1,00
ETANOL	6,38	516	0,015	0,58	0,94
ÁGUA	22,06	647,1	0,005	0,445	1,00

Notamos, portanto, que uma mistura formada por ar, vapor de etanol e vapor d'água pode ser considerada como mistura de gases ideais, logo, é coerente a aplicação da equação de estado dos gases perfeitos para os seus componentes.

3.1.4- Misturas de Gases Perfeitos não Reagentes

O estudo da mistura de gases perfeitos baseia-se no fato de que cada um de seus componentes não é influenciado pela presença dos demais; logo, as propriedades da mistura são determinadas através das propriedades molares parciais dos seus componentes:

$$Y = \bar{Y}_a n_a + \bar{Y}_b n_b + \dots + \bar{Y}_n n_n \quad (3.5),$$

onde Y é uma propriedade extensiva^(*) e \bar{Y} é uma propriedade molar parcial.

(*) Propriedade extensiva é aquela que depende da massa como volume (V), entalpia (H), energia interna (U), entropia (S).

O comportamento de misturas de gases não reagentes é usualmente descrito com base na *Lei de Dalton* da soma de pressões ou na *Lei de Amagat*, da soma dos volumes parciais.

De acordo com a *Lei de Dalton*, a pressão total exercida sobre a mistura de gases é igual ao somatório das pressões de cada componente, caso atuassem separadamente à mesma temperatura e volume da mistura:

$$p_t = \sum_{j=1}^n p_j \quad (3.6).$$

A *Lei de Amagat* considera que o volume total da mistura é igual ao somatório dos volumes de cada componente caso atuassem separadamente à mesma temperatura e pressão da mistura:

$$V_t = \sum_{j=1}^n V_j \quad (3.7).$$

3.1.5- Relações Utilizadas para Misturas de Ar e Combustível

No estudo de motores de combustão interna, mistura é definida como ar mais combustível supridos em cada ciclo de um motor com carburador, sendo que no caso de um motor com injeção, a mistura é formada apenas após a introdução do combustível pelo bico injetor. Sendo assim, a aplicação de algumas relações básicas serão de extrema conveniência para a análise de misturas de ar e combustível:

Razão ar-combustível, AC - Razão entre massa de ar e massa de combustível ou o inverso no caso da razão combustível-ar (CA):

$$AC = \frac{m_{ar}}{m_c} \quad (3.8),$$

$$CA = \frac{m_c}{m_{ar}} \quad (3.9);$$

Razão ar-vapor de combustível, AVC - Razão entre as massas de ar e vapor de combustível, ou o inverso no caso da razão vapor de combustível-ar (VCA):

$$AVC = \frac{m_{ar}}{m_{vc}} \quad (3.10),$$

$$VCA = \frac{m_{vc}}{m_{ar}} \quad (3.11);$$

Razão de equivalência, RE - Razão combustível-ar observada na mistura dividida pela razão estequiométrica combustível-ar:

$$RE = \frac{CA}{CA_{esteq}} \quad (3.12).$$

Deve-se notar que todas as definições serão utilizadas, admitindo-se que não há reação química entre os componentes da mistura até o momento da combustão.

3.1.6- Formação da Mistura em Motores de Ignição por Centelha.

Existem dois tipos de dispositivos utilizados para a mistura de combustível no ar admitido pelo cilindro de um motor de ignição por centelha: os carburadores, que fazem a mistura bem antes de sua entrada nos cilindros e os sistemas que injetam combustíveis diretamente nos cilindros ou nas janelas de admissão:

- *CARBURADORES* : O elemento principal da maioria dos carburadores consiste de uma passagem de ar de geometria fixa que contém uma restrição em forma de Venturi. Na garganta deste localiza-se um injetor que adiciona o combustível proveniente de uma câmara de bóia com volume constante ou algum outro tipo de dispositivo de pressão constante ao fluxo de ar. Este, por sua vez, é controlado por uma válvula borboleta na saída do Venturi, como pode ser visto na Fig. 3.6.

O funcionamento do carburador baseia-se na diferença de pressão observada entre a garganta do Venturi e a entrada de ar, a qual depende diretamente da velocidade do ar admitido, ou seja, de quanto esteja aberta a válvula borboleta.

No caso de um carburador completo existem ainda outros dispositivos que visam ao seu funcionamento adequado em todos os tipos de operações possíveis ao motor, como dispositivos de aceleração (bomba aceleradora), marcha lenta e partida (afogador).

-*INJEÇÃO* : O sistema de injeção de combustível é utilizado principalmente por motores de ignição por compressão (ciclo *Diesel*); porém, ultimamente está aumentando o número de motores de ignição por centelha (ciclo *Otto*) que utilizam esse método de formação de mistura. Verifica-se que a distribuição de combustível é obtida mais uniformemente para vários cilindros quando comparada com o sistema de carburação, e com a eliminação do Venturi, a pressão

nas válvulas de admissão aumenta, provocando uma maior admissão de ar admitido por ciclo, e conseqüentemente um aumento da potência motora.

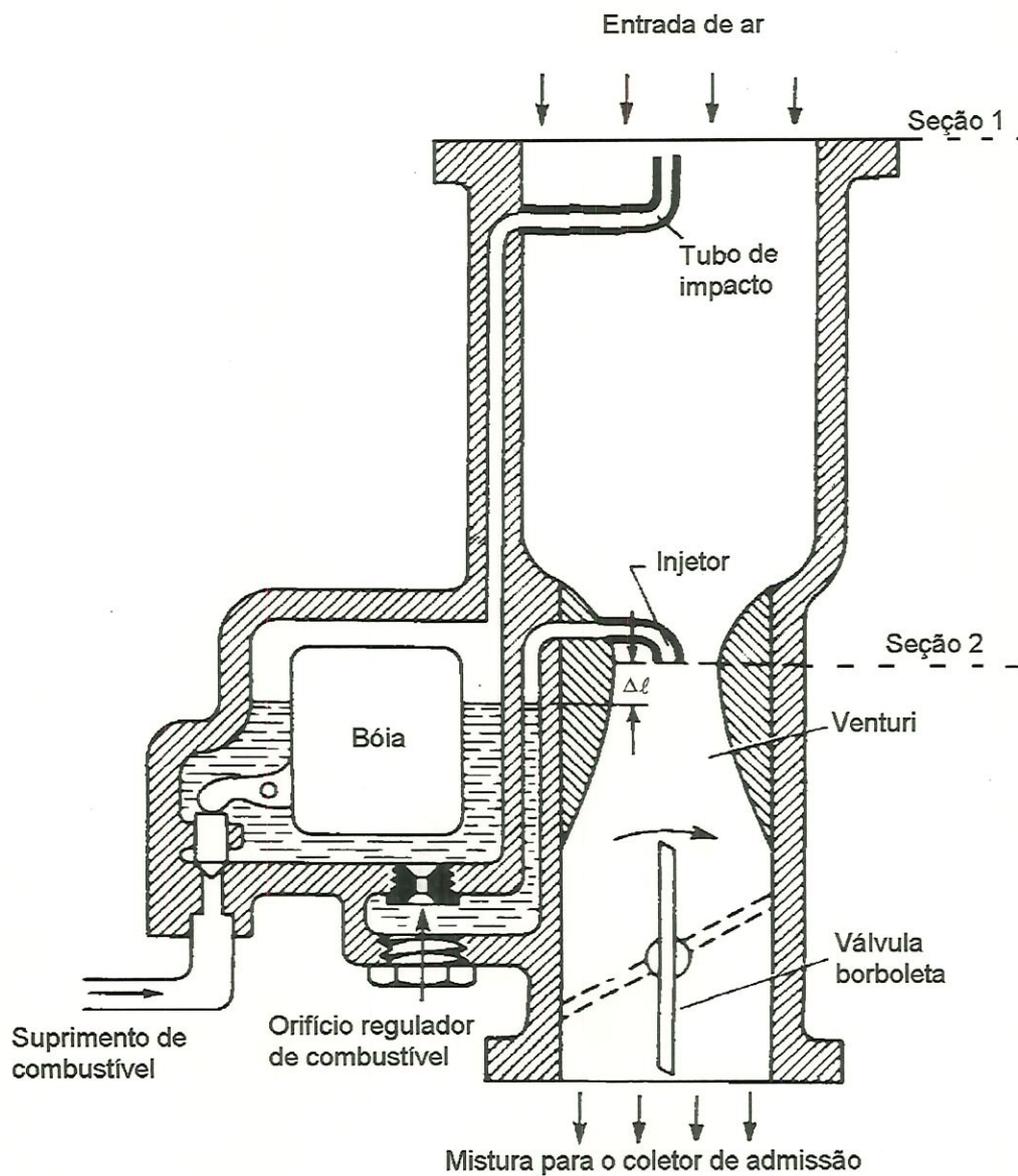
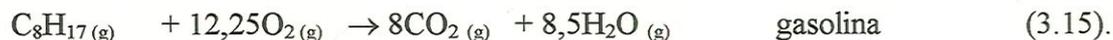
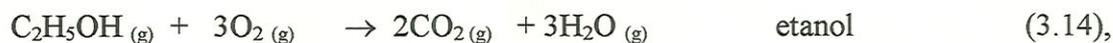
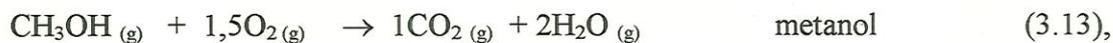


Figura 3.6 - Esquema de um carburador básico (Fonte: Taylor, 1977).

3.1.7- O Processo de Combustão nos Motores de Ignição por Centelha

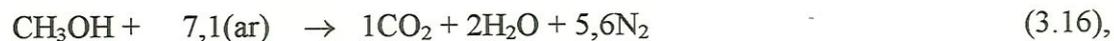
O motor de ignição por centelha convencional é alimentado com uma mistura de combustível e ar bastante homogênea, porém no instante da liberação da centelha, esta deve possuir uma parte do combustível admitido na forma gasosa a fim de produzir uma chama capaz de oxidar toda a mistura. Esse processo é denominado combustão, iniciado por meio de uma centelha e caracterizado pelo desenvolvimento de uma chama que se espalha de maneira contínua, afastando-se do ponto de ignição. Isso acontecerá somente se o nível de energia liberada pela combustão for maior que as perdas de calor para as paredes de metal e gases nesta região. Quando o avanço continua até a extremidade da câmara sem mudança abrupta de sua velocidade, é chamada de combustão normal. Também podemos ter processos não normais como a auto-ignição (início espontâneo da combustão) e detonação (aumento repentino da taxa de reação provocada por surgimento de mais de um ponto de ignição), e que não são importantes para o estudo aqui apresentado.

Teoricamente os produtos da queima completa dos combustíveis comuns são CO_2 e H_2O . Traços de CO , H_2 , CH_4 e O_2 também poderão ser encontrados nos produtos caso a combustão seja incompleta (geralmente provocada por excesso de combustível ou temperatura insuficiente para propagação adequada da chama). No caso do etanol, metanol e gasolina (fórmula molecular média) temos as seguintes reações teóricas :

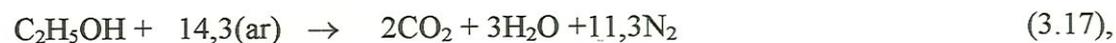


Porém, um motor real trabalha com misturas de combustível e ar, que por sua vez possui oxigênio. Como já foi visto anteriormente, o ar é formado por 21% de O_2 e 79% de N_2 em volume molar aproximadamente, o que significa que a reação será melhor representada por :

metanol:



etanol:



gasolina:



Como a massa molecular do ar é de $28,85 \text{ kg/kmol}$:

Tabela 3.2 - Combustão estequiométrica do etanol, metanol e gasolina

Combustível	Reação estequiométrica	moles de ar por moles de combustível	AC
METANOL	$\text{CH}_3\text{OH} + 1,5\text{O}_2 + 5,6\text{N}_2 \rightarrow$ $\rightarrow 1\text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O} + 5,6\text{N}_2$	7,1	6,4
ETANOL	$\text{C}_2\text{H}_5\text{OH} + 3,0\text{O}_2 + 11,3\text{N}_2 \rightarrow$ $\rightarrow 2\text{CO}_2 + 3\text{H}_2\text{O} + 11,3\text{N}_2$	14,3	9,01
GASOLINA	$\text{C}_8\text{H}_{17} + 12,3\text{O}_2 + 46,3\text{N}_2 \rightarrow$ $\rightarrow 8\text{CO}_2 + 8,5\text{H}_2\text{O} + 46,3\text{N}_2$	58,6	15,04

Como a queima da mistura ocorre em temperaturas muito elevadas e com bastante rapidez, a observação dos processos químicos envolvidos é muito difícil e a evidência experimental indica que a transição entre os estados inicial (mistura antes da combustão) e final (gases queimados) envolve inúmeros compostos e reações intermediárias, o que dificulta a modelagem do processo, porém a composição química dos produtos da combustão após o resfriamento pode ser determinada por análise em cromatógrafos. GUTHEIL (1995) indica que para o metanol e etanol, as espécies e número de reações envolvidas são:

- para o metanol (23 espécies com 168 reações intermediárias):

H, O, OH, H₂, O₂, H₂O, CO, HCO, CO₂, CH₃, CH₄, HO₂, H₂O, CHO, CH, 1-CH₂, 3-CH₂, CH₂OH, CH₃O, CH₃O₂, CH₃O₂H, CH₃OH e N₂;

- para o etanol (15 espécies adicionais com 342 reações elementares):

C₂H, HCCO, C₂H₂, CH₂CO, C₂H₃, CH₂CHO, CH₃CO, C₂H₄, CH₃CHO, C₂H₅, C₂H₅O, CH₃CHOH, CH₂CH₂OH, C₂H₆, C₂H₅OH;

Um fator de grande importância em um processo de combustão no cilindro de um motor é o tipo de propagação da chama, a qual pode ser subsônica (deflagração), ou supersônica (detonação). O primeiro acontece caso a queima ocorra adequadamente; pelo contrário o segundo tipo de propagação ocorrerá. Este é identificado pela detonação da mistura, que produz um som agudo no cilindro do motor, denominado *de batida de pino*.

3.2- CARACTERÍSTICAS QUE INFLUENCIAM A PARTIDA A FRIO

3.2.1- Influência da Volatilidade do Combustível

A partir dos estudos de PIKE et al. (1993) na área de partida fria em motores movidos a álcool, são identificados três fatores associados ao problema da ignição da mistura:

- Em motores de ignição por centelha, a combustão é iniciada pela ocorrência de uma faísca no espaço entre os eletrodos da vela de ignição, onde uma mistura inflamável deve estar presente quando a faísca ocorrer para iniciar-se o núcleo da chama;
- Ainda que o núcleo da chama seja produzido, a sua propagação através da mistura de ar e vapor de combustível pode ser inibida por perdas de calor com possível extinção da chama, ou talvez uma propagação lenta através da mistura principalmente se esta é pobre em combustível;
- A estabilização de uma mistura que tenha uma razão ar-vapor de combustível satisfatória ao surgimento e propagação da chama depende de vários fatores, sendo que a pressão de vapor parece ser o mais importante.

A baixa pressão de vapor dos alcoóis está associada às características destes combustíveis. SETHURAMAN et al. (1994) explicam que a baixa vaporização se deve ao fato de que tanto o etanol quanto o metanol apresentam, em relação à gasolina, uma baixa volatilidade, uma baixa taxa de vaporização e um alto calor latente de vaporização. GUTHEIL (1985) compara as características de vaporização do metanol (CH_3OH) e etanol ($\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$) com n-heptano (C_7H_{16}) e n-octano (C_8H_{18}),

tal como pode ser visto na Tabela 3.3 e *Anexo*, e sua análise teórica indicou que a vaporização dos dois últimos é mais rápida apesar de suas maiores temperaturas de ebulição (Fig. 3.7). Ainda que o metanol e etanol sejam mais voláteis que o n-octano e n-heptano, vaporizam mais lentamente devido à maior quantidade de calor necessário ao processo (calor latente de vaporização), associado diretamente à estrutura de suas moléculas.

Tabela 3.3 - Comparação de algumas características químicas entre metanol, etanol, n-heptano e n-octano (Fonte: GUTHEIL, 1985)

	METANOL	ETANOL	n-HEPTANO	n-OCTANO
F. Química	CH₃OH	C₂H₅OH	C₇H₁₆	C₈H₁₈
T _{eb} [°C]	66	78	98	125
L [kJ/kg]	1180	1020	317,8	297,5
Q _c [kJ/kg]	21100	27710	44444	44350
p _v (*) [atm]	0,31	0,153	0,11	0,036

(*) Pressão de vapor medida à temperatura de 310K.

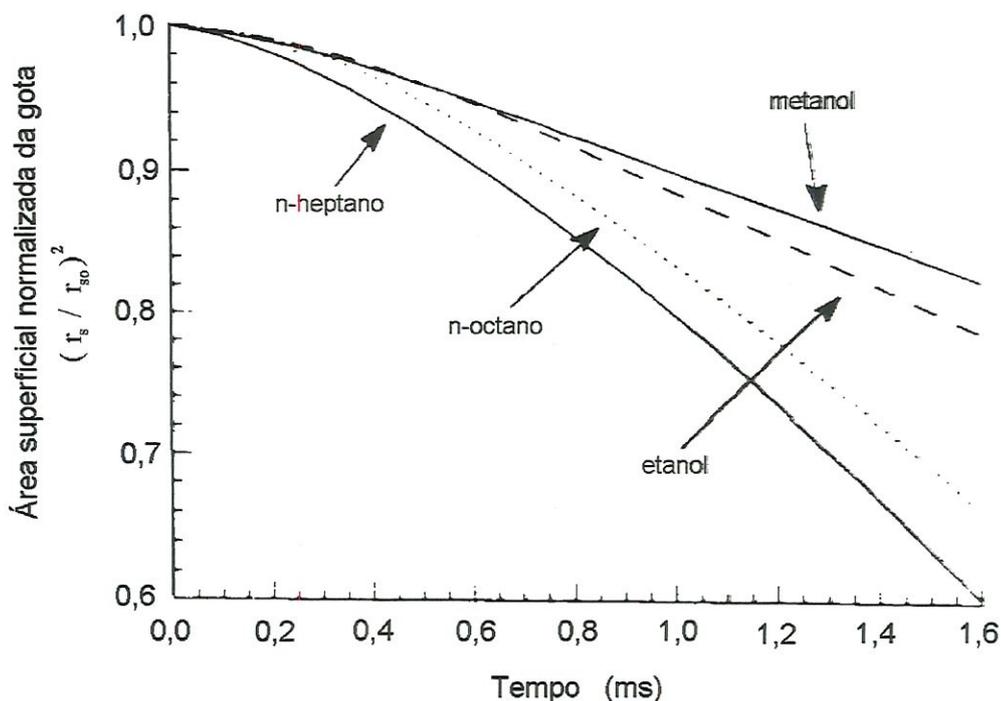


Figura 3.7 - Variação da área superficial normalizada da gota de combustível em função da temperatura (Fonte: GUTHEIL, 1985).

Pode-se confirmar que os citados alcoóis são mais voláteis que o n-heptano e o n-octano pela simples análise de curvas de pressão de vapor versus temperatura, como apresentado na Fig. 3.8, porém a seguinte dúvida pode surgir: a gasolina possuindo uma fórmula química média C_8H_{17} , deveria possuir características de evaporação intermediárias entre o n-heptano e o n-octano. Se os alcoóis estudados são mais voláteis que estes dois hidrocarbonetos, qual o motivo pelo qual os motores movidos a gasolina partem a temperaturas mais baixas que os motores movidos a álcool? A resposta é simples: na realidade a gasolina é formada por diversos hidrocarbonetos de diferentes massas moleculares e diferentes volatilidades (POPURI & BATA, 1993). A sua fórmula química é C_8H_{17} , mas é apenas representativa da sua composição média.

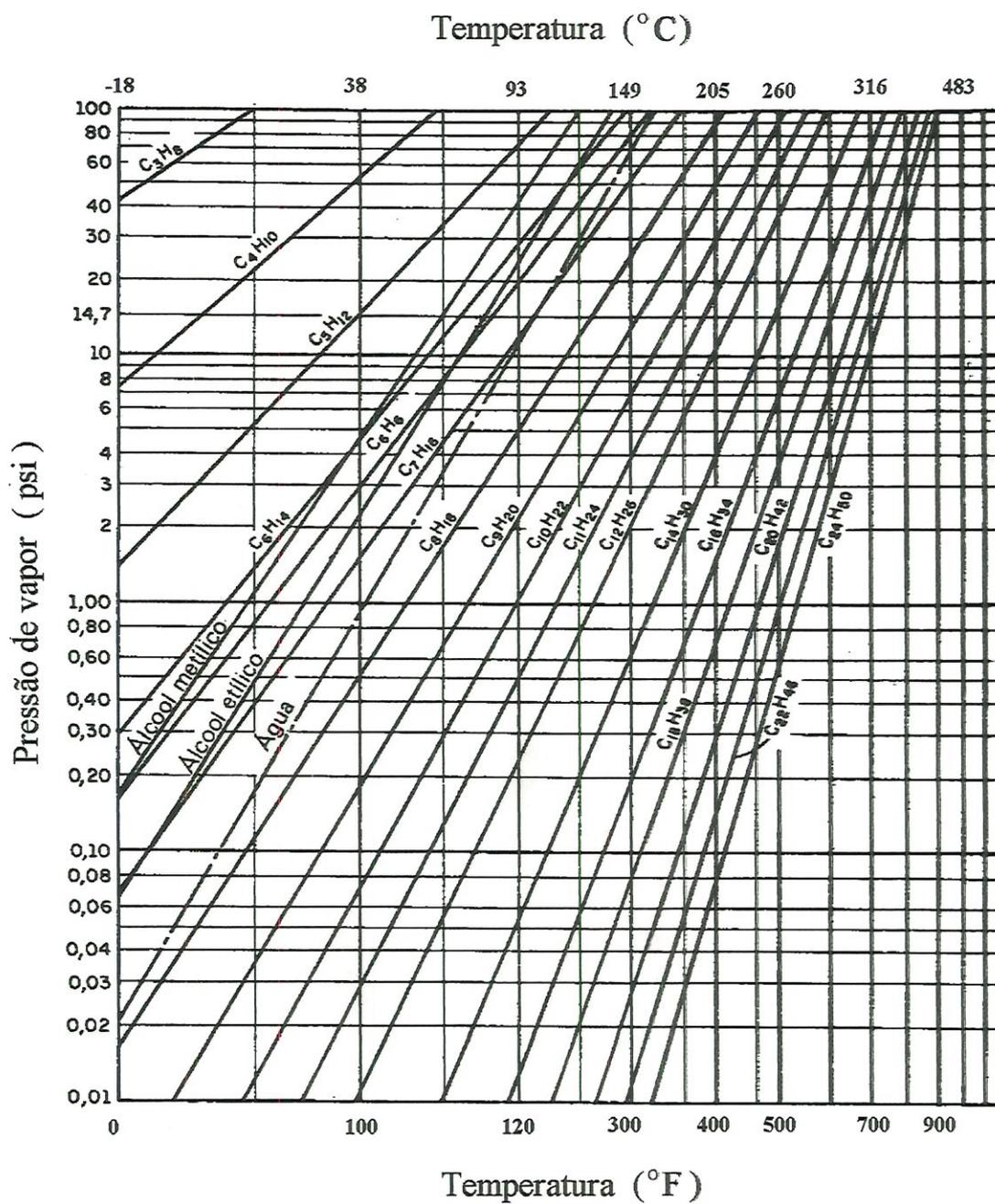


Figura 3.8 - Pressão de vapor de alguns compostos (Fonte: OBERT, 1968).

A Fig. 3.9 ilustra muito bem o que foi explicado: comparando-se as curvas 4 e 7, para 70°C, aproximadamente 20% da gasolina vaporizou-se, porém, não houve vaporização do álcool. Já para 90°C, aproximadamente 35% da gasolina vaporizou-se enquanto todo o álcool já o fez por completo. Isso se deve a composição dos combustíveis analisados: o álcool é uma substância pura logo sua curva de destilação é uma linha reta à temperatura constante. No caso da gasolina, é obtida pelas diferentes temperaturas de evaporação dos diversos hidrocarbonetos que a formam. Observa-se claramente que estes vaporizam desde 40° até 210°C; logo, o início da combustão nos motores de gasolina em dias frios é facilitado pela evaporação de seus componentes mais leves, que evaporam a temperaturas mais baixas. Neste caso a extremidade mais baixa da curva é de capital importância para a partida, enquanto que para as faixas de temperatura mais elevadas, a forma da extremidade de baixa temperatura da curva é de pouca importância (LICHTY, 1967).

A formação de uma mistura inflamável tem início na transferência de energias do ambiente para o jato de combustível lançado na tubulação de admissão ou mesmo no interior do cilindro. CHIN et al. (1984) estudaram o comportamento de um spray líquido em ambiente contendo ar quente, concluindo que durante sua injeção a taxa inicial de vaporização é bastante baixa e a maioria do calor transferido das redondezas para a gota é utilizado no seu aquecimento (calor sensível). Conforme a temperatura do líquido aumenta, a concentração de vapor na superfície da gota aumenta, sendo que na seqüência, a maior parte de calor transferido é utilizada na vaporização do líquido. Eventualmente a gota atinge sua temperatura de bulbo úmido e a partir daí, sua taxa de evaporação permanece constante.

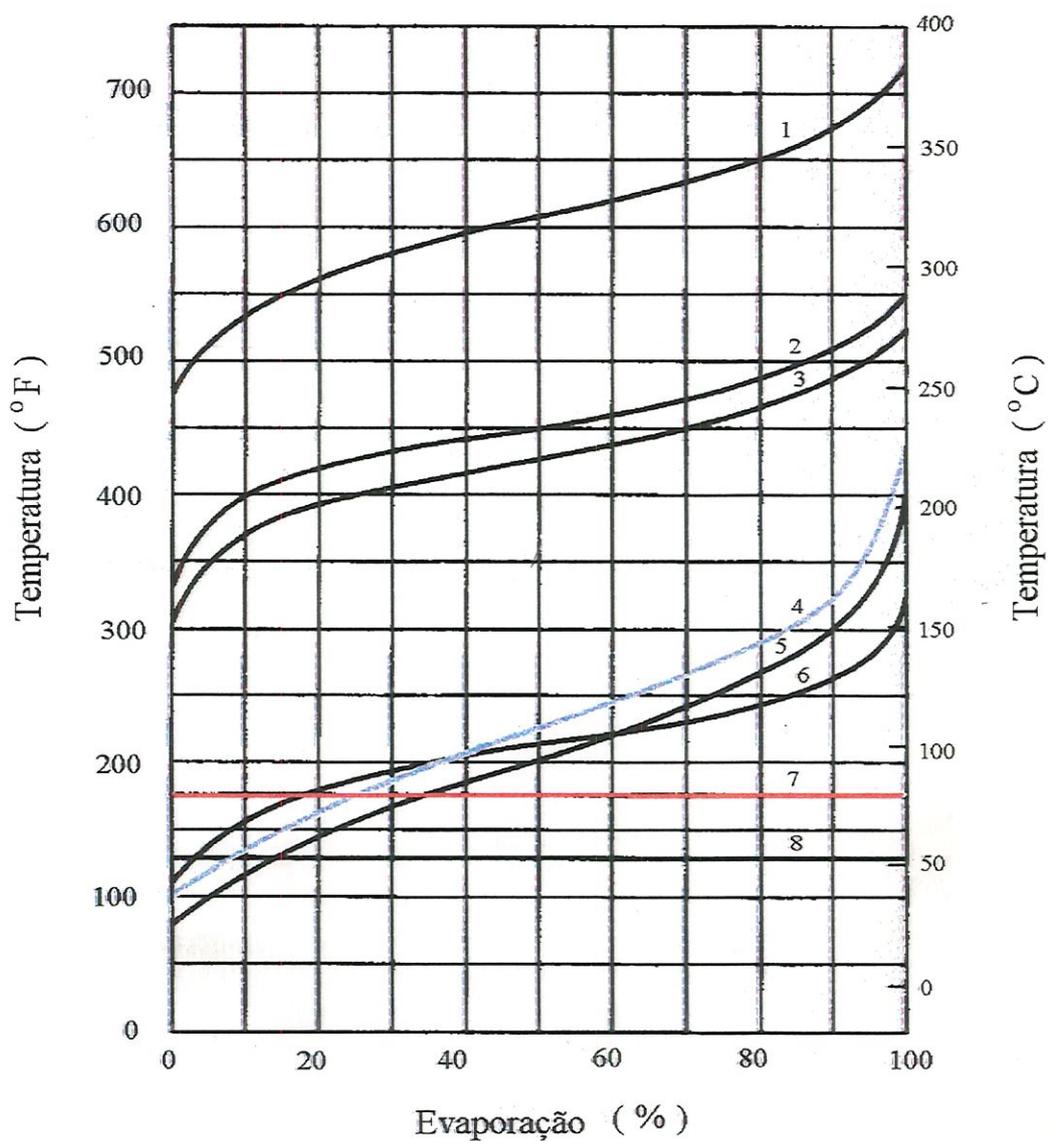


Figura 3.9 - Curvas de evaporação ASTM para vários combustíveis :

- | | | |
|------------------------|-------------------------|-------------|
| 1 - óleo diesel pesado | 4 - gasolina de verão | 7 - etanol |
| 2 - destilado | 5 - gasolina de inverno | 8 - benzeno |
| 3 - querosene | 6 - gasolina de aviação | |
- (Fonte: OBERT, 1968)

No caso da partida a frio, a mistura admitida e o motor estarão à mesma temperatura, e caso esta seja muito baixa (inferior a 10°C), somente haverá

transferência de calor do ambiente para as gotas se o líquido for bastante volátil^(*); caso contrário, não haverá formação de vapor suficiente para início da combustão da mistura no interior do cilindro. Um excesso de combustível é geralmente utilizado nesses casos, porém tal procedimento é funcional apenas para motores movidos a combustíveis não puros, como é o caso da gasolina. Isso implicará em uma maior porcentagem de componentes leves, resultando em uma maior formação de vapor; porém, em motores movidos a álcool, o enriquecimento com o próprio combustível teoricamente não influencia o processo de vaporização. Por se tratar de uma substância pura, a pressão de vapor é independente da quantidade de líquido presente, pois a fase líquida e gasosa contém apenas um tipo de constituinte. SANTOS (1985) verificou que a colaboração dada pelo sistema de afogador deve-se unicamente à redução da pressão no coletor de admissão, propiciando maior taxa de vaporização do combustível. OBERT (1968) ainda conclui que a partida de um motor em ambiente frio é facilitada pelo fechamento da borboleta (razão *AVC* rica, desde que a pressão de admissão do cilindro diminua).^(**)

A partir das Eqs. (3.1), e (3.10), podemos escrever:

$$AVC = \frac{m_{ar}}{m_{vc}} = \frac{(p_{ar} V_{ar} / R_{ar} T_{ar})}{(p_{vc} V_{vc} / R_{vc} T_{vc})} \quad (3.19),$$

De acordo com a Lei de Dalton (Eq. (3.6)), temos:

$$p = p_{ar} + p_{vc}$$

$$AVC = \frac{(p - p_{vc}) V_{ar}}{p_{vc} V_{vc}} \cdot \frac{R_{vc} T_{vc}}{R_{ar} T_{ar}}$$

^(*) A transferência de calor entre gases e líquidos à mesma temperatura se dá por processo de transferência de energia e massa simultâneos.

^(**) Se for utilizada gasolina no auxílio à partida de um motor a álcool, a facilidade de ignição virá apenas da evaporação dos componentes mais leves desse combustível admitido, produzindo uma mistura passível de ignição quando for disparada a centelha.

Como $R_{ar} = \bar{R} / M_{ar}$ e $R_{vc} = \bar{R} / M_{vc}$ e assumindo-se equilíbrio entre ar e vapor de combustível:

$$T_{ar} = T_{vc}$$

$$V_{ar} = V_{vc}$$

$$AVC = \frac{m_{ar}}{m_{vc}} = \frac{(p - p_{vc})}{p_{vc}} \cdot \frac{M_{ar}}{M_{vc}} \quad (3.20).$$

Observando a Eq. (3.20), para uma diminuição da pressão de admissão causada pelo uso do afogador ($p < p_{atm}$), *AVC* diminui, ou seja, a porcentagem de vapor aumenta na mistura considerando-se que p_{vc} seja fixo para a temperatura em questão.

Apesar do álcool apresentar alguns problemas quanto à partida, suas características de alto calor de vaporização atuam como um refrigerante da mistura induzida, provocando um aumento da quantidade de ar admitida e conseqüentemente um ganho de potência. Essa refrigeração também é responsável pela diminuição do trabalho de compressão da mistura. Tais características são bastante exploradas em motores de carros de competição, com a injeção direta de metanol no interior do cilindro. Como nestes casos a economia não é um fator predominante, a injeção de um excesso de combustível é bem vinda a favor de uma maior refrigeração da mistura.

Comparando-se os calores latentes de vaporização do metanol, etanol e gasolina (vide *Anexo*), verificamos que, para uma mesma massa de cada combustível, o etanol necessita de 2,25 vezes mais calor por unidade de massa para vaporizar-se completamente com relação à gasolina enquanto que para o metanol esse valor é de 2,8 vezes.

Pode-se ainda analisar, teoricamente, qual a diminuição máxima de temperatura no interior de um cilindro provocada pela vaporização dos combustíveis

citados acima, utilizando, como exemplo, um motor com $TC = 11$ e isoentrópico^(*) e determinando-se então a temperatura e pressão máximas atingidas ao final do processo de compressão do ar:

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^k = TC^k \quad (3.21),$$

$$\text{como } P_1 = P_{atm} = 100\text{kPa} \quad \rightarrow \quad P_2 = 2899\text{kPa}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{(k-1)} = TC^{(k-1)} \quad (3.22),$$

$$\text{como } T_1 = T_{amb} = 300\text{K} \quad \rightarrow \quad T_2 = 783\text{K} = 510^\circ\text{C}$$

Admitindo que o cilindro do motor em questão possua 0,5 litro, a quantidade de ar admitida por ciclo, considerando-se a Eq. (3.1), para uma pressão ambiente de 101 kPa e temperatura de 300 K, será:

$$m_{ar} = 5,87 \cdot 10^{-4} \text{ kg de ar}$$

Através da AC estequiométrica do combustível (*Anexo*), e da Eq. (3.8), calcula-se a quantidade de combustível admitida por ciclo. A quantidade de calor necessário para vaporizar essa massa de líquido é dada por:

$$Q_v = m_c \cdot L \quad (3.23).$$

^(*) Para um processo isoentrópico temos: $P_1 V_1^k = P_2 V_2^k$

A fim de facilitar os cálculos, admite-se que houve inicialmente uma adição de calor à massa de ar para variar sua temperatura de 30° até 510°C (temperatura máxima de compressão isentrópica), seguida de uma perda de calor para aquecimento do combustível até sua temperatura de saturação, Q_{sat} , e na seqüência para sua vaporização, Q_v . Essa troca de calor provocará uma variação na temperatura, ΔT , da massa de ar contida no cilindro:

$$Q_{ceãido} - Q_{sat} - Q_v = m_{ar} \cdot c_{ar} \cdot \Delta T_{ar} \quad (3.24),$$

$$m_{ar} \cdot c_{ar} \cdot (T_2 - T_i) - m_c \cdot c_c \cdot (T_{sat} - T_{ic}) - m_c \cdot L = m_{ar} \cdot c_{ar} \cdot (T_f - T_i)$$

Como na partida fria, $T_i = T_{ic} = T_{amb}$:

$$T_f = T_2 - \frac{1}{AC} \cdot \frac{c_c(T_{sat} - T_{amb}) + L}{c_{ar}} \quad (3.25);$$

onde T_2 é a temperatura máxima obtida na compressão do ar, calculada pela Eq.(3.22), e c_{ar} adotado é $1,00kJ/kg\ ^\circ C$

A temperatura de saturação do combustível, T_{sat} , é função da pressão do gás no interior do cilindro; logo, varia desde o ponto morto inferior até o superior. Desta maneira, consideramos um valor de T_{sat} médio entre a pressão de admissão e a pressão ao final do estágio de compressão.

Calculando-se os valores para os combustíveis em questão, obtêm-se a Tabela 3.4, onde pode-se notar claramente que a maior queda de temperatura observada é para o metanol. Isto acontece devido ao alto calor latente de vaporização deste combustível em relação à gasolina. O mesmo pode ser observado com relação ao etanol, que possui calor latente muito próximo ao do metanol.

Tabela 3.4 - Tabela comparativa da influência da vaporização de uma quantidade estequiométrica de combustível na temperatura teórica final de compressão para um cilindro de 0,5 litro e TC=11 para temperatura ambiente de 30°C.

	Sem Comb.	Metanol	Etanol	Gasolina
AC_{esteq}	-	6,46	8,99	15,11
m_c [kg]	0	$9,1 \cdot 10^{-5}$	$6,5 \cdot 10^{-5}$	$3,9 \cdot 10^{-5}$
T_{sat} [°C]	-	125	140	180
L [kJ/kg]	-	1118	900	400
c_c [kJ/kg°C]	-	2,6	2,64	2,35
T_f [°C]	510	299	378	460
ΔT_{mist} [°C]	0	211	132	50

Na Tabela 3.4, T_f representa a temperatura final teórica da mistura estequiométrica entre ar e combustível ao final do estágio de compressão enquanto ΔT_{mist} refere-se à diferença de temperaturas ao final do mesmo estágio, observadas entre a situação sem combustível e a situação com combustível, ou seja:

$$\Delta T_{mist} = |T_2 - T_f|$$

onde T_2 é a temperatura do ar comprimido ao final do estágio de compressão, dado pela Eq. (3.22), admitindo-se um processo isoentrópico. Admite-se ainda que toda a massa de combustível, m_c , vaporizou-se no processo.

3.2.2- Influência do Tamanho das Gotas de Combustível

Com relação às características ideais de vaporização para funcionamento de um motor de ignição por centelha, é esperado que o combustível seja totalmente vaporizado durante o processo de compressão até o momento da liberação da centelha; porém o combustível geralmente não se comporta desta maneira em temperaturas mais baixas, como é o caso da partida a frio.

Nesse caso a taxa total de gaseificação reduz-se de tal maneira que as maiores gotas ainda existam no momento da liberação da centelha. Gotas secundárias devem ainda ser produzidas quando o filme líquido depositado nas proximidades da válvula (*), é sugado para o cilindro durante o período de admissão. Essas possivelmente possuirão tamanhos maiores devido à tensão superficial do líquido e ao menor tempo disponível para sua gaseificação, se comparadas às gotas primárias geradas pelo carburador.

Pesquisas realizadas com sprays de combustível e também com gotas isoladas indicaram que a vaporização está diretamente relacionada ao tamanho das gotículas (CHIN et al., 1984; LIU et al., 1984; LAW et al., 1987; DANIS et al., 1988); quanto menores estas, menor será o tempo necessário para seu aquecimento, implicando assim em uma evaporação mais rápida.

LIU et al. (1984), que estudaram o comportamento de uma gota de combustível durante o período de admissão e compressão, propuseram um modelo para o seu processo de aquecimento e gaseificação, o qual baseia-se em uma descrição termodinâmica(**) do processo em função da taxa de variação da temperatura e pressão do ambiente ao qual está submetida a gota.

Segundo os autores, o processo de aquecimento da gota é um importante elemento no controle de sua taxa de vaporização.

(*) O filme líquido depositado nas proximidades da válvula de admissão é formado pelo impacto das gotas de combustível, contra a válvula, durante a admissão.

(**) O processo de modelagem do aquecimento e vaporização da gota de combustível admite simetria esférica das gotas. O seu equacionamento é baseado em equações de conservação de massa para o vapor de combustível e equações de conservação da energia.

Um importante fato verificado por LIU et al. (1984) e também por CHIN et al. (1984), são os *efeitos compensatórios da temperatura e pressão no processo de mudança de fase da gota*: durante a compressão, enquanto o aumento da temperatura do gás tende a aumentar a gaseificação, o simultâneo aumento da pressão tende a retardar o processo.

A simulação do modelo de LIU (*) et al. (1984), a qual foi feita para isooctano, demonstrou que, durante o estágio de compressão, o aumento da taxa de vaporização, devido ao aumento da temperatura no interior do cilindro, possui um efeito mais forte que a diminuição da taxa de vaporização provocada pelo simultâneo aumento de pressão; destaca-se contudo que a diferença líquida não é muito grande.

A Fig. 3.10 representa a simulação do modelo, onde observa-se a influência da pressão e temperatura no processo de evaporação. Pode-se verificar que as influências individuais da temperatura e pressão no processo de vaporização são significantes (curvas 3 e 4), porém seus efeitos, quando somados, praticamente se anulam; a comparação da curva 1 (temperatura e pressão variáveis), com a curva 2 (temperatura e pressão invariáveis), vem provar o efeito citado.

Deve-se notar que tanto o tamanho inicial da gota (r_{s0}), como a rotação do motor, não foram mensurados pois o processo de normalização das equações que regem o processo de evaporação da gota “absorveram” estas variáveis.

(*) Seu modelo assume que os processos de difusão e convecção estão envolvidos na transferência de calor do ambiente para a superfície da gota e posteriormente da dispersão do vapor de combustível de sua superfície.

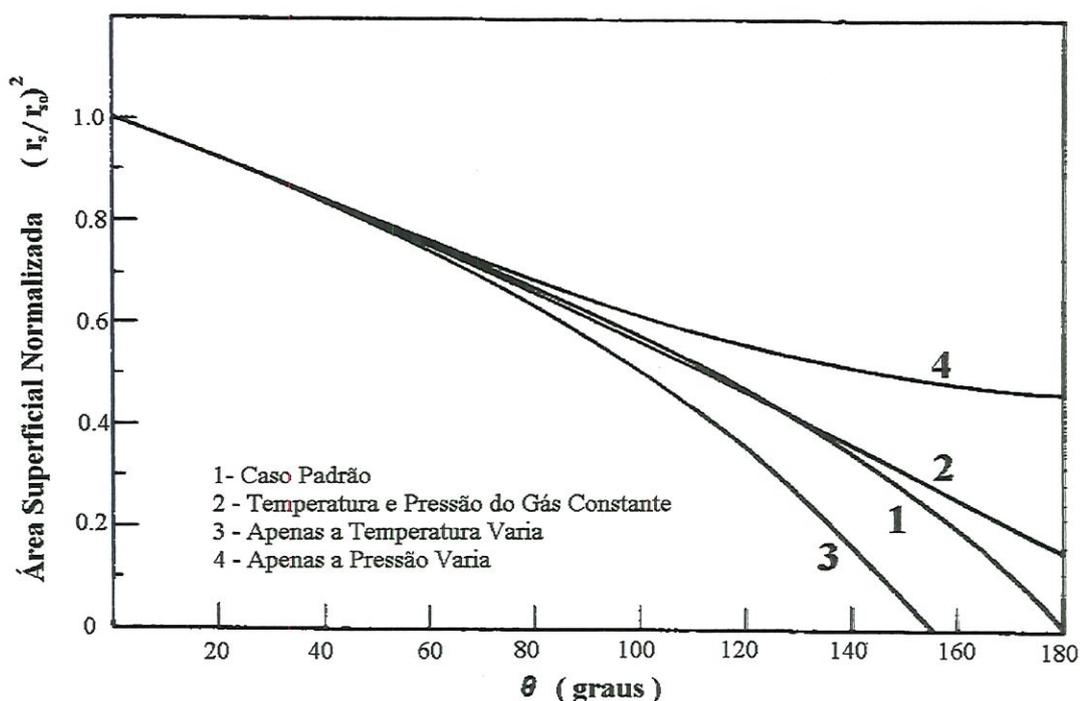


Figura 3.10 - Variação da área superficial normalizada da gota em função do ângulo do eixo de manivelas para várias simulações do ciclo motor (Fonte: LIU et al., 1984).

Nota-se claramente na Fig. 3.10 que a taxa de vaporização é constante para a gota submetida ao ambiente representado pela curva 2 (pressão e temperatura invariáveis). O caso padrão (curva 1), que é uma simulação de um processo de compressão real, indica que a taxa de vaporização da gota é aproximadamente constante até um ângulo de 120° do eixo de manivelas, sendo que, depois, sofre um aumento significativo. No caso 3, o ambiente é submetido apenas a um aumento de temperatura, resultando em aumento da taxa de vaporização da gota ao contrário do caso 4, onde apenas simula-se o aumento da pressão ambiente.

Outra simulação importante associa a taxa de compressão e temperatura ambiente com as características de gaseificação, e como verificou-se na Fig. 3.10, o aumento da taxa de compressão implica em diminuição da taxa de vaporização considerando-se a temperatura fixa (Fig. 3.11). No caso da Fig. 3.12, verifica-se o efeito positivo da temperatura na taxa de evaporação da gota.

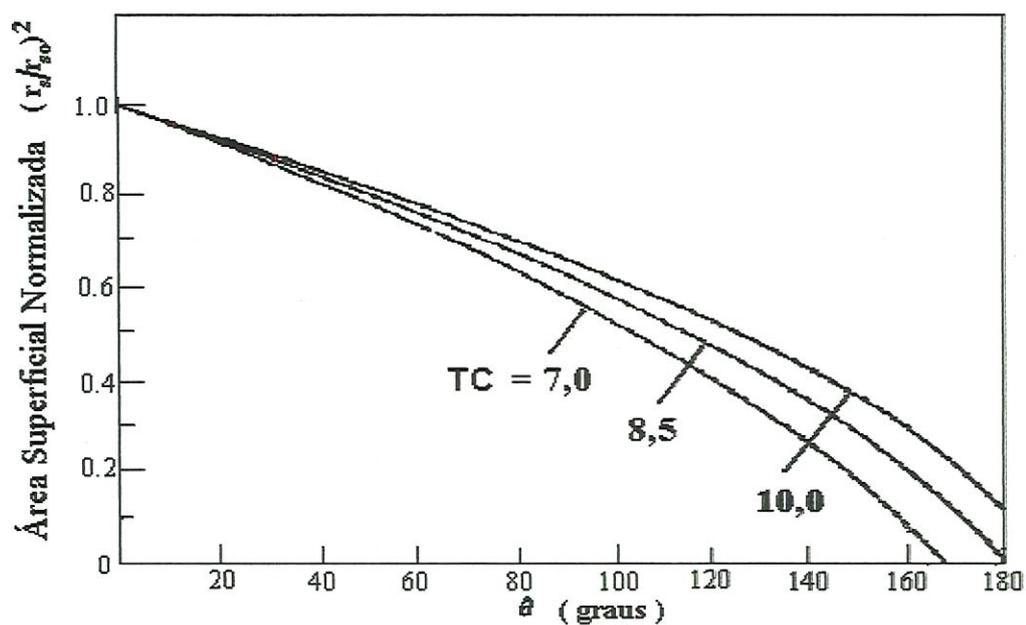


Figura 3.11 - Variação da área superficial normalizada da gota em função do ângulo do eixo de manivelas para várias razões de compressão (Fonte: LIU et al., 1984).

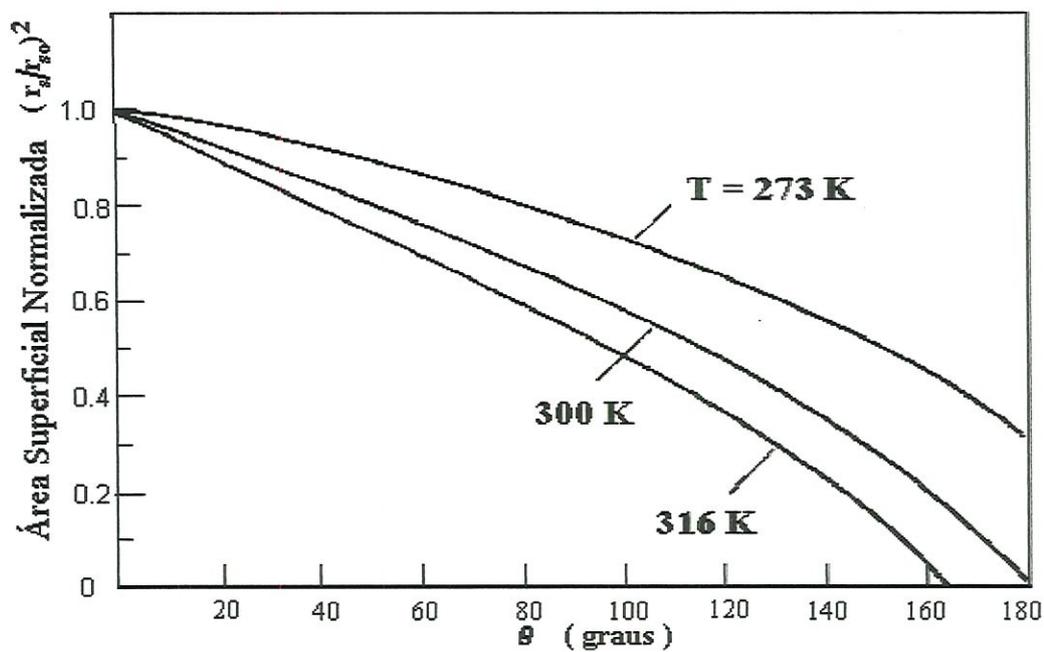


Figura 3.12 - Variação da área superficial normalizada da gota em função do ângulo do eixo de manivelas para várias temperaturas ambientes (Fonte: LIU et al., 1984).

Mesmo que as características de gaseificação de uma única gota forneçam uma útil orientação quanto ao processo de evaporação, existem certos fatores na vaporização de um conjunto de gotas que podem ser considerados apenas se o spray for estudado como um todo. CHIN et al. (1984) estendem os conhecimentos do processo e seus resultados indicam que o aquecimento e vaporização de uma certa quantidade de spray é proporcional ao quadrado do diâmetro médio de suas gotas, d_{mo} .

DANIS et al. (1988) também estudaram o processo com relação a sprays de metanol e n-heptano sob pressão atmosférica e analisaram valores de energia mínima necessária à ignição da mistura para valores de diâmetro de gotas entre $d_s = 30$ a $57\mu\text{m}$ e razões de equivalência $RE = 0,44$ a $1,80$.

Os testes realizados demonstraram que a energia mínima de ignição do spray diminui devido a:

- a) Diminuição do tamanho das gotas, o que implica em aumento da área superficial do spray exposta - o que está de acordo com o resultado de CHIN et al. (1984): a diminuição do tamanho das gotas implica em diminuição do tempo de aquecimento e vaporização do spray;
- b) Aumento da taxa de vaporização do combustível - que está também diretamente relacionado com o diâmetro das gotas;
- c) Aumento da RE, o que implica em aumento da quantidade de combustível presente.

A Fig. 3.13 fornece resultados obtidos de mínima energia de ignição para o metanol e n-heptano pré-vaporizados, onde verifica-se que o limite inferior para ignição de ambos os combustíveis é $RE \sim 0,55$ e mínima energia de ignição para o n-heptano de $1,5 < RE < 2,0$. No caso de misturas ricas em metanol, problemas de condensação de combustível impediram a determinação da RE ótima.

Resultados quanto ao uso de diferentes diâmetros de gotas e uso de combustível pré-vaporizado para ambos combustíveis são dados pelas Figs. 3.14 e 3.15.

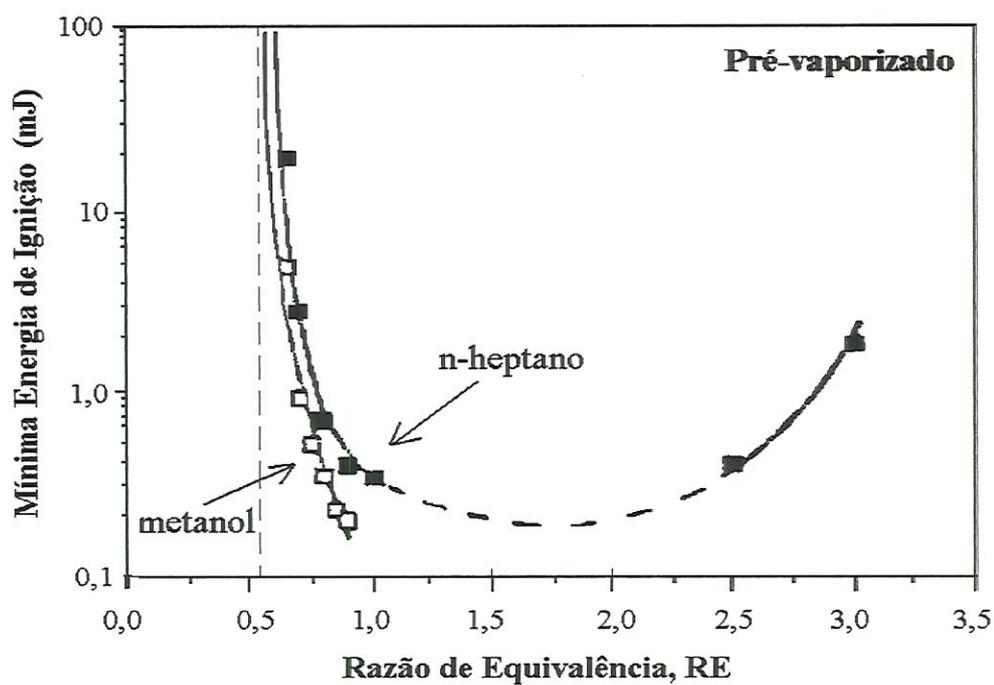


Figura 3.13 - Mínima energia de ignição para n-heptano e metanol pré-vaporizados (Fonte: DANIS et al., 1988).

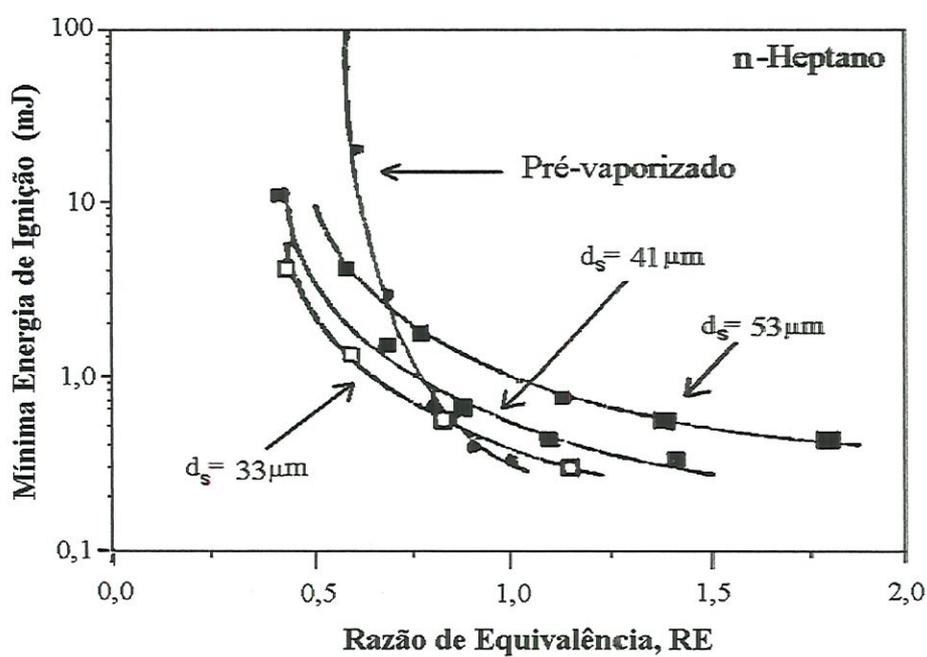


Figura 3.14 - Mínima energia de ignição para gotas de n-heptano de vários diâmetros (Fonte: DANIS et al., 1988).

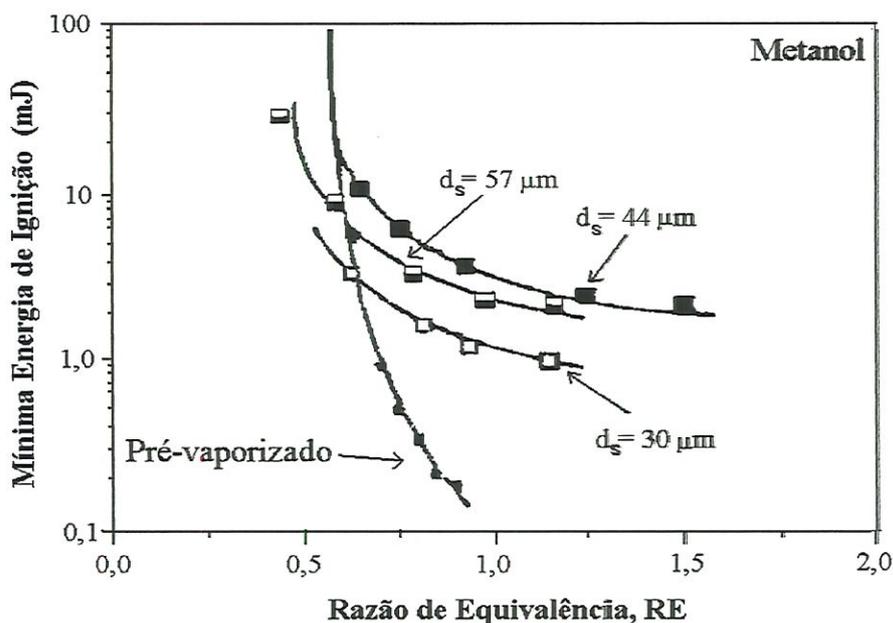


Figura 3.15 - Mínima energia de ignição para gotas de metanol de vários diâmetros (Fonte: DANIS et al., 1988).

A comparação das Figs. 3.14 e 3.15 indica que, quanto menor o tamanho das gotas, menor será a energia de ignição necessária; tal como já foi dito anteriormente. Ainda verifica-se que o spray de n-heptano requer de um terço a um quinto da energia mínima de ignição que o spray de metanol para um mesmo diâmetro de gota e razão de equivalência; isso acontece pois o calor latente de vaporização do metanol é aproximadamente 3 vezes maior que do n-heptano (vide Anexo).

Os dados de mínima energia de ignição do n-heptano (Fig. 3.14) foram reorganizados em função do diâmetro das gotas, tal como visto na Fig. 3.16, na qual os dados referentes ao combustível pré-vaporizado aparecem como sendo de diâmetro de gota igual a $0 \mu\text{m}$. As linhas pontilhadas indicam interpolação entre o menor tamanho de gota testado em cada caso e a situação de líquido pré-vaporizado. Estas interpolações indicaram que um diâmetro ideal da gota existe entre $10 \mu\text{m}$ e $30 \mu\text{m}$. Este valor ótimo ficou mais aparente para valores de $RE < 0,8$, e segundo DANIS et al. (1988), resultados similares foram observados no caso do metanol, porém, para valores de $RE < 0,7$.

A existência de um tamanho ideal de gotas para ignição pode ser melhor entendida em termos da taxa de propagação da chama, que não depende apenas da formação de um núcleo nas vizinhanças da vela de ignição devido à oxidação dos vapores de combustível, mas também da propagação dessa chama no interior da mistura não queimada. Logo sprays com gotículas de diâmetros entre 10 e $30\mu\text{m}$, que produzem taxas ótimas de propagação da chama, serão responsáveis pelas mínimas energias de ignição.

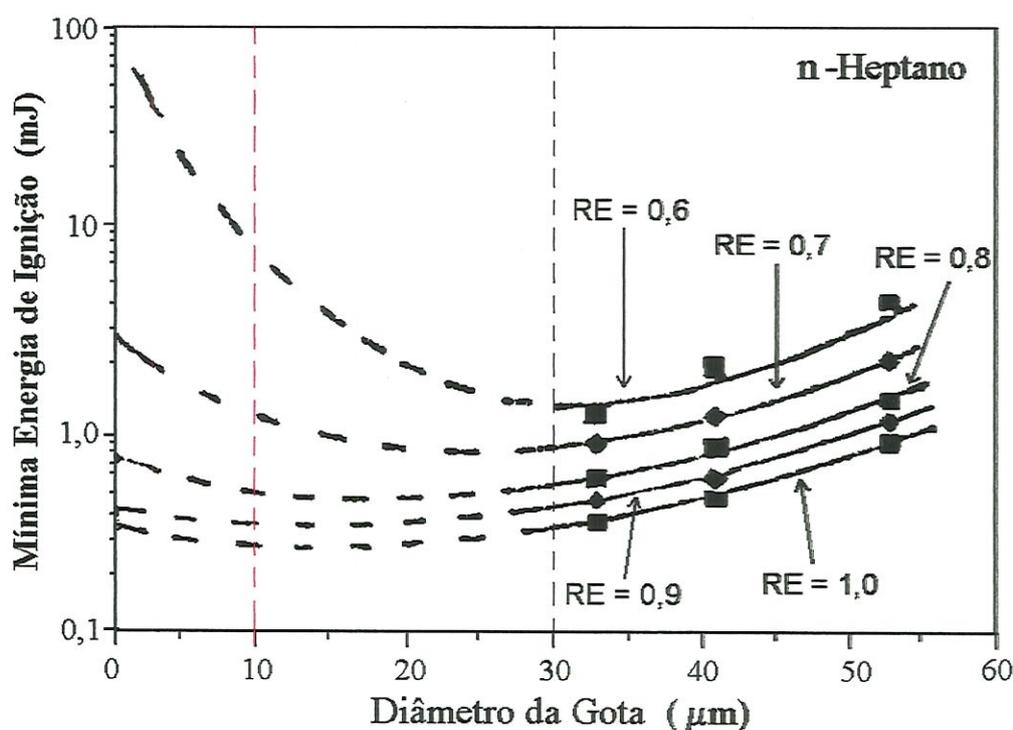


Figura 3.16 - Mínima energia de ignição em função da RE e diâmetro da gota para n-heptano. (Fonte: DANIS et al., 1988).

Mesmo que nenhum experimento com etanol tenha sido feito, os resultados são de grande valia pois as características do metanol e etanol (tanto químicas quanto físicas) são bastante similares. A diferença principal entre eles são os respectivos calores latente de vaporização.

3.2.3- Influência da Pressão e Temperatura

CHIN et al. (1984) constataram que o tempo de aquecimento das gotas diminui com o aumento da temperatura e/ou diminuição da pressão nos testes, como pode ser visto na Fig. 3.17.

É claro que esse tempo de aquecimento está inversamente relacionado com a taxa de evaporação das gotículas de combustível: quanto maior a transferência de calor do ambiente para a gota, menor será o tempo de aquecimento desta e maior será sua taxa de evaporação.

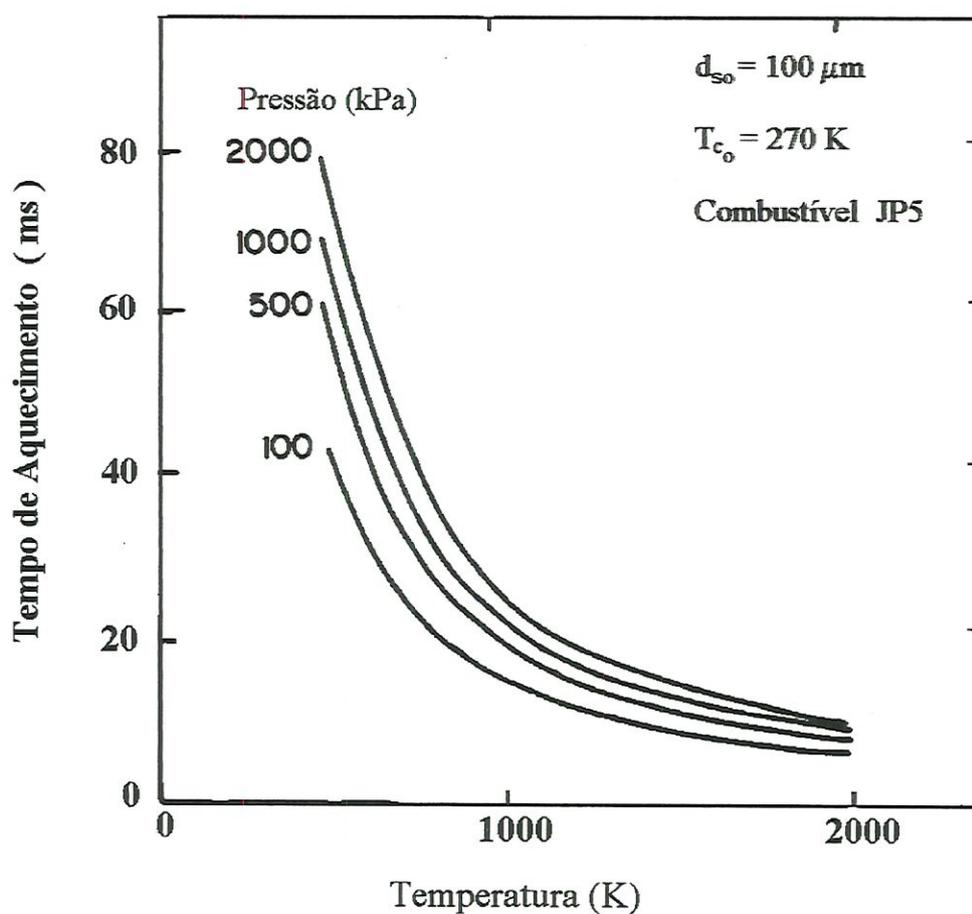


Figura 3.17 - Efeito da pressão e temperatura ambiente na duração do tempo de aquecimento da gota de combustível. (Fonte: CHIN et al., 1984).

Com relação à pressão de admissão, SANTOS (1985) comprovou que sua diminuição na partida, através de um afogamento perfeito (pressão em torno de 0,54atm), é suficiente para a partida de um motor movido a etanol em ambientes com temperaturas próximas de 0°C. Utilizando-se a Eq. (3.10) e sabendo-se que a AC estequiométrica para oxidação do etanol é de 9:1 e, além disso, considerando a afirmação de TAYLOR (1977)^(*) quanto à razão de ar-vapor de combustível, temos:

$$AVC = \frac{m_{ar}}{m_{vc}} = \frac{(p - p_{vc})}{p_{vc}} \cdot \frac{M_{ar}}{M_{vc}}$$

$$2 \cdot 9 = \frac{29(p - p_{vc})}{46 \cdot p_{vc}}$$

$$p_{vc} = 0,03384 \cdot p \tag{3.26}$$

Através da Eq. (3.26), podemos determinar a pressão de saturação do etanol, utilizando-se 3 tipos de afogadores : péssima qualidade (ou sem afogador), boa qualidade e ideal. Os valores são fornecidos na Tabela 3.5. A temperatura de saturação do álcool , que é representativa da mínima temperatura de partida do motor, é obtida através da Fig. 3.8.

^(*) Taylor afirma que nos motores que queimam uma mistura uniforme de vapor de combustível e ar, a razão ar-vapor de combustível (AVC) não deve ser superior a cerca de 2 vezes a razão ar-combustível (AC) estequiométrica para ignição e propagação satisfatória da chama.

Tabela 3.5 - Temperatura de saturação do etanol em função da pressão de admissão.

Pressão de Admissão		Tipo de Afogador	p_v		Temp. de Saturação do etanol	
ATM	PSI		ATM	PSI	$^{\circ}\text{F}$	$^{\circ}\text{C}$
1	14,7	s/ afogador	0,034	0,500	51,8	11,0
0,68	10,0	boa qualidade	0,023	0,340	41,9	5,5
0,54	7,9	ideal	0,0183	0,267	30,0	-1,0

Na realidade esta temperatura de partida não é baixa o suficiente para países de clima mais frio (-1°C para uso de afogador ideal); porém, a maioria dos estados brasileiros não atingem temperaturas tão baixas, logo o método envolvendo uso de melhores afogadores (no caso de um motor carburado), além de ser o mais simples, é o que mais se ajusta às temperatura brasileiras.

3.2.4- Influência das Perdas de Calor do Cilindro

A perda de calor no interior do cilindro é um fator que tem grande importância durante a partida a frio nos motores de combustão interna; pois, uma grande quantidade de calor é perdida na forma de transferência térmica pelas paredes do cilindro e por transferência mássica de gases através dos espaços entre os anéis do pistão e paredes do cilindro (“blowby”).

Conforme LICHTY (1967), a transferência de calor do interior do cilindro para o meio externo é realizada através dos seguintes processos:

1. Convecção, condução e radiação dos gases para as paredes do cilindro;
2. Condução através das paredes;
3. Convecção, condução e radiação para o meio externo, que pode ser gasoso ou líquido, sendo que o último oferece menor resistência térmica.

Filmes de fluidos estagnados nas paredes do cilindro oferecem alta resistência à transferência de calor e causam uma grande diferença de temperatura entre os gases e as paredes; o contrário ocorre com as paredes de metal do cilindro, que por oferecerem uma baixa resistência térmica, possuem um baixo gradiente de temperatura, tal como pode ser observado na Fig. 3.18. Verifica-se que o processo de radiação é o menos significativo: a quantidade de calor radiado é uma pequena parte do calor total transferido (usualmente menor que 5%).

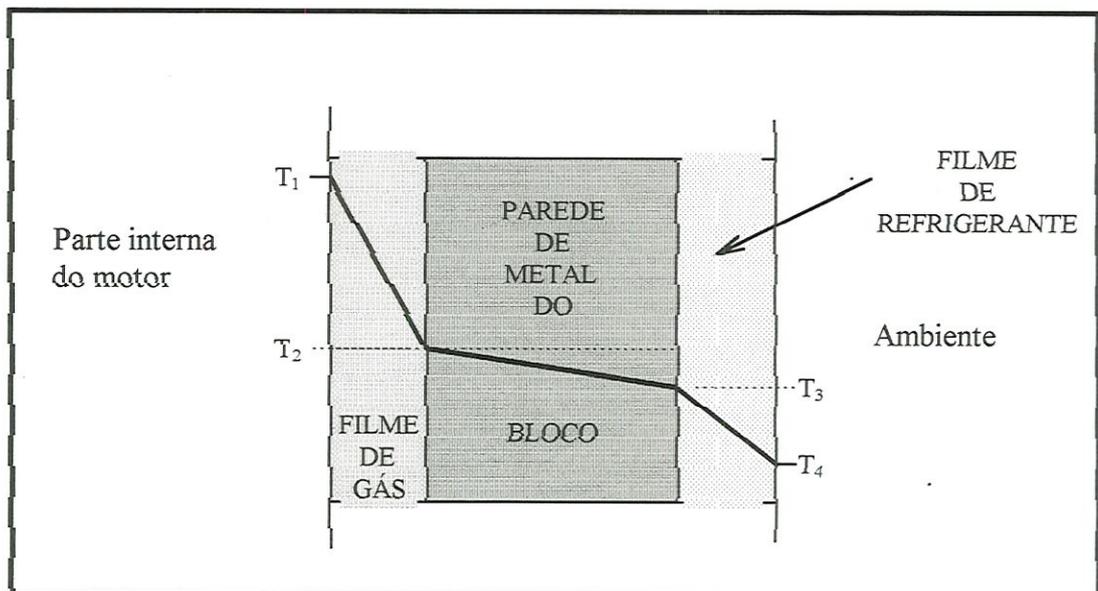


Figura 3.18 - Transferência de calor dos gases quentes para o meio refrigerante.

Este valor refere-se a um motor em regime de operação. No caso de uma partida a frio, por estarmos trabalhando com temperaturas muito mais baixas, o calor total transferido por radiação será muito menor; logo, é comum desprezá-lo. Lembramos que as temperaturas e pressões no ponto morto superior são as mais altas; logo, é de se esperar que as partes metálicas nessa região transfiram mais calor que em outras regiões. Análises mostram que a cabeça do cilindro transfere, na média, de 5 a 13 vezes mais calor por unidade de área que as paredes do cilindro, dependendo do projeto e da vazão de refrigerante (LICHTY, 1967). É claro que, como as paredes da cabeça são mais espessas devido a solicitação do material, a diferença de temperatura entre os gases e o refrigerante também será maior.

Um estudo detalhado dos processos de perdas de energia do cilindro é realizado por ZADEH et al. (1991) que concluem que as perdas por “blowby” são comparáveis às perdas por transferência térmica durante a partida; além disso, propôs um método para estudo das perdas de energia de um cilindro durante a partida através de modelagem termodinâmica do conjunto cilindro-pistão em função do ângulo de manivela, tal como desenvolvido no *Capítulo 4*.

Na Fig. 3.19 estão representadas as curvas de evolução da temperatura normalizada do gás (T_g/T_1) em função da posição angular do eixo de manivelas para dois ciclos diferentes (25 e 60). As curvas foram obtidas através do levantamento da curva de evolução de pressão no interior do cilindro em função de θ , e posterior aplicação da equação de gases perfeitos para determinação da temperatura respectiva. Para maiores detalhes vide *Capítulo 4*, onde foi modelado e simulado o processo de compressão do ar no interior do cilindro, com obtenção das curvas de evolução de pressão e temperatura respectivas.

A partir da análise da Fig. 3.19, pode-se concluir que a temperatura dos gases aumenta conforme o número de ciclos (eventualmente atinge um equilíbrio quando o motor entra em regime. Pode-se notar ainda que a temperatura máxima do ciclo 25 é praticamente metade da do ciclo 60. Isto acontece pois, as perdas por “blowby” diminuem com a movimentação do pistão devido ao encolhimento dos espaços entre os anéis e cilindro (dilatação térmica das partes metálicas) e também

por causa do surgimento de um filme de óleo na parede do cilindro, que também atua como um vedante desses espaços.

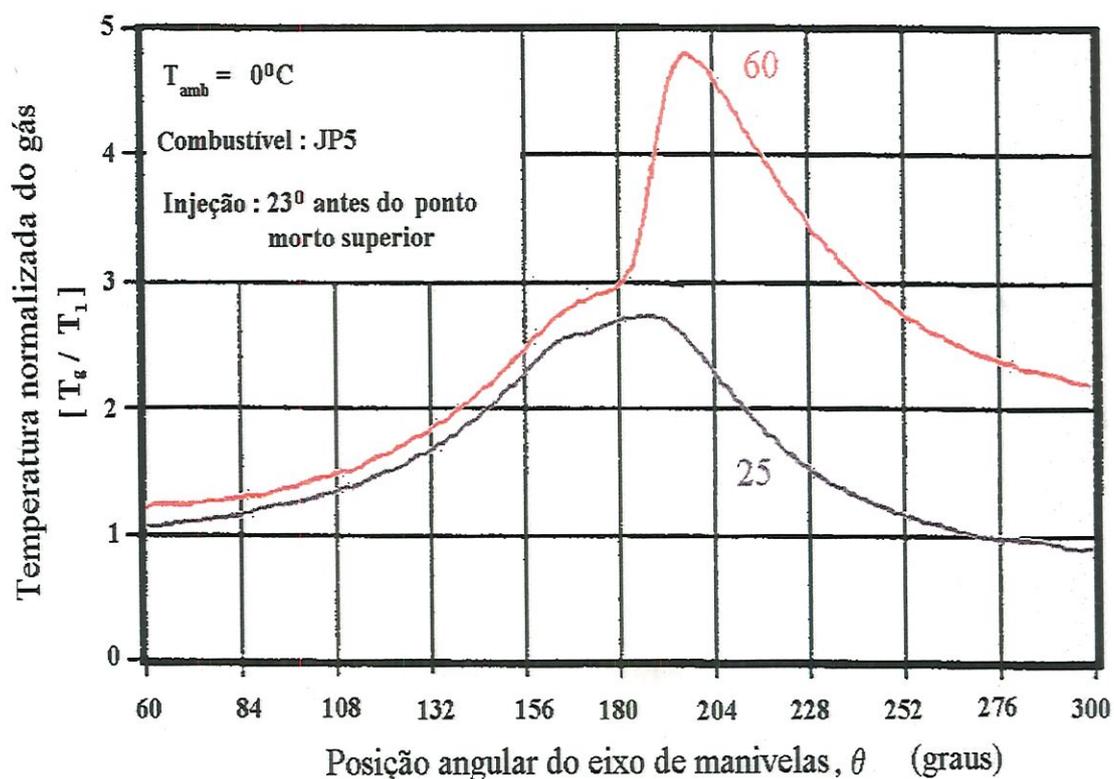


Figura 3.19 - Temperatura normalizada dos gases no interior do cilindro de um motor Diesel durante a partida para os ciclos 25 e 60 e com ausência de ignição (Fonte : ZADEH, 1991).

Na Fig. 3.19, T_g representa a temperatura do gás comprimido, enquanto que T_1 representa a temperatura média do gás no início do estágio de compressão.

Como a pesquisa aqui apresentada visa ao estudo dos motores movidos a álcool, deve-se ter em conta que as pressões envolvidas durante a compressão são

menores que num motor Diesel. Como exemplo ilustrativo, pode-se calcular estes valores admitindo que os motores sejam isoentrópicos e trabalhem apenas com o ciclo de ar. Sendo assim:

$$P_1 V_1^k = P_2 V_2^k \quad (*) \quad (3.27),$$

$$(P_2/P_1) = (V_1/V_2)^k = TC^k \quad (3.28),$$

e $P_1 = P_{atm} = 1 atm$ e $k = 1,4$; obtêm-se:

Tabela 3.6 - Máxima pressão atingida no final do estágio de compressão no cilindro de motores movidos a álcool e a diesel.

MOTOR	TAXA COMPRESSÃO	PRESSÃO MÁXIMA (atm) ^(**)
ÁLCOOL	11	29
DIESEL	17	53

Os índices 1 e 2 de P e V referem-se à admissão e final do estágio de compressão, como pode ser visto na Fig. 3.4.

Como as pressões no final do curso de compressão no motor Diesel são maiores que as referidas pressões no cilindro de um motor Otto a álcool, é normal que as perdas por “blowby” sejam menos significativas nesse último.

(*) Quando um gás realiza um processo reversível no qual há transferência de calor, o processo frequentemente ocorre de tal maneira que a curva $\log P \times \log V$ é uma linha reta. Para tal processo, $PV^k = cte$.

(**) A pressão máxima refere-se à pressão no ponto morto superior de um motor ideal antes do início do processo de combustão da mistura e seu valor é obtido admitindo que os gases no interior do cilindro comportem-se como ideais (nesse caso despreza-se a existência de combustível e admite-se que a mistura seja formada apenas por ar).

Verifica-se também que, quanto menor for a temperatura ambiente, maiores serão as perdas e conseqüentemente menor será a temperatura e pressão ao final do estágio de compressão. O diâmetro do cilindro também afeta o processo, e quanto maior, menores serão os efeitos do processo de “blowby” sobre as perdas de energia.

GARDINER et al.(1990) analisaram a importância do processo de “blowby” com relação à transferência de calor através da comparação de valores medidos e calculados de temperatura no interior do cilindro durante a partida. Utilizando os dados medidos de NAKAJIMA et al. (1978) e os valores calculados através de modelo matemático desenvolvido por RAO & BARDON (1987), pôde-se comparar a influência dos dois processos na perda de pressão dos gases durante a compressão (Fig. 3.20).

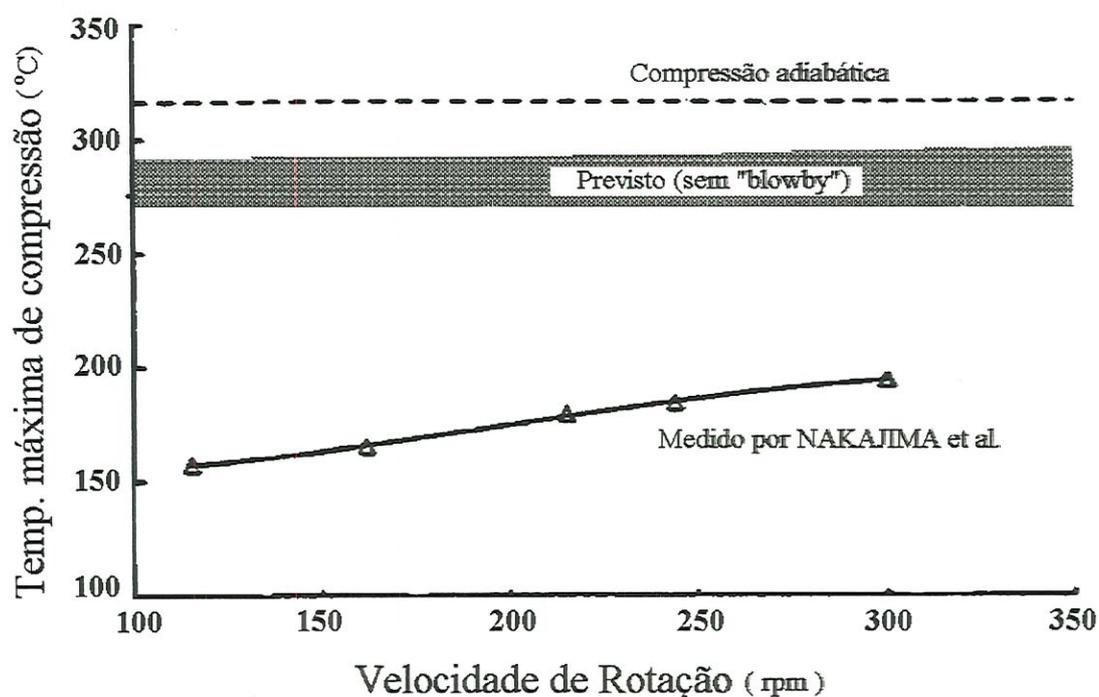


Figura 3.20 - Comparação dos processos de compressão quanto à máxima temperatura atingida no cilindro em função da velocidade de rotação para temperatura ambiente de -10°C . (Fonte: GARDINER, 1990).

A Fig. 3.20 exibe a curva de máximas temperaturas de compressão medidas por NAKAJIMA et al. (1978) e as calculadas para dois casos: perdas apenas por transferência térmica (faixa cinza) e processo de compressão adiabática, (linha pontilhada). Fica claro que as perdas de calor por transferência térmica diminuem pouco a temperatura de pico (aproximadamente 10% inferiores), sendo que a rotação tem influência mínima no processo. Como os dados experimentais mostraram temperaturas bem inferiores aos valores teóricos para as perdas sem “blowby”, *conclui-se que a perda mássica é um fator crítico no processo de partida*, sendo que a transferência térmica parece ser menos importante nesse período.

Verifica-se, também, uma grande influência da rotação de partida na temperatura máxima de compressão para o caso real (perdas de calor por transferência térmica e perdas mássicas pelo cilindro); isso ocorre, provavelmente, pela diminuição do tempo de compressão com o aumento da rotação, o que implica em diminuição do tempo disponível para vazamento de gases. Ainda deve-se comentar que experimentos realizados por GARDINER & BARDON (1986) mostraram que a partida é positivamente afetada pela combinação de aumento da rotação de partida e aumento da quantidade de combustível fornecido. A explicação dos pesquisadores para esse acontecimento é devida ao excesso de combustível, o qual atua como um fluido de preenchimento dos espaços entre os anéis, pistão e cilindro, diminuindo-se assim, as perdas por “blowby” e conseqüentemente aumentando-se a temperatura de compressão.

Esta conclusão é consistente com as observações realizadas por NAKAJIMA et al. (1978) que concluíram que o excesso de combustível líquido no cilindro pode aumentar a temperatura de compressão, como observado em suas medições. Contudo, a explicação dos autores para o ocorrido deve-se ao aumento da taxa de compressão da mistura devido aos “resíduos de combustível líquido no cilindro”. Nesse caso, o aumento de pressão de ciclo para ciclo presenciado durante a partida (ZAHDEH et al., 1991), é provavelmente causado pelo acúmulo de combustível líquido no cilindro (mais combustível entra do que sai durante o período).

3.2.5- Influência da Umidade Ambiente

Freqüentemente assume-se que a gaseificação das gotas de combustível contidas na mistura ocorra devido à transferência de calor do ambiente, que está a uma temperatura relativamente mais alta que a superfície da gota; porém, os calores latentes contidos na mistura podem ser utilizados para a gaseificação do combustível. Sendo o líquido a ser gaseificado muito mais volátil que a água, vapor d'água deve se condensar na superfície da gota transferindo o calor associado à sua condensação, o qual pode ser diretamente utilizado na vaporização do líquido.

Teoricamente, o processo ocorre da seguinte maneira: como o álcool líquido necessita de calor para se vaporizar, energia deve ser retirada dos gases da mistura. Como há o equilíbrio térmico entre misturas e motor durante a admissão e início da compressão numa partida fria, a transferência de energia é realizada por processo de transferência de calor e massa. Energia para vaporização do combustível líquido é retirada da própria gota de combustível e do ar e vapor d'água nas suas proximidades (transferência de calor sensível). Caso, durante essa transferência de calor, for atingida a temperatura de orvalho do vapor d'água, energia associada à sua condensação na superfície da gota será então fornecida ao processo (transferência de calor latente) (Figs. 3.21 e 3.22).

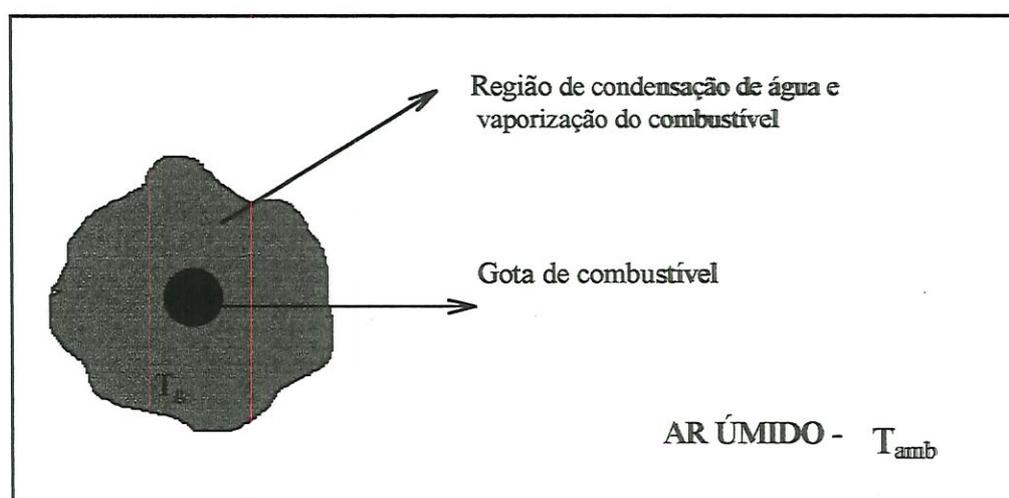


Figura 3.21 - Esquema microscópico da condensação de vapor de água do ar devido à vaporização da gota de um combustível miscível à água.

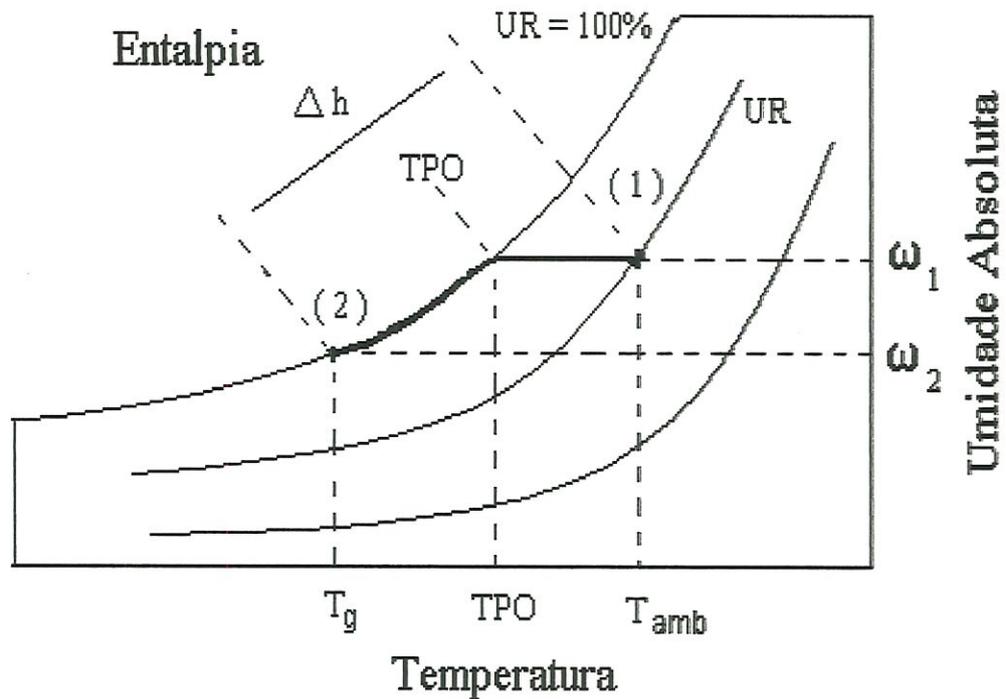


Figura 3.22 - Esquema de carta psicrométrica representando diminuição de temperatura do ar úmido e condensação de parte do vapor d'água nele contido.

Observando a Fig. 3.22, verifica-se que o processo de diminuição de temperatura do vapor d'água e mudança de sua fase está associado a uma liberação de energia, Δh (energia fornecida ao álcool), e a uma **variação da umidade absoluta**, $\Delta \omega = \omega_1 - \omega_2$ (água absorvida pelo álcool).

LAW et al. (1987) conduziram investigações experimentais e teóricas quanto a vaporização de uma única gota de líquido (alcoóis e alcanos), em recinto fechado com ar de vários graus de umidade, temperaturas da ordem de 27°C e pressão ambiente (1atm). Seus resultados experimentais mostraram que a vaporização de um álcool volátil e solúvel em água, tal como o metanol e o etanol, é seguida de uma simultânea condensação do vapor d'água na superfície da gota, com conseqüente difusão para o seu interior. Tal condensação libera calor armazenado no vapor (calor latente de condensação) que é utilizado para mudança de fase do álcool líquido, *facilitando grandemente sua taxa inicial de vaporização*. Contudo, para alcoóis que

são menos solúveis, tal como o propanol e o butanol, a umidade atmosférica não apresenta efeitos significativos na taxa de vaporização da gota. A Fig. 3.23 confirma tais observações, onde claramente nota-se que a taxa de vaporização do butanol e propanol é uma constante^(*) para ambientes contendo 67% de umidade relativa, enquanto que para o metanol e o etanol, o mesmo não ocorre. Verifica-se também que a variação da inclinação da curva de vaporização do metanol é a mais significativa, indicando que, conforme aumenta-se a volatilidade do álcool, aumenta-se também os efeitos da umidade na sua taxa de vaporização.

Pode-se notar que a taxa inicial de vaporização (primeiros 60s) é maior para os alcoóis mais solúveis (maior inclinação da curva). Nota-se também uma queda da taxa de evaporação, principalmente do metanol, devido a quantidade de água condensada na gota desse combustível (taxa de vaporização tende a zero para $t > 160s$).

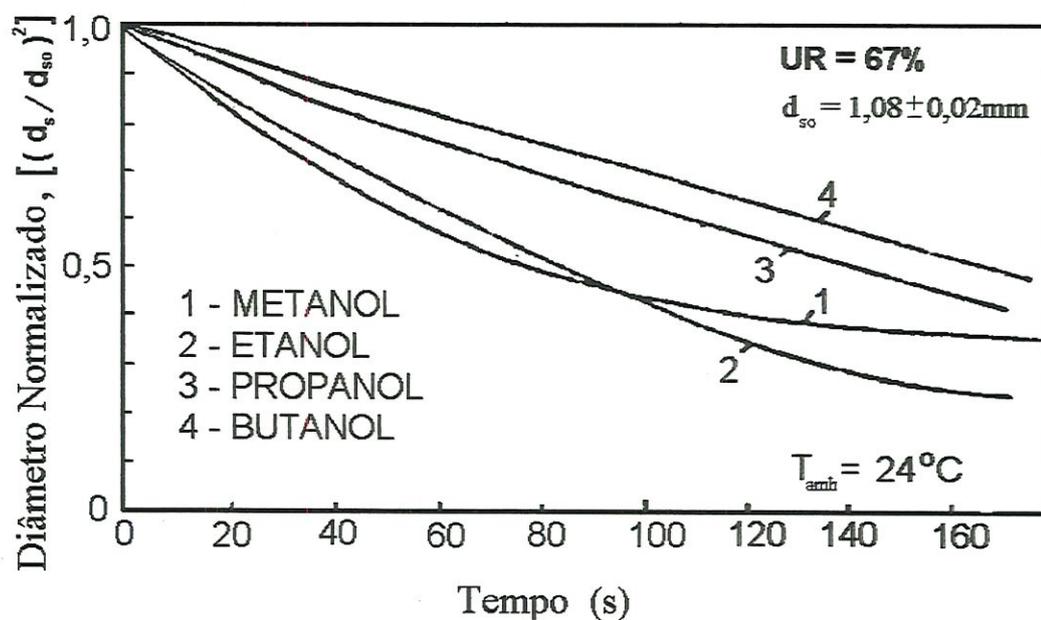


Figura 3.23 - Variação do diâmetro normalizado para vaporização do metanol, etanol, propanol e butanol em ar úmido (Fonte: LAW et al., 1987).

^(*) A variação de $(d_s / d_{so})^2$ pelo tempo é uma curva de inclinação constante.



Quanto aos líquidos não miscíveis à água, não existem influências significativas sobre sua vaporização, indicando que a taxa de vaporização da gasolina não é afetada pela umidade da mistura. Experiências realizadas com hexano (C_6H_{14}) em dois recintos com diferentes umidades comprovam tais expectativas: não houve variação significativa da inclinação das curvas (aproximadamente 7% para uma variação de umidade relativa de 0 a quase 80%), conforme a Fig. 3.24.

Calculando-se a taxa instantânea de vaporização^(*) verifica-se que, para $UR = 0\%$, $K = 0,03mm^2/s$ enquanto que para $UR = 77,7\%$, $K = 0,028mm^2/s$.

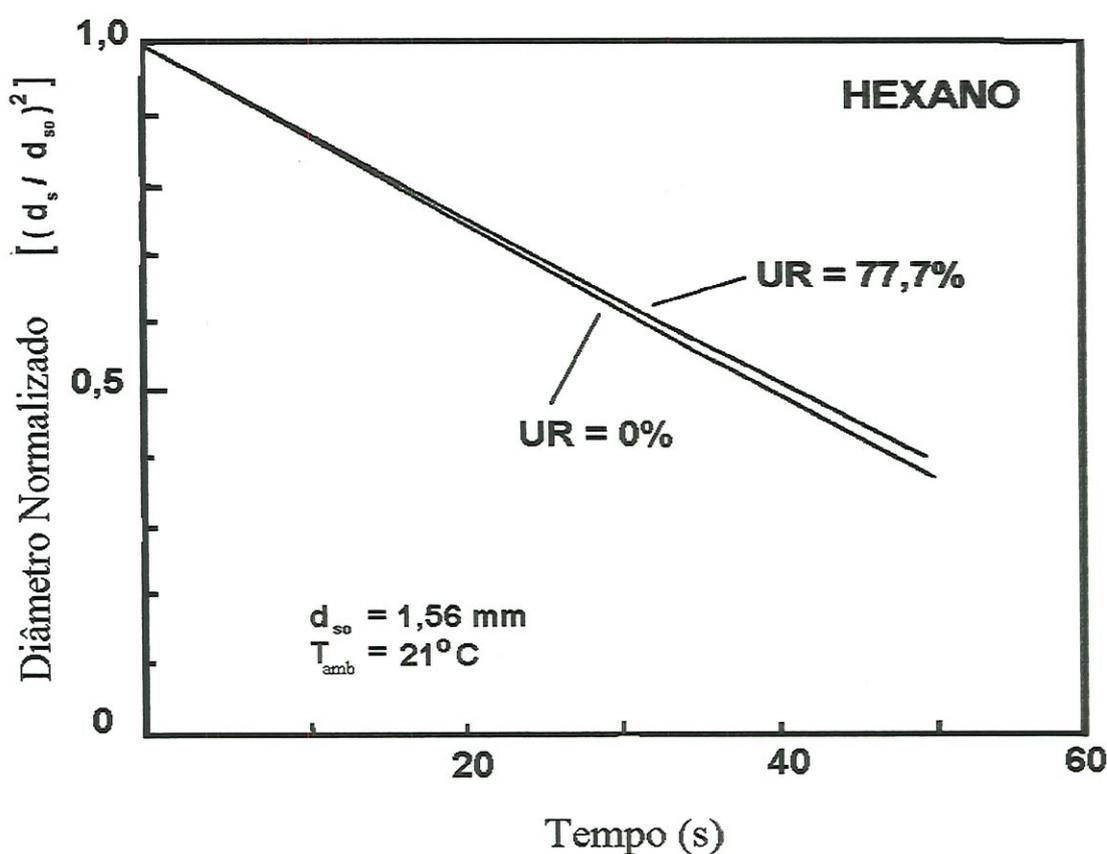


Figura 3.24 - Comportamento de uma gota de hexano (não miscível em água) forçada a vaporizar-se em ar úmido e em ar seco. (Fonte: LAW et al., 1987).

(*) A taxa de evaporação pode ser obtida transformando os valores de $(d_s / d_{so})^2$ em d_s^2 através da substituição do valor d_{so} . Em seguida, calcula-se a inclinação da reta, que indica a taxa instantânea de vaporização naquele ponto.

Valores para taxa de evaporação do etanol em ambientes de diferentes umidades também foram medidos por LAW et al. (1987) e estão indicados na Fig.3.25. Os resultados indicam que a taxa inicial de vaporização da gota é maior para ambientes mais úmidos; porém, com o passar do tempo, esse valor vai diminuindo devido ao aumento da concentração de água na gota de combustível. Observa-se que a taxa inicial de vaporização da gota para ambiente com umidade relativa de 100% é máxima e tende a zero após aproximadamente 200s, indicando que no estágio final de vaporização apenas água existe na gotícula.

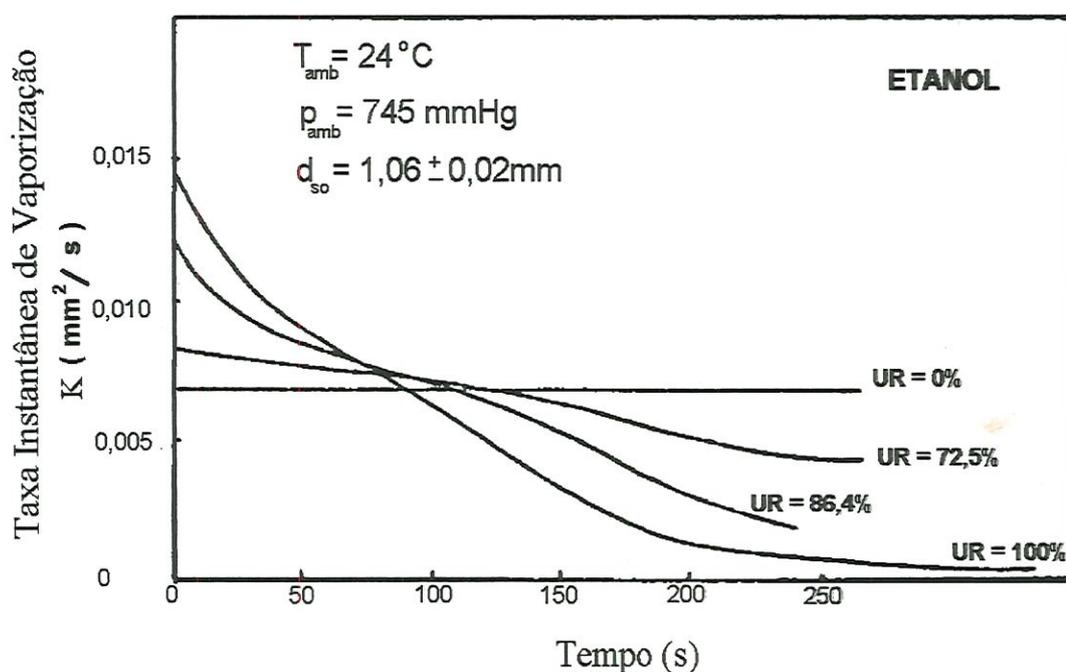


Figura 3.25 - Taxa instantânea de vaporização em função do tempo para gota de etanol em ar com diferentes níveis de umidade. (Fonte: LAW et al., 1987).

Verifica-se que a temperatura da gota de um álcool solúvel cai para qualquer umidade ambiente (Fig. 3.26). Para ar seco, a gota atinge uma temperatura de equilíbrio abaixo da temperatura ambiente, comprovando que a vaporização do combustível retira calor contido no líquido; contudo, em ar úmido, a temperatura da

gota diminui e depois volta a aumentar devido à transferência de calor latente da condensação da água contida no ar. No caso de $UR=100\%$, a temperatura final tende à temperatura ambiente pois, ao término do processo de vaporização do combustível, água líquida ainda restará na gota e como o ambiente está saturado de vapor de água, essa não vaporizará e atingirá a temperatura ambiente.

É claro que num motor, as temperaturas e pressões envolvidas são muito mais altas que nos testes feitos; porém, os valores obtidos servem como referência do comportamento da evaporação dos combustíveis. Conforme citação de LAW et al. (1987), temos: “...Então, com a adicional transferência de calor devido à condensação da água, a taxa de vaporização pode ser melhorada; porém, a água condensada será vaporizada posteriormente, possivelmente durante a combustão...Esse último estágio de vaporização irá diminuir a temperatura da chama e conseqüentemente a quantidade de poluentes sensíveis à temperatura como NO_x ”.

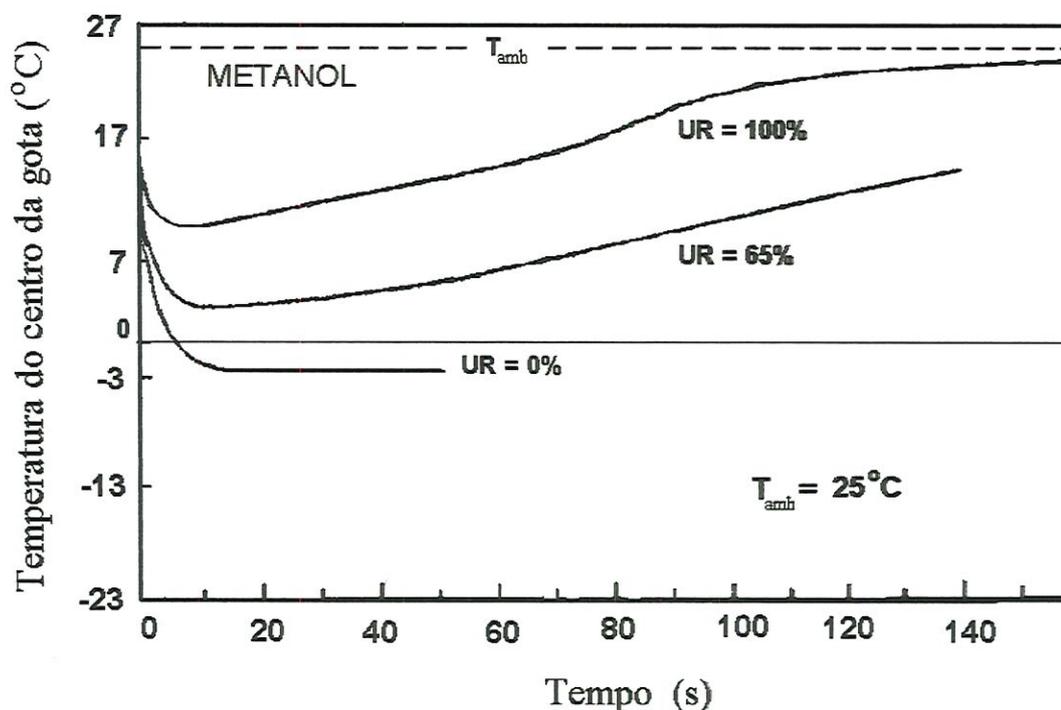


Figura 3.26 - Temperaturas medidas no centro de gotas de metanol forçadas a vaporizarem em ar com diferentes graus de umidade. (Fonte: LAW et al., 1987).

HIRANO et al. (1981) também analisaram o comportamento do combustível para ambientes úmidos. Seus estudos quanto à queima de misturas de ar, vapor d'água e metanol, indicaram que um aumento da umidade da mistura implica em diminuição da velocidade da chama. Para isto realizaram testes em um queimador laminar para misturas a $140\text{ }^{\circ}\text{C}$ e de diferentes níveis de umidade. Verificaram que as máximas velocidades de queima ocorrem para RE entre $1,0$ e $1,1$.

Medidas da velocidade máxima de queima indicaram que no caso de misturas contendo 5% de vapor d'água, a redução de velocidade de queima é de apenas 10% , comparada a uma mistura sem vapor d'água. Como ar úmido contendo 5% de vapor d'água em volume contém aproximadamente $0,06\text{ kg água/kg ar}$, para um ambiente a $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ tem-se uma UR de 30% , enquanto que para um ambiente a $10\text{ }^{\circ}\text{C}$, uma UR de 70% . Sendo assim, para uma partida a frio com umidade ambiente de 70% , tem-se uma redução da velocidade de chama de apenas 10% , mostrando que a afirmação de LAW et al. (1987) é coerente quanto à adição de vapor d'água durante a partida em detrimento de maior vaporização inicial do combustível e diminuição da temperatura final de combustão e velocidade final da chama.

Os valores obtidos para velocidades de queima em misturas de diferentes concentrações de vapor d'água e diferentes razões de equivalência são apresentados na Fig. 3.27.

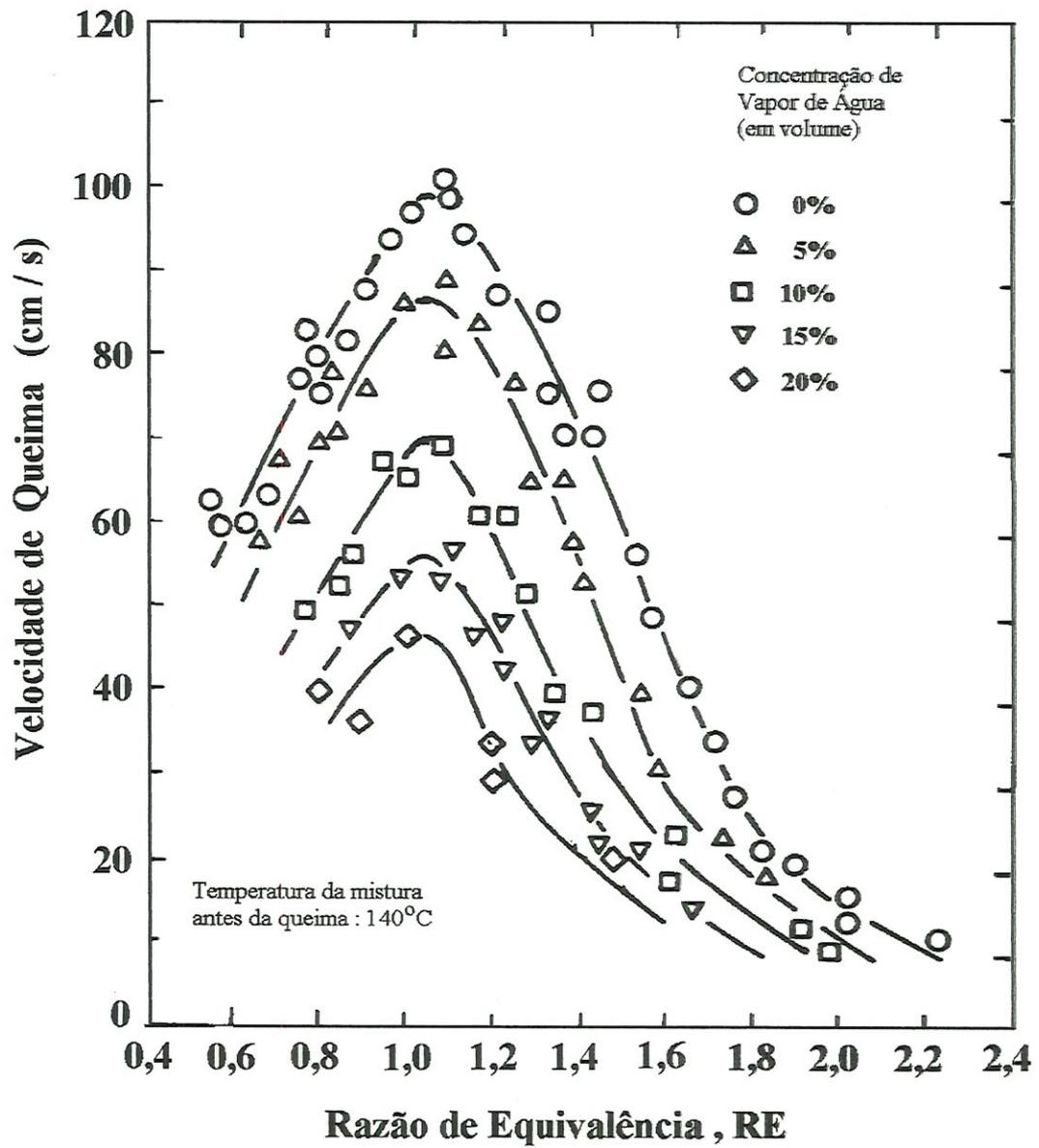


Figura 3.27 - Velocidades de queima de misturas de metanol-ar-vapor d'água.
(Fonte: HIRANO et al., 1981).

3.3 - REVISÃO LITERÁRIA DAS SOLUÇÕES PROPOSTAS AO PROBLEMA DA PARTIDA A FRIO

Muitas soluções ao problema da partida a frio em motores movidos a álcool vêm sendo propostas desde que esse combustível começou a ser utilizado; porém, nem todas podem ser praticadas devido a problemas econômicos ou físicos. Em alguns casos, modificações relativamente simples no motor podem promover uma diminuição da temperatura de partida para valores entre 5° e 0°C (SANTOS, 1985); entretanto, para condições mais severas, há necessidade de implantação de dispositivos que, algumas vezes, torna-se impraticável em automóveis já em uso. Geralmente tais modificações são apenas viáveis a novos projetos, onde tais dispositivos podem ser alojados com mais facilidade.

GARDINER et al. (1990) classificam três tipos de modificações que são normalmente usadas em motores a álcool, a fim de melhorar as características de partida a frio:

- *Motores recalibrados* - A recalibração do motor é feita pelo aumento na sua taxa de compressão, sendo esta freqüentemente citada como uma maneira de implementar a partida a frio apesar dos exemplos contidos nas literaturas existentes mostrarem que o alvo principal do aumento da *TC* é o de otimizar a operação normal do equipamento. Pode-se incluir neste item, o enriquecimento da mistura durante o período de partida;
- *Motores especialmente modificados para melhorar a formação da mistura no interior do cilindro* - Procedimentos normalmente utilizados, para melhoria da vaporização no interior do cilindro, envolvem a maximização da temperatura durante o período de compressão pelo aumento da rotação de partida e melhoria da vedação dos anéis; além da maximização da taxa de vaporização do combustível através de fina atomização e/ou utilização de misturas ricas.

Devido a baixa taxa de vaporização, a ignição de misturas muito pobres pode ser feita através do emprego de sistemas especiais de ignição de alta energia;

- *Motores especialmente modificados para melhorar a formação da mistura externa ao cilindro* - Métodos de implementação desta categoria utilizam sistemas de aquecimento externo ao cilindro com energia fornecida pelo sistema elétrico ou pela oxidação do combustível em sistemas de queimadores por chama difusiva. Esses componentes são utilizados para melhorar a produção de vapor de combustível durante a admissão ou melhorar o processo de vaporização durante a compressão através de pré-aquecimento da mistura admitida. Tal procedimento também envolve o uso de aquecedores em dispositivos catalisadores com a produção de gases combustíveis para partida através de dissociação.

Técnicas envolvendo vaporização do combustível utilizam os seguintes métodos: aquecimento antes da injeção, injeção em superfícies aquecidas e uso de vaporizadores aquecidos. Vaporização indireta de combustível pode ser feita por aquecimento do ar admitido ou aquecimento de toda a mistura ar-combustível, que é o procedimento mais recomendado.

Deve-se notar que, sistemas que utilizam combustível auxiliar não são discutidos, pois, a partida é realizada pelo aumento da taxa de vaporização total, provocada pelo combustível auxiliar. Apesar do sistema prover uma boa partida, as desvantagens do uso de um segundo reservatório de combustível e do aumento das emissões (no caso da utilização de gasolina), devem ser toleradas.

3.3.1- Motores Recalibrados e Efeitos do Enriquecimento da Mistura

É comum na literatura a descrição da ocorrência de problemas de partida a temperaturas abaixo de 10°C em motores movidos a metanol (KOZOLE & WALLACE, 1988 ; SETHURMAN, 1994) e temperaturas de 11°C para etanol (SANTOS, 1985), isso, para o caso de não utilização de dispositivos auxiliares de partida.

Testes realizados em um motor de Ford Escort e um de Volkswagen Golf 1,6 litros (FREEMAN & GOETZ, 1985), movidos a metanol, mostraram a possibilidade de partida a temperaturas da ordem de 0°C. A calibração do carburador dos motores foi a mesma utilizada por BARDON & RAO (1985). Para razões de equivalência entre 1 e 2 (mistura aproximadamente estequiométrica), obteve-se partidas para temperaturas da ordem de +10°C, equivalentes aos dados obtidos por KOZOLE & WALLACE (1988) (10°C para $RE = 1,0$) e BLAIR (1988) (10°C para RE aproximadamente 2). Com enriquecimento da mistura, ($13 < RE < 16$), o motor partiu facilmente a 0°C e utilizando-se longos períodos de funcionamento do motor de arranque (acima de 120s), a partida pôde ser obtida para temperaturas abaixo de -5°C; porém, neste caso consegue-se acelerar o motor apenas após 15 a 60s do início da combustão.

Este tempo de atraso entre o início da combustão e o início da aceleração se deve ao aquecimento das partes internas do motor (paredes metálicas e óleo) com o qual diminui-se a resistência de movimentação dos pistões e as perdas por “blowby”, implicando em diminuição da energia necessária à compressão, aumento da temperatura interna e estabilização de uma mistura adequada no interior do cilindro.

Segundo GARDINER et al. (1990) verifica-se que, na maioria dos casos encontrados na literatura, a melhor atomização e distribuição de combustível promovida pelo sistema de injeção na válvula de admissão, ao contrário das expectativas, nem sempre fornece melhores resultados quanto a partida a frio, quando comparado ao sistema de carburação, talvez pelo menor tempo disponível para homogeneização da mistura.

3.3.2- Modificações para Melhorar Formação da Mistura no Interior do Cilindro

Devido às características de alto calor latente de vaporização, pouco álcool pode vaporizar-se no sistema de admissão sob baixas temperaturas. Conseqüentemente, o vapor requerido para partida fria deve ser produzido pelo aquecimento da mistura durante o processo de compressão; entretanto, em alguns casos, não há formação de vapor de combustível suficiente nem com esse aquecimento da mistura. Nesses casos, a maximização da temperatura de compressão é o principal método empregado na implementação da qualidade da mistura no interior do cilindro, sendo que o aumento da rotação de partida é o método mais freqüentemente utilizado para a obtenção de maiores temperaturas, durante a compressão. GARDINER & RAO (1986), testaram um motor de 2 cilindros movidos a metanol e com taxa de compressão de 6:1 e verificaram que, com o uso de misturas muito ricas e aumento da rotação de partida de 200 para 400rpm, reduziu-se a temperatura mínima de partida de 6° para -4°C, enquanto que, para um aumento da rotação de partida de 400 para 600rpm, obteve-se uma redução de apenas 1°C.

Medições de temperatura no interior do cilindro mostraram que, para as temperaturas ambiente mais altas (10° a 20°C), o aumento da rotação de partida possui um pequeno efeito na temperatura final de compressão; porém, sob temperaturas abaixo de 0°C, o seu efeito é muito mais significativo devido às maiores perdas por “blowby”, conseqüentes da contração térmica das partes do motor.

Os motivos da diminuição da mínima temperatura de partida devidos ao aumento da velocidade de rotação e uso de misturas muito ricas foram analisadas (RAO & BARDON, 1987 ; GARDINER et al., 1990), e as seguintes conclusões foram obtidas:

- O aumento da rotação de partida aumenta a temperatura de compressão, caso o motor esteja trabalhando abaixo da velocidade em que se obtém a máxima temperatura de compressão; caso contrário, pode haver uma piora da partida devido ao menor tempo disponível para vaporização do combustível;

- O uso de misturas ricas diminui a temperatura de partida devido a uma possível melhora da qualidade de vedação provocada pelo enchimento dos vãos entre cilindro, anéis e pistão com o excesso de líquido admitido pelo cilindro (GARDINER et al., 1990). Uma outra tentativa de explicar o processo é feita por NAKAJIMA et al. (1978), os quais concluem que o excesso de líquido no interior do cilindro aumenta a taxa de compressão, tal como explicado no item 3.2.4 deste trabalho.

Um importante fator que influencia a partida é o tamanho do cilindro: quanto menor, maiores serão as perdas de calor e massa. Segundo GARDINER et al. (1990), para testes realizados num motor de 11,4 litros, (1,9 litros/cilindro) movido a metanol e com taxa de compressão de 12,5 : 1, foram obtidas temperaturas de pico da ordem de 300°C para uma temperatura ambiente de -17°C, enquanto que num segundo motor com volume de 0,8 litro/cilindro e taxa de compressão de 13:1, obteve-se picos de temperatura abaixo de 150°C para uma mesma temperatura ambiente.

Outro método bastante comum, consiste em improvisar a atomização do combustível durante a partida a frio; porém, os benefícios desse método são pequenos ou, até mesmo, nulos (GARDINER et al., 1990). Sistemas de ignição de alta energia (para tensões da ordem de 40 kV) não mostraram-se mais eficazes. Nesse caso, a utilização de ignitores por jato de plasma é mais indicada, pois, produzem energia de uma a duas ordens de magnitude a mais, além de haver maior penetração na câmara de combustão e exposição de uma maior porção de mistura à energia de ignição.

3.3.3 - Modificações Feitas Fora do Cilindro a fim de Facilitar a Partida

As modificações externas ao cilindro, as quais utilizam métodos de aquecimento da mistura, podem ser divididos em dois tipos: aqueles que produzem combustível vaporizado e aqueles que usam o combustível para produzir gases dissociados (H_2 e CO), os quais permanecem gasosos sob baixas temperaturas ambientes. Ambos são considerados dispositivos auxiliares de partida e, muitos destes, requerem um período de pré-aquecimento ao início da movimentação do motor, fator que torna determinante a aceitabilidade de tal dispositivo na prática. Entre eles têm-se :

- **VAPORIZADORES ELÉTRICOS :**

Os vaporizadores elétricos são o tipo mais comum de aquecedores, por serem relativamente fáceis de se instalar. Podem ser utilizados para o aquecimento do ar de admissão, combustível ou ambos.

Como a energia elétrica disponível no veículo está limitada pela carga da bateria e como a demanda de energia para o motor de arranque é muito alta, qualquer aquecedor elétrico deve ser utilizado de maneira mais eficiente possível, caso se utilize uma bateria convencional. No caso de condições mais severas, é recomendado o uso de baterias maiores que podem armazenar uma maior quantidade de energia.

Uma variedade de dispositivos de vaporização foi testada por NICHOLS & WINELAND (1982) em um motor 1,6 litros com 4 cilindros e movido a etanol, com taxa de compressão de 13:1. Utilizando-se um aquecedor no interior da tubulação de admissão, a fim de aquecer-se tanto o ar como combustível, obteve-se a redução da mínima temperatura de partida de $10^{\circ}C$ para aproximadamente $0^{\circ}C$, com o consumo de uma potência de 600 W e sem a necessidade de um pré-aquecimento do conjunto. Para um aquecedor externo de 1000 W, o qual aquecia apenas o combustível e armazenava vapor na tubulação de admissão, obteve-se partidas a

-10°C para um pré-aquecimento de 30s; porém, nesse caso, é necessário o uso de uma bateria maior. Concluiu-se ainda que o tempo de pré-aquecimento torna-se proibitivo para temperaturas inferiores -10°C.

Deve-se observar que os vaporizadores elétricos são, usualmente, capazes de vaporizar combustível suficiente apenas para partida^(*); logo, não deve-se esperar a produção de mais vapor devido a maior demanda, que ocorre uma vez que o veículo entra em movimento. Então, alguma fonte de calor adicional deve ser fornecida para a mistura, tal como a troca de calor dos gases de exaustão, a fim de tornar possível a aceleração do carro imediatamente após sua partida (GARDINER et al., 1990).

ÁVILA & SANTOS (1993) testaram um dispositivo para troca de calor dos gases de exaustão e o combustível líquido, em um motor movido a etanol. Apesar de seus estudos não estarem relacionados a partida a frio, o dispositivo pode ser utilizado em conjunto com vaporizadores elétricos para possibilitar uma aceleração instantânea do carro após a partida, através da utilização do álcool pré-vaporizado.

• *DISPOSITIVOS DISSOCIADORES:*

Através da passagem do álcool sobre materiais catalisadores aquecidos é possível a produção de combustíveis para partida, que são gasosos às baixas temperaturas. Os processos que normalmente são encontrados na literatura são, no caso do metanol, a dissociação-decomposição térmica e a desidratação. No caso da dissociação-decomposição, o combustível é transformado em gases passíveis de oxidação ($\text{CO} + \text{H}_2$).

SETHURAMAN et al. (1994) estudaram o processo de quebra da molécula de metanol através de arco elétrico, o qual possui a vantagem de uma produção instantânea de gases combustíveis. Teoricamente, a dissociação do metanol é representada por:

^(*) Os vaporizadores elétricos devem ser projetados de tal maneira a produzir a máxima quantidade de vapor necessária à partida com a utilização da menor quantidade de energia.



Como a reação é altamente endotérmica, é necessário um grande fornecimento de energia para ocorrência do processo. Dissociação por fonte de calor^(*) também é um processo utilizado por alguns pesquisadores, porém como o autor comenta, requer uma fonte de alta temperatura e um período de partida muito longo devido à limitação da decomposição pela taxa de transferência de calor^(**).

A fim de obter-se uma rápida e bem sucedida decomposição térmica do metanol, SETHURMAN et al. (1994) utilizaram arco elétrico de alta voltagem aplicado entre eletrodos submersos no metanol. Como o processo se realiza através de corrente elétrica, a condutividade da solução é um ponto bastante importante, e como o álcool líquido possui uma condutividade relativamente baixa, sais como hidróxido de sódio (NaOH) e hidróxido de potássio (KOH) são adicionados ao metanol contido no aparato de dissociação.

Temperaturas produzidas no arco são da ordem de 2500°C, suficientes para quebrar as moléculas de álcool em produtos gasosos, primariamente hidrogênio e monóxido de carbono. Verificou-se, também, que outros hidrocarbonetos gasosos, como metano, etano, etileno, etc., são produzidos. Vapores do próprio combustível também são produzidos pelo aquecimento do líquido nas proximidades do arco.

Antes da análise da composição dos gases, os autores tomaram o cuidado de condensar ao máximo o álcool vaporizado a fim de não interferir nos resultados. A análise foi feita por um cromatógrafo e a porcentagem molar de cada componente na mistura é fornecida na Tabela 3.7. Quanto ao consumo de energia, foi relacionada a potência consumida com a produção de gás, indicando haver uma relação linear entre essas duas (Fig. 3.28).

(*) O processo de dissociação por fonte térmica é estudado por PIKE et al. (1993).

(**) Apesar desse problema citado por SETHURAMAN, o processo de decomposição térmica é o processo mais rápido para efetuar-se a quebra da molécula de metanol.

Investigações feitas por JAYAKARAN^(*) apud SETHURAMAN et al. (1994) e SHAH^(**) apud SETHURAMAN et al. (1994) demonstraram a possibilidade de partida de motores movidos a metanol sob temperaturas da ordem de -20°C , utilizando para isso uma mistura gasosa de monóxido de carbono e hidrogênio na proporção de 1:2, a qual foi borbulhada através de um vaporizador de metanol, simulando, assim, o processo de dissociação de um arco elétrico. O teste foi feito em um motor monocilíndrico a uma temperatura ambiente de -20°C , conseguindo-se partida para um fluxo de gases de 3,6 a 4,0 l/min.

Tabela 3.7 - Análise de gases da dissociação do metanol por arco elétrico
(Fonte: SETHURAMAN et al., 1994)

COMPOSTO	PORCENTAGEM MOLAR
HIDROGÊNIO	55-60
ETILENO	0,2-0,5
ACETILENO	2,5-2,7
METANO	2,0-2,1
MONÓXIDO DE CARBONO	25-30
PROPILENO (e mais pesados)	10-15
DIÓXIDO DE CARBONO	0-0,2

^(*) JAYAKARAN, J.D. (1991). *Cold-Starting Methanol-Fueled Engines using Methanol Decomposition*. Lubbock, M.S. Thesis, Texas Tech University apud SETHURAMAN et al. (1994). Submerged Electric Arc Decomposition of Methanol for Cold-Starting Methanol-Fueled Engines. *Journal of Energy Resources and Technology* - Transactions of ASME, v.116, p.155-160, Jun.

^(**) SHAH, P.S. (1992). *Cold-Starting of Methanol-Fueled Engines using Direct Fuel Injection System*. Lubbock, M.S. Thesis, Texas Tech University apud SETHURAMAN et al. (1994). Submerged Electric Arc Decomposition of Methanol for Cold-Starting Methanol-Fueled Engines. *Journal of Energy Resources and Technology* - Transactions of ASME, v.116, p.155-160, Jun.

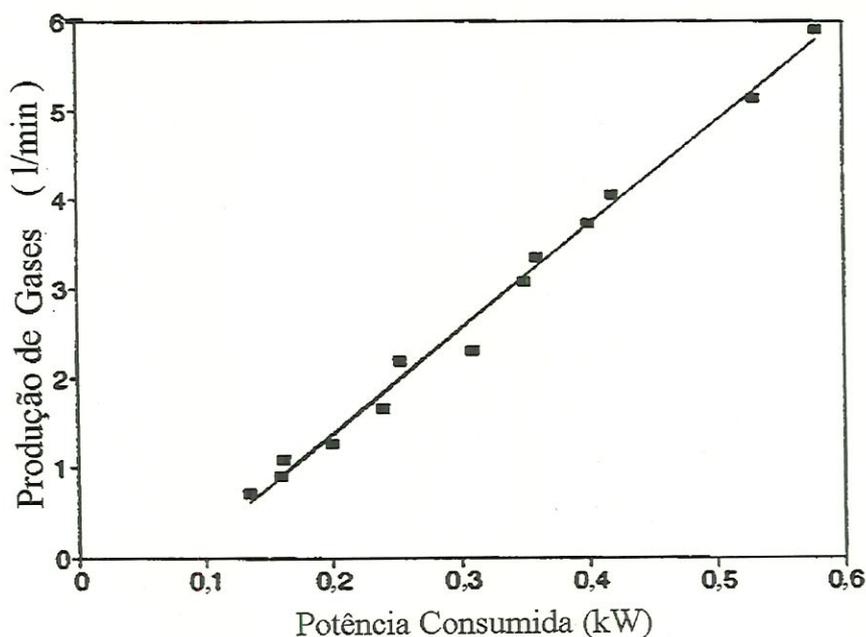


Figura 3.28 - Taxa de produção de gases dissociados em função da potência consumida (Fonte: SETHURAMAN et al., 1994)

Admitindo-se que o sistema seja utilizado em um motor de 4 ou 6 cilindros, algumas modificações deverão ser feitas devido à insuficiência de energia disponível em uma única bateria. Nesse caso, uma potência de 1,0 a 1,5 kW será necessária e poderá facilmente ser estabelecida pela utilização de duas baterias: uma para o motor de arranque e outra para o arco elétrico.

PEFLEY & BROWNING (1986) também investigaram o potencial do uso de metanol dissociado como fluido de partida. O estudo forneceu resultados de partida a frio utilizando uma mistura de hidrogênio, monóxido de carbono e metanol, simulando-se assim, uma dissociação de 30% de combustível. Seus resultados indicaram que a partida é obtida em 5 segundos, para temperaturas ambiente de -20°C e em 2 segundos, para temperaturas de -10°C . A determinação do fluxo de gás, necessário para partir o motor e mantê-lo em marcha lenta, indicou que são necessários $0,6 \text{ g/s}$ de $(\text{CO} + 2\text{H}_2)$ para um motor com 2,3 litros.

Existem, também, outros métodos de dissociação: por ondas de choque e por transferência de calor. PIKE et al. (1993) estudaram o segundo processo,

utilizando-se para isso, um dispositivo que produzia uma chama rica de metanol que aquecia diretamente um jato desse mesmo combustível, evaporando e dissociando-o (Fig. 3.29). Testes foram conduzidos em um motor de seis cilindros em linha, alojado em um vagão frigorífico capaz de produzir temperaturas de até -30°C . O dissociador foi conectado dentro do alojamento do filtro de ar, diretamente sobre a entrada do carburador e, durante os testes, o motor foi alimentado apenas com os gases desse dispositivo. Os resultados obtidos são mostrados na Tabela 3.8, a qual fornece a temperatura do teste, tempo em que a primeira combustão de sucesso foi obtida para qualquer cilindro e tempo até o motor obter uma marcha lenta auto sustentável.

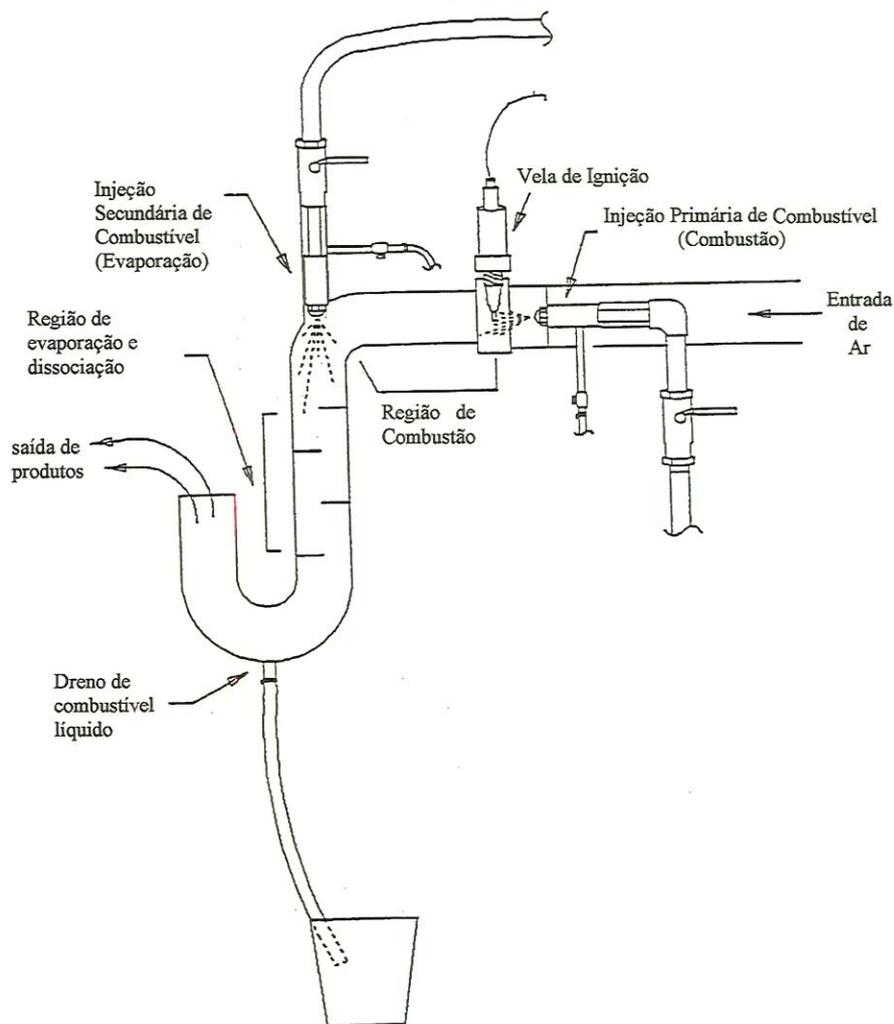


Figura 3.29 - Dissociador térmico proposto por PIKE et al. (1993).

Tabela 3.8 - Testes de partida fria com o dissociador térmico proposto por PIKE et al. (1993)

<i>TEMPERATURA</i>	<i>PRIM. COMBUSTÃO</i>	<i>ESTABILIZAÇÃO</i>
(°C)	(segundos)	(segundos)
4	1	1
2	1	7
-8	1	6
-13	5	31
-18	2	23
-21	5	42
-22	7	48
-26	3	12
-29	2	44
-30	8	40

Segundo PIKE et al. (1993), o principal problema do dispositivo é que a taxa de geração é independente da rotação do motor e posição da borboleta, resultando em um controle pouco preciso da razão ar-combustível. Conclui-se, também, que o queimador produziu chama para todos os níveis de temperatura testados.

Após 40 segundos de funcionamento do dispositivo (início de queima de combustível pelo injetor primário - vide Fig. 3.29), o catalisador atingiu uma temperatura adequada ao início da reação, possibilitando, então, partidas entre -15° e -30°C.

Quanto ao processo de desidratação, o metanol é transformado em éter dimetil através do uso de um catalisador (no caso γ -alumina), tal como mostrado na Eq. (3.30). Como acima de uma certa temperatura a reação é exotérmica, uma adição de calor é necessária para iniciar o processo.



Testes realizados com um motor monocilíndrico *CFR* com *TC* de 12:1 e injeção na válvula de admissão^(*), mostraram que a partida era conseguida para temperaturas de -15°C , com apenas 10 segundos de utilização do motor de arranque e utilizando-se uma fração mássica de 30% de éter dimetil, sendo que o número de ciclos anteriores à primeira ignição foi menor que com o uso de gasolina de inverno (GARDINER et al., 1990).

Deve-se notar que, nesse caso, a adição líquida de calor é muito menor que a requerida pelos dispositivos de dissociação, possibilitando-se assim, o uso de aquecedores elétricos para ativação do catalisador (KOZOLE & WALLACE, 1988).

^(*) A quantidade de metanol líquido e éter dimetil injetado foi tal que a mistura total era estequiométrica.

4- PARTE EXPERIMENTAL

4.1- DESENVOLVIMENTO TEÓRICO

Como já foi mostrado até o presente momento, o problema da partida a frio em motores movidos a alcoóis^(*) está relacionado com a baixa formação de vapores no interior do cilindro até o instante da liberação da centelha. A fim de solucionar ou minimizar o problema, o primeiro passo a ser tomado é a determinação da quantidade de combustível vaporizado no interior do cilindro, para a condição de trabalho do motor. Através da análise termodinâmica do processo de vaporização do combustível, durante a compressão da mistura, determinou-se uma equação representativa da quantidade de combustível vaporizado instantaneamente no interior do cilindro. A partir desse resultado e da modelagem matemática e simulação do processo de compressão, construiu-se a curva representativa da temperatura do cilindro em função de θ para uma condição de funcionamento preestabelecida.

A fim de verificar-se a validade das considerações feitas para o processo de compressão de ar no interior do cilindro, foram comparados os valores determinados teoricamente com os obtidos experimentalmente.

^(*) Segundo Napoleão (1995), o plural de álcool é alcoóis, apesar de parecer irregular a deslocação do acento.

4.1.1- Determinação da Fração de Combustível Vaporizado (X)

Para um motor trabalhando em uma condição de regime, na qual as suas partes já estejam devidamente aquecidas, o combustível começa a vaporizar-se a partir do instante em que é misturado ao ar na tubulação de admissão (no caso de um motor carburado); porém, durante uma partida a frio, na qual existe equilíbrio térmico entre o ar, o combustível e as partes metálicas do motor e, além disso, uma baixa velocidade dos gases admitidos, não há vaporização significativa do combustível, sendo esta considerada apenas durante o estágio seguinte (compressão). Essa afirmação é coerente com as medições realizadas no Laboratório de Motores da Escola de Engenharia de São Carlos, onde verificou-se que, para uma temperatura ambiente de 15°C, a fração mássica de combustível vaporizado, X , na tubulação de admissão para uma partida fria, é de aproximadamente 3%.

As medições foram realizadas em um motor carburado de 4 tempos e 4 cilindros, movido a etanol e com taxa de compressão de 13,5 para 1 sob uma temperatura ambiente de 15°C (*). O conjunto permaneceu em repouso por mais de 6h e o sistema de ignição foi desligado para que não houvesse combustão da mistura durante as medições. Durante um período de partida de 15s e, para uma rotação do motor de arranque de aproximadamente 300rpm, mediu-se a temperatura do ar na entrada do coletor de admissão e a da mistura na entrada do cilindro; verificando-se que a queda de temperatura observada foi, na média, de 5°C para os testes realizados.

Sendo assim, a maior parte do processo de vaporização do combustível acontece durante o estágio de compressão numa partida a frio, independentemente da temperatura ambiente. Essa vaporização acontece devido às trocas de calor entre o ar aquecido e o combustível ainda na fase líquida. O aquecimento do ar ocorre pelo trabalho de compressão da mistura, o qual é fornecido pelo pistão, tal como visto na Fig. 4.1.

(*) Para os testes, o afogador estava totalmente aberto e a borboleta de aceleração semi aberta, travada na condição que tomaria caso o afogador estivesse fechado.

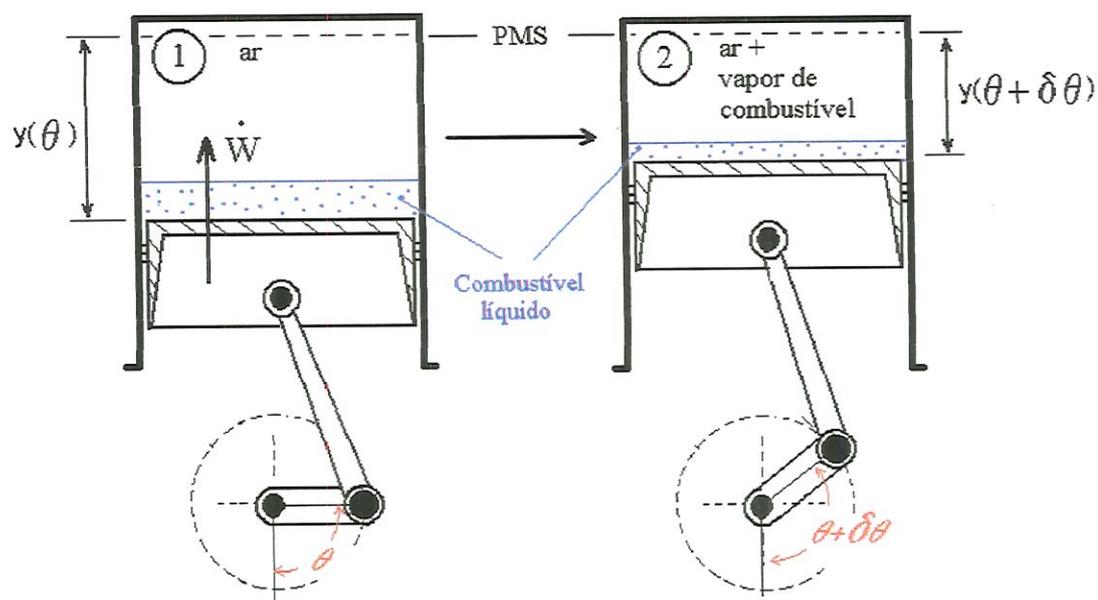


Figura 4.1 - Esquema representativo do processo de compressão da mistura e vaporização do combustível no interior do cilindro durante compressão.

A Fig. 4.1 representa um conjunto cilindro-pistão durante o estágio de compressão, o qual contém uma mistura de ar e combustível em seu interior. O trabalho fornecido à mistura pelo pistão, o qual se desloca de uma posição $y(\theta)$ para uma posição $y(\theta + \Delta\theta)$, é responsável pelo aquecimento do ar e, conseqüentemente, pela vaporização de parte do combustível líquido. A parte restante, que permaneceu na fase líquida, continuará assim até que mais calor seja transferido para o líquido a fim de aquecer e vaporizar mais uma pequena quantidade desse.

Analisando-se o sistema limitado pelas paredes do cilindro e cabeça do pistão conforme Fig. 4.1, durante um instante do estágio de compressão dado pelo deslocamento angular do eixo de manivelas de θ até $\theta + \Delta\theta$, teremos, tal como representado na Fig. 4.2:

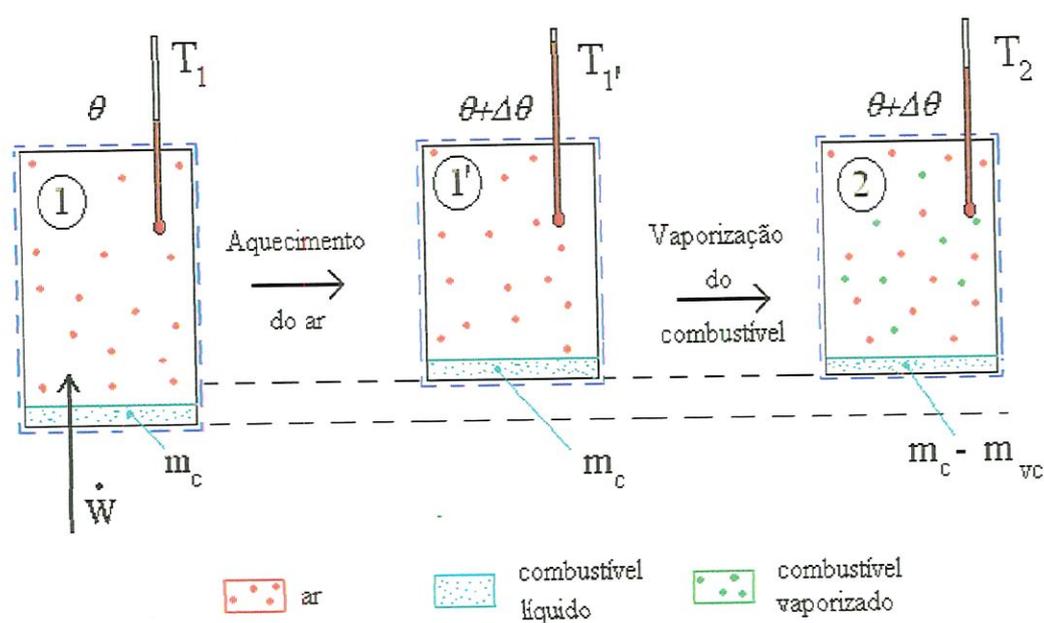


Figura 4.2 - Representação do processo de vaporização do combustível líquido no interior do cilindro, durante processo de compressão.

Subdividindo-se o sistema $\textcircled{1'}$ da Fig. 4.2 em dois subsistemas, um contendo ar e outro contendo o combustível líquido, temos:

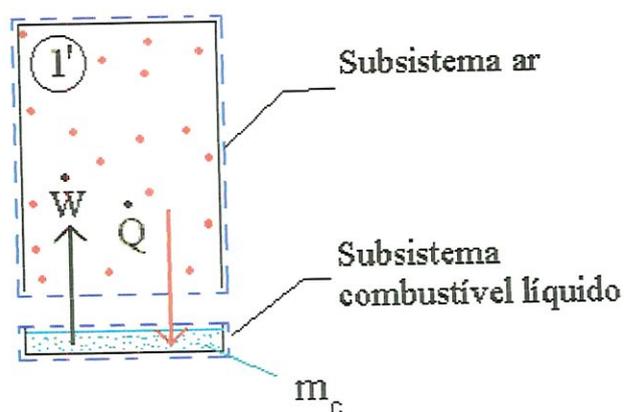


Figura 4.3 - Representação dos subsistemas de ar e de combustível contidos num cilindro.

Aplicando-se a equação de conservação de energia, ao sistema que contém o combustível e que está representado na Fig. 4.3:

$$\dot{Q} - \dot{W} + \iint_{sc} h \cdot \rho \cdot V_n \cdot \partial A = \frac{\partial}{\partial t} \iiint_{vc} u \cdot \rho \cdot \partial V \quad (4.1);$$

onde V_n representa a velocidade do fluido e V o volume ocupado pelo mesmo.

Porém, como a análise é feita sobre um sistema fechado, a massa que atravessa as fronteiras é nula, logo:

$$\begin{aligned} \dot{Q} - \dot{W} &= \frac{\partial}{\partial t} \iiint_{vc} u \cdot \rho \cdot \partial V \\ \dot{Q} - \dot{W} &= \frac{\partial U}{\partial t} \\ \frac{\partial Q}{\partial t} - \frac{\partial W}{\partial t} &= \frac{\partial U}{\partial t} \end{aligned} \quad (4.2).$$

Integrando-se a Eq. (4.2) da condição ① até a condição ②, representadas na Fig. 4.2, obtém-se

$$\begin{aligned} \int_1^2 \partial Q - \int_1^2 \partial W &= \int_1^2 \partial U \\ {}_1Q_2 - {}_1W_2 &= U_2 - U_1 \end{aligned} \quad (4.3).$$

O trabalho introduzido pelo pistão, comprime o subsistema ar aumentando a sua energia interna e por conseqüência, a temperatura. O subsistema que contém ar, transfere calor para o subsistema que contém combustível e este, ao mudar de fase, expande sua fronteira produzindo trabalho sobre o subsistema ar.

Analisando-se um deslocamento infinitesimal do pistão e, admitindo-se que o processo de expansão de fronteiras seja um quase estático, pode-se escrever:

$${}_1W_2 = \int_1^2 P \delta V = P_2V_2 - P_1V_1$$

então

$$\begin{aligned} {}_1Q_2 &= U_2 + P_2V_2 - (U_1 + P_1V_1) \\ {}_1Q_2 &= H_2 - H_1 \\ {}_1Q_2 &= m \cdot \Delta h \end{aligned} \tag{4.4}.$$

Segundo CHIN et al. (1984), o processo de vaporização de uma gota de combustível inicia-se muito lentamente, pois, a maioria do calor transferido das redondezas para a gota é utilizada no seu aquecimento até o momento em que a gota atinge sua temperatura de saturação e, então, o calor transferido é utilizado apenas para vaporizar o líquido. Sendo assim, a variação de energia do sistema que contém combustível líquido deve considerar um termo referente ao seu aquecimento e um termo associado à vaporização do líquido saturado, logo:

$$Q = m_c \cdot \Delta h_c = (c_c \cdot \Delta T_c + L)m_c \tag{4.5}.$$

Considerando-se que a massa de combustível aquecida é a mesma que deverá vaporizar-se, temos:

$$Q_{vc} = c_c \cdot \Delta T_c \cdot m_{vc} + L \cdot m_{vc} \tag{4.6}.$$

Na Eq. (4.6), o primeiro termo está associado ao aquecimento do líquido, e o segundo à sua vaporização. O termo ΔT_c refere-se ao aquecimento do líquido desde uma temperatura inicial, T_{ic} , até sua temperatura de saturação, T_{sat} , (o líquido

não pode atingir temperaturas superiores a esta sem vaporizar-se). Sendo assim, podemos rescrever a Eq. (4.6) como:

$$Q_{vc} = m_{vc} \cdot c_c (T_{sat} - T_{ic}) + m_{vc} \cdot L \quad (4.7).$$

Deve-se notar que não foi considerado um termo referente ao aquecimento do vapor de combustível, pois, admite-se que, enquanto não houver mudança de fase de todo o combustível líquido, não haverá trocas de calor do ar para o combustível vaporizado.

Aplicando-se a Eq. (4.4) para o subsistema ar, obtém-se:

$$Q_{ar} = m_{ar} \cdot \Delta h_{ar} = m_{ar} \cdot c_{ar} \cdot \Delta T_{ar} \quad (4.8).$$

A queda de temperatura do ar, $\Delta T_{ar} = |T_1 - T_2|$, é causada pela vaporização da quantidade m_{vc} do combustível; sendo assim, o calor perdido pelo ar é utilizado apenas para aquecer e vaporizar a quantidade m_{vc} do combustível. Dessa maneira, para um determinado ângulo θ do eixo de manivelas, temos:

$$Q_{ar} = Q_{vc}$$

$$m_{ar} \cdot c_{ar} \cdot \Delta T_{ar} = m_{vc} (L + c_c (T_{sat} - T_{ic})) \quad (4.9).$$

Como a fração de combustível vaporizado, por definição, é a razão entre a massa de vapor de combustível pela massa de combustível admitido:

$$m_{vc} = X \cdot m_c \quad (4.10).$$

Substituindo-se o termo m_{vc} da Eq. (4.10) na Eq. (4.9), obtém-se

$$m_{ar} \cdot c_{ar} \cdot \Delta T_{ar} = X \cdot m_c (L + c_c (T_{sat} - T_{ic}))$$

$$X = \frac{m_{ar} \cdot c_{ar} \cdot \Delta T_{ar}}{m_c [L + c_c (T_{sat} - T_{ic})]} \quad (4.11).$$

A Eq. (4.11) representa a fração mássica de combustível vaporizado instantaneamente, para uma determinada pressão no interior do cilindro. Como na realidade, a pressão não é constante durante o estágio de compressão, a temperatura de saturação do combustível também não o é, e nesse caso, o conhecimento da curva de evolução da temperatura de saturação do combustível em função da pressão, é necessário para a solução da Eq. (4.11). Porém, para facilidade de cálculos, adota-se um valor médio de temperatura de saturação de combustível (\bar{T}_{sat}) entre a pressão ambiente e a pressão correspondente ao final do estágio de compressão (sem ignição da mistura), como pode ser visto na Tabela 4.1, para o caso do etanol.

Tabela 4.1 - Temperatura de saturação média do etanol para várias pressões no final do estágio de compressão (sem combustão de mistura) (Fonte : REID & SMITH, 1951)

Pressão ao final do estágio de compressão (atm)								
Etanol	8	9	10	12	14	16	18	20
T_{sat} (°C)	142	145	151	159	166	171	177	182
\bar{T}_{sat} (°C)	110	111,5	114,5	118,5	122	124,5	127,5	130

onde $T_{sat} = 78^{\circ}C$ para pressão ambiente (considerada 1 atm).

Sendo assim, a Eq. (4.11) é reescrita como:

$$X = \frac{m_{ar} \cdot c_{ar} \cdot \Delta T_{ar}}{m_c [L + c_c (\overline{T}_{sat} - T_{ic})]} \quad (4.12).$$

Por se tratar de uma *partida a frio*, tanto o combustível, antes de ser misturado ao ar, como as partes metálicas do motor, estarão em equilíbrio térmico com o ambiente (ou seja, $T_{ic} = T_{amb}$). Esse equilíbrio não sofrerá modificações significativas, caso não haja combustão de mistura e, caso o tempo de funcionamento do motor de arranque não seja muito grande a ponto de provocar o aquecimento excessivo das partes do motor.

A Eq. (4.11) pode ser utilizada para análise da fração de combustível vaporizado no interior do cilindro nos seguintes casos:

- O combustível utilizado deve ser uma substância pura (devem ser conhecidos os valores de L , c_c e \overline{T}_{sat});
- Período de compressão da mistura até o momento da liberação da centelha (a análise é feita até o início da combustão da mistura);
- Durante a partida a frio ou regime. No caso de motores carburados em regime, o cálculo da Eq. (4.12) é realizado apenas para o combustível que entrou no cilindro ainda na fase líquida. A fração de combustível vaporizado total deve, então, considerar a fração produzida no coletor de admissão;
- Motores carburados, com ou sem pré-aquecimento do combustível. No caso de pré-aquecimento do combustível, ajusta-se T_{ic} para a temperatura do combustível aquecido;
- Motores com injeção direta ou indireta, com ou sem pré-aquecimento do combustível. Nesse caso, T_{ic} é a temperatura do combustível após a expansão isoentálpica que acontece no bico injetor.

4.1.2- Modelagem do Processo de Compressão de ar no Cilindro

Como meio de comparar-se as curvas de evolução de temperatura no cilindro durante o processo de compressão, para a condição de mistura formada apenas por ar e condição de mistura formada por ar e combustível, foi realizada uma modelagem matemática do processo de compressão de ar no cilindro, utilizando-se para isso um procedimento semelhante ao de FERGUSON (1986) e ZAHDEH et al. (1991). A modelagem foi feita admitindo-se que não há queima da mistura, visto que não há ignição durante as primeiras rotações do motor numa partida fria, logo não é adicionado calor ao sistema, a não ser pelo trabalho de compressão dos gases. A introdução de perdas de calor e de massa na modelagem foi de vital importância para a obtenção de um resultado o mais próximo possível da realidade. A modelagem tomou início a partir da consideração de que os gases no interior do cilindro comportem-se como perfeitos. Sendo assim, a partir da aplicação do logaritmo e diferenciação com relação ao ângulo θ , de ambos os lados da equação de estado dos gases, temos:

$$\frac{1}{P} \frac{\partial P}{\partial \theta} + \frac{1}{V} \frac{\partial V}{\partial \theta} = \frac{1}{m} \frac{\partial m}{\partial \theta} + \frac{1}{T} \frac{\partial T}{\partial \theta} \quad (4.13).$$

Aplicando-se a equação da conservação da energia para um sistema aberto (perda de massa gasosa do interior do cilindro através dos espaços entre os anéis do pistão), que é representado pelo interior do cilindro, obtém-se

$$\frac{\partial Q}{\partial \theta} - \frac{\partial W}{\partial \theta} - \frac{\partial m_s}{\partial \theta} \cdot h_s = \frac{\partial (u \cdot m)}{\partial \theta}$$

onde o índice s refere-se aos gases de saída. Logo:

$$\frac{\partial Q}{\partial \theta} - P \frac{\partial V}{\partial \theta} - \frac{\partial \dot{m}_s}{\partial \theta} h_s = m \frac{\partial u}{\partial \theta} + u \frac{\partial m}{\partial \theta}$$

Sabe-se ainda que:

$$\partial \theta = \omega \cdot \partial t ; \quad h = c_p \cdot T; \quad u = c_v \cdot T$$

logo:

$$\frac{\partial Q}{\partial \theta} - P \frac{\partial V}{\partial \theta} = m \cdot c_v \frac{\partial T}{\partial \theta} + c_v \cdot T \frac{\partial m}{\partial \theta} + \dot{m}_s \frac{c_p \cdot T}{\omega} \quad (4.14).$$

O termo \dot{m}_s é caracterizado pela entalpia dos gases contidos no interior do cilindro, para o instante em questão, e representa a taxa de perda de massa gasosa através dos anéis do pistão, e que é assumida como sendo para fora do cilindro. Dividindo-se o lado esquerdo da Eq. (4.13) por $P \cdot V$ e o lado direito por $m \cdot R \cdot T$, obtém-se:

$$\frac{\partial Q}{\partial \theta} \frac{1}{P \cdot V} - \frac{1}{V} \frac{\partial V}{\partial \theta} = \frac{1}{k-1} \frac{1}{T} \frac{\partial T}{\partial \theta} + \frac{1}{k-1} \frac{1}{m} \frac{\partial m}{\partial \theta} + \frac{\dot{m}_s}{m} \frac{k}{k-1} \frac{1}{\omega} \quad (4.15).$$

Isolando-se $\frac{\partial T}{\partial \theta}$ na Eq. (4.13) e substituindo na Eq. (4.15):

$$\frac{\partial P}{\partial \theta} = -k \frac{P}{V} \frac{\partial V}{\partial \theta} + \frac{k-1}{V} \frac{\partial Q}{\partial \theta} - k \frac{\dot{m}_s}{m \cdot \omega} P \quad (4.16);$$

Sendo que:

$$\partial Q = Q_{in} \cdot \partial x - \partial Q_i \quad (4.17).$$

Porém, como o estudo aqui apresentado está voltado à partida a frio, considera-se que não há combustão durante o período em questão (não há adição de energia para os gases através de fonte térmica); logo, o termo referente à adição de calor é nulo:

$$Q_{in} \cdot \partial x = 0 \quad (4.18).$$

O termo restante na Eq. (4.17) refere-se à perda de calor dos gases contidos no interior do cilindro para as paredes do mesmo, e é dado por:

$$\frac{\partial Q_i}{\partial t} = h \cdot A \cdot (T - T_w)$$

Entretanto, $\omega = \partial \theta / \partial t$, logo:

$$\frac{\partial Q_i}{\partial \theta} = h \cdot A \cdot (T - T_w) \frac{1}{\omega} \quad (4.19).$$

Substituindo-se as Eq. (4.17), (4.18) e (4.19) na Eq. (4.16) :

$$\frac{\partial P}{\partial \theta} = -k \frac{P}{V} \frac{\partial V}{\partial \theta} - \frac{k-1}{V} \cdot \frac{h \cdot A \cdot (T - T_w)}{\omega} - k \frac{\dot{m}}{m \cdot \omega} P \quad (4.20).$$

Desmembrando-se a Eq. (4.20) em três termos distintos, tem-se o seguinte sistema de equações:

$$\frac{\partial P_{SP}}{\partial \theta} = -k \cdot \frac{P}{V} \cdot \frac{\partial V}{\partial \theta} \quad (4.21);$$

$$\frac{\partial P_{PC}}{\partial \theta} = -\frac{k-1}{V} \cdot \frac{h \cdot A \cdot (T - T_w)}{\omega} \quad (4.22);$$

$$\frac{\partial P_{PM}}{\partial \theta} = -\frac{k}{\omega} \frac{\dot{m}_s}{m} \cdot P \quad (4.23).$$

Onde a Eq. (4.21) refere-se à variação de pressão no cilindro em função de θ para uma variação do volume do sistema, desconsiderando qualquer tipo de perdas; a Eq. (4.22) refere-se à variação de pressão no cilindro em função de θ devido às perdas de calor dos gases para as paredes do cilindro e a Eq. (4.23) à variação da pressão em função de θ devido à perda de gases do interior do cilindro através dos espaços entre anéis do pistão e o cilindro (“blowby”). A integração das equações para pequenos intervalos de $\Delta\theta$ com a utilização de variáveis adimensionais, fornece:

$$\bar{P}_{SP} = -k \cdot \bar{P} \cdot \int_{\theta}^{\theta+\Delta\theta} \frac{1}{\bar{V}} \cdot \frac{\partial \bar{V}}{\partial \theta} \partial \theta \quad \text{sem perdas} \quad (4.24);$$

$$\bar{P}_{PC} = -\frac{k-1}{n \cdot 2 \cdot \frac{\pi}{60}} \int_{\theta}^{\theta+\Delta\theta} \frac{\bar{A}}{\bar{V}} \cdot (\bar{T} - \bar{T}_w) \bar{h} \cdot \partial \theta \quad \text{perdas de calor} \quad (4.25);$$

$$\bar{P}_{PM} = -\frac{k}{\omega} \cdot \bar{P} \cdot \int_{\theta}^{\theta+\Delta\theta} \frac{\dot{m}_s}{m_0} \frac{1}{m} \cdot \partial \theta \quad \text{perdas de massa} \quad (4.26);$$

onde as variáveis adimensionais são dadas pelas relações:

$$\bar{P}_{SP} = \frac{P_{SP}}{P_o}; \quad \bar{P}_{PC} = \frac{P_{PC}}{P_o}; \quad \bar{P}_{PM} = \frac{P_{PM}}{P_o};$$

$$\bar{A} = \frac{A}{A_o}; \quad \bar{T}_w = \frac{T_w}{T_o}; \quad \bar{h} = \frac{h \cdot T_o \cdot (A_o - \frac{4 \cdot V_o}{b})}{P_o \cdot V_o \cdot \omega};$$

$$\bar{m} = \frac{m}{m_o}; \quad \bar{P} = \frac{P}{P_o}; \quad \bar{T} = \frac{T}{T_o}; \quad \bar{V} = \frac{V}{V_o};$$

e o subscrito “ o ” indica que a grandeza em questão é representada pelo seu valor para a condição inicial (ponto morto inferior).

Tendo em vista que as Eqs. (4.24), (4.25) e (4.26) são diretamente dependentes de $A(\theta)$ e $V(\theta)$, o conhecimento da posição do pistão, y , em função de θ , torna-se fundamental. Esse valor é obtido através da análise geométrica do sistema biela, manivela, pistão e cilindro. Logo, pode-se escrever:

$$y(\theta) = (l_1 + l_2) - l_2 \sqrt{(1 - (\lambda)^2 \cdot \text{sen}^2 \theta)} - l_1 \cdot \cos \theta \quad (4.27);$$

$$A(\theta) = \frac{\pi}{2} \cdot b^2 + \pi \cdot b \cdot y + \pi \cdot b \cdot l_3 \quad (4.28);$$

$$V(\theta) = \frac{\pi}{4} \cdot b^2 \cdot y(\theta) + \frac{DV}{TC - 1} \quad (4.29);$$

com

$$\lambda = \frac{l_1}{l_2} \quad (4.30);$$

$$l_3 = 2 \cdot TC \cdot \frac{l_1}{TC - 1} \quad (4.31);$$

onde as dimensões l_1 , l_2 , l_3 e b são mostrados na Fig. 3.3.

Dessa maneira, a pressão no interior do cilindro para um determinado ângulo $\theta + \Delta\theta$, será dada por:

$$P_{\theta+\Delta\theta} = P_o \cdot (\bar{P}_\theta + \bar{P}_{SP} + \bar{P}_{PC} + \bar{P}_{PM}) \quad (4.32);$$

e a respectiva temperatura pode ser escrita como:

$$T_{\theta+\Delta\theta} = \frac{P_{\theta+\Delta\theta} \cdot V_{\theta+\Delta\theta}}{m_{\theta+\Delta\theta} \cdot R} \quad (4.33).$$

4.1.2.1- Determinação da temperatura das paredes do cilindro

Para o cálculo das perdas de calor dos gases, através das paredes do cilindro, é necessário o conhecimento da temperatura média de suas paredes para o instante em questão, T_w . Uma equação representativa do valor de T_w pode ser obtida através de análise do processo de trocas de calor entre os gases contidos no interior do cilindro e o líquido refrigerante contido nas cavidades de refrigeração.

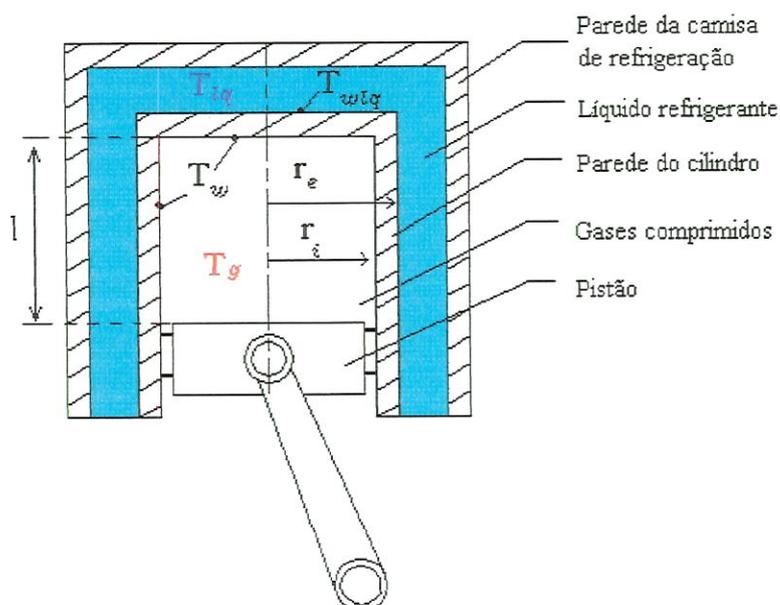


Figura 4.4 - Esquema representativo do conjunto formado por cilindro, pistão e camisa.

A Fig. 4.4 representa um corte de um conjunto formado pelo cilindro e pistão, detalhando também, a câmara de refrigeração, a qual recebe um fluxo de líquido refrigerante. A temperatura do líquido refrigerante é admitida como constante, pois não há combustão durante o período e o tempo de movimentação do motor não é suficiente para provocar modificações significativas na temperatura do refrigerante. A troca de calor dos gases no interior do cilindro, para o líquido refrigerante, se dá, no caso em questão, por três processos principais: convecção dos gases para as paredes internas do cilindro, condução através da parede interna para a parede externa e convecção da parede externa do cilindro para o líquido refrigerante. Com relação ao fluxo de calor por unidade de área é considerado o mesmo, tanto através da cabeça, como das paredes laterais do cilindro, isso porque a modelagem não considera a combustão da mistura. Sendo assim, pode-se analisar o comportamento do fluxo de calor, tanto pela parede lateral, como pela cabeça do cilindro, tal como nos dois próximos itens.

A- Cabeça do Cilindro

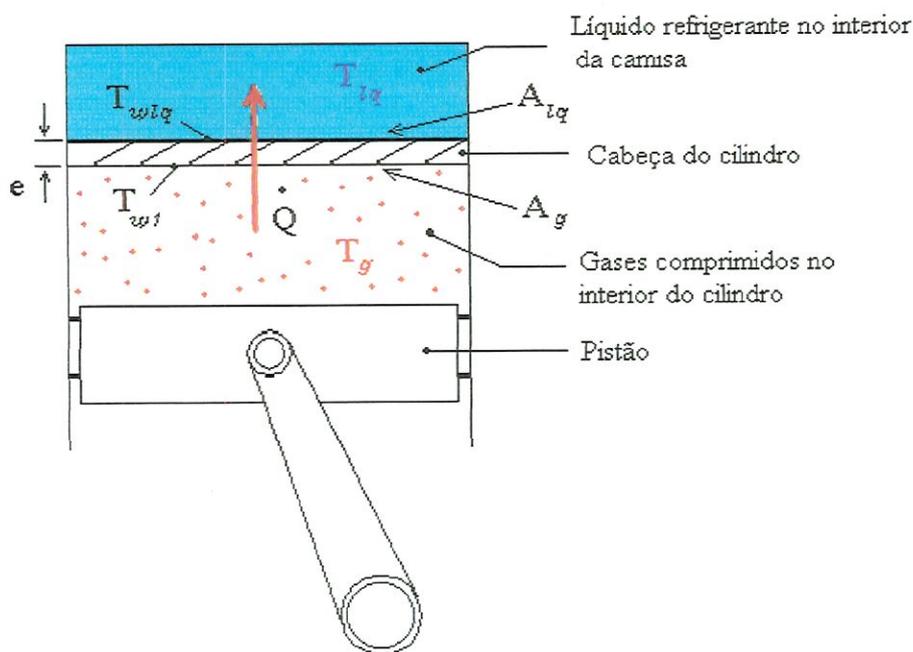


Figura 4.5 - Representação do fluxo de calor através da cabeça do cilindro (corte lateral)

A aplicação das equações de condução e convecção para os processos citados, considerando-se a cabeça do cilindro como uma parede plana, tal como apresentado na Fig. 4.5, fornece:

$$T_g - T_{wl} = \frac{\dot{Q}}{A_g \cdot h_g} \quad (4.34);$$

$$T_{wl} - T_{wlq} = \frac{\dot{Q}}{A_g \cdot k_w} e \quad (4.35);$$

$$T_{w_{lq}} - T_{lq} = \frac{\dot{Q}}{A_{lq} \cdot h_{lqr}} \quad (4.36).$$

Somando-se as Eqs. (4.34), (4.35) e (4.36) obtém-se:

$$\frac{\dot{Q}}{A_g (T_g - T_{lq})} = \frac{1}{\frac{1}{h_g} + \frac{e}{k_w} + \frac{A_g}{A_{lq} \cdot h_{lq}}} \quad (4.37).$$

Somando-se, agora, as Eqs. (4.35) e (4.36) e substituindo-se em (4.37), fazendo-se ainda as devidas modificações:

$$T_{w_l} = (T_g - T_{lq}) \cdot \frac{\frac{e}{k_w} + \frac{A_g}{A_{lq}} \frac{1}{h_{lq}}}{\frac{1}{h_g} + \frac{e}{k_w} + \frac{A_g}{A_{lq}} \frac{1}{h_{lq}}} + T_{lq} \quad (4.38).$$

B - Parede Lateral do Cilindro

Nesse caso, a troca de calor dos gases, no interior do cilindro, para o líquido refrigerante, é realizado através de uma parede cilíndrica, como pode ser observado na Fig. 4.6. A análise do processo é a mesma que foi feita para o caso da cabeça do cilindro, sendo que as equações utilizadas referem-se à paredes cilíndricas:

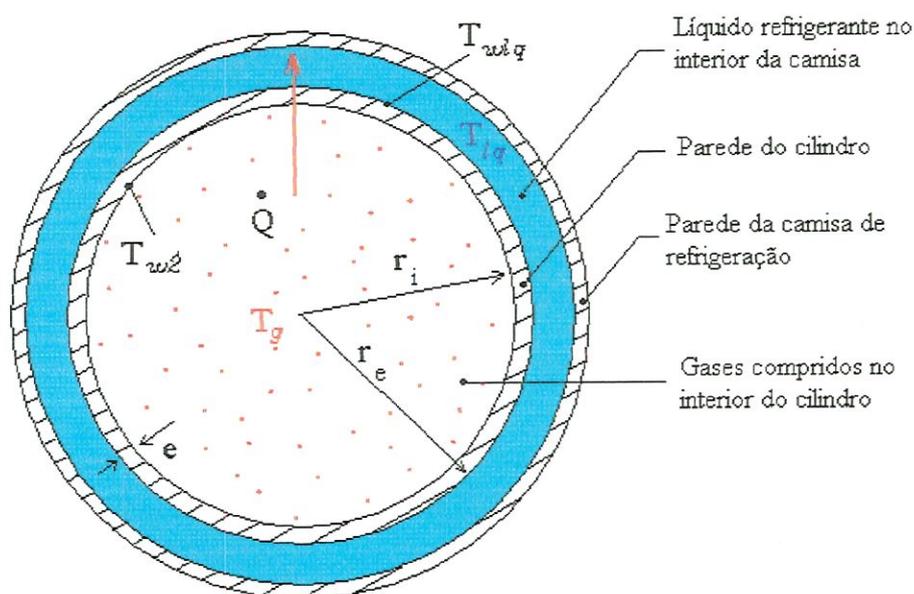


Figura 4.6 - Representação do fluxo de calor através das parede lateral do cilindro (corte superior).

$$T_g - T_{w2} = \frac{\dot{Q}}{2 \cdot \pi \cdot l \cdot r_i \cdot h_g} \quad (4.39);$$

$$T_{w2} - T_{wlq} = \frac{\dot{Q}}{2 \cdot \pi \cdot l} \frac{\ln(r_e/r_i)}{k_w} \quad (4.40);$$

$$T_{wlq} - T_{lq} = \frac{\dot{Q}}{2 \cdot \pi \cdot l \cdot r_e \cdot h_{lq}} \quad (4.41).$$

onde l é o comprimento da parede.

Através do mesmo procedimento matemático, realizado para o caso da cabeça do cilindro, obtém-se:

$$T_{w2} = (T_g - T_{lq}) \cdot \frac{\frac{\ln(r_e/r_i)}{k_w} + \frac{1}{r_e \cdot h_{lq}}}{\frac{1}{r_i \cdot h_g} + \frac{\ln(r_e/r_i)}{k_w} + \frac{1}{r_e \cdot h_{lq}}} + T_{lq} \quad (4.42).$$

Considerando-se a água, como sendo o refrigerante em questão e, admitindo-se que não há tempo suficiente para o seu aquecimento global, durante o período simulado, ($T_{lq} = T_{ag} = T_{amb}$) e, considerando-se ainda que a área de transferência de calor do lado dos gases seja igual à do lado do refrigerante, $A_g = A_{lq}$, as Eqs. (4.38) e (4.42) são escritas como:

$$T_{w1} = [T_g - T_{amb}] \cdot \frac{\frac{e}{k_w} + \frac{1}{h_{lq}}}{\frac{1}{h_g} + \frac{e}{k_w} + \frac{1}{h_{lq}}} + T_{amb} \quad (4.43);$$

$$T_{w2} = [T_g - T_{amb}] \cdot \frac{\frac{\ln(r_e/r_i)}{k_w} + \frac{1}{r_e \cdot h_{lq}}}{\frac{1}{r_i \cdot h_g} + \frac{\ln(r_e/r_i)}{k_w} + \frac{1}{r_e \cdot h_{lq}}} + T_{amb} \quad (4.44);$$

Considerando-se um valor médio, entre a média de temperatura das paredes da cabeça do cilindro (T_{w1}), e a média de temperatura da parede lateral do cilindro (T_{w2}), como representativa da temperatura média das paredes do cilindro para o instante em questão, tem-se:

$$T_w = \frac{T_{w1} + T_{w2}}{2} \quad (4.45).$$

Para o cálculo das Eqs. (4.43), (4.44) e (4.45), foram admitidos os seguintes valores para espessura média das paredes do cilindro e condutividade térmica do material:

$$e = 0,006 \text{ m};$$

$$k_w = 40 \text{ W/m}^{\circ}\text{C} \text{ (aço)};$$

Os coeficientes de transferência de calor por convecção dos gases no interior do cilindro e do líquido refrigerante são calculados a seguir. No caso do líquido refrigerante (água), esse valor é de $413 \text{ W/m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$, e no caso dos gases, o valor é dependente da posição e velocidade média do pistão, além da pressão, volume e temperatura dos gases no interior do cilindro.

4.1.2.2- Coeficiente de transferência de calor do refrigerante

Verificou-se que para as rotações encontradas na partida (por volta de 300 rpm), não havia vazão de líquido refrigerante no motor experimentado; logo, a transferência de calor das paredes do cilindro, para o refrigerante, se dá por convecção natural.

Considerando-se que a região de transferência de calor, através da cabeça do cilindro, seja uma placa plana (Fig. 4.5), e através da lateral seja cilíndrica (Fig. 4.6), tem-se, segundo ARAÚJO (1982):

$$h = C \frac{k}{l} (a \cdot l^3 \cdot \Delta T)^\varepsilon \quad (4.46),$$

e

$$a = \frac{c \cdot \rho^2 \cdot g \cdot \beta}{\mu \cdot k} \quad (4.47),$$

onde:

- h — coeficiente de transferência de calor do líquido;
- C — coeficiente de forma e posição da parede;
- k — condutividade térmica do fluido;
- l — dimensão significativa da superfície;
- ε — índice;
- c — calor específico do fluido a pressão constante;
- ρ — densidade do fluido;
- g — aceleração da gravidade;
- β — coeficiente de dilatação;
- μ — viscosidade do fluido;
- ΔT — diferença de temperatura entre a parede metálica e o fluido.

O líquido refrigerante em questão é a água, e para uma temperatura de 15 °C, tal como foi experimentado o motor, tem-se:

$$\begin{aligned} a &= 1,7 \cdot 10^8 \text{ ft}^{-3} \cdot ^\circ F ; & c &= 1,00 \text{ Btu} \cdot \text{lb}^{-1} \cdot ^\circ F^{-1} ; \\ \rho &= 2,71 \text{ lb} \cdot \text{ft}^{-3} ; & k &= 0,344 \text{ Btu} \cdot \text{h}^{-1} \cdot \text{ft}^{-1} \cdot ^\circ F^{-1} ; \\ \mu &= 2,71 \text{ lb} \cdot \text{ft}^{-1} \cdot \text{h}^{-1} \end{aligned}$$

Para a parede superior (índice s), é o diâmetro do cilindro a dimensão mais significativa; logo $l = 0,25\text{ft}$, e para a lateral (índice l), é a sua altura, ou seja, $l = 0,29\text{ft}$. Nos dois casos, conclui-se que o valor de $(a \cdot l^3 \cdot \Delta T)$, onde ΔT adotado é de $20\text{ }^\circ\text{C}$, são menores que 10^9 ; logo, o índice ε da Eq. (4.46) é igual a $1/4$ e o coeficiente C igual a $0,71$ para a parede superior e $0,55$ para a parede lateral. Logo, a partir da Eq.(4.46), tem-se:

$$h_s = 83,4 \text{ Btu} / \text{h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F} = 473 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_l = 62,3 \text{ Btu} / \text{h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F} = 353 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

A fim de facilitar os cálculos, considera-se o seguinte valor médio como representativo do coeficiente de transferência de calor por convecção das paredes do cilindro para o refrigerante :

$$h_{lq} = \frac{h_s + h_l}{2} = 413 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C} \quad (4.48);$$

A Eq. (4.48) representa o coeficiente de transferência de calor por convecção entre as paredes do cilindro e o refrigerante, durante o período de partida, (considerando-se a temperatura do refrigerante constante durante o período).

Para outras condições de funcionamento do motor onde exista fluxo de refrigerante através das cavidades de refrigeração, o processo de convecção passa a ser forçado, necessitando-se então da aplicação de outras equações. Para uma situação de regime, na qual a velocidade do motor seja elevada, aconselha-se utilizar a equação empírica proposta por PENIDO (1983), para determinação da vazão de refrigerante pela camisa, juntamente com a aplicação da equação de DITTUS-BOELTER, para determinação do coeficiente de transferência de calor, caso o fluxo pelas cavidades seja turbulento.

4.1.2.3- Coeficiente de transferência de calor dos gases no cilindro

Para a modelagem do coeficiente de transferência de calor, entre gases no interior do cilindro e as paredes deste, é aplicada a mesma correlação utilizada por ZAHDEH et al. (1991), desconsiderando-se a combustão da mistura :

$$h_g = 160 \cdot V^{-0,06} \cdot P^{0,8} \cdot T^{-0,4} \cdot V_p^{0,8} \quad (4.49).$$

onde V é o volume ocupado pelos gases e V_p a velocidade média do pistão.

Sabe-se que para cada rotação, o pistão percorre duas vezes a distância entre o ponto morto inferior e o ponto morto superior, ou seja, $2 \cdot c$ ou $4 \cdot l_1$. Sendo assim, para uma rotação do eixo de manivelas de n rpm, a velocidade média do pistão, V_p , será:

$$V_p = \frac{4 \cdot n \cdot l_1}{60}$$

ou, para rotação expressa em rad/s:

$$V_p = \frac{4 \cdot \omega \cdot l_1}{2\pi} \quad (4.50).$$

Por esse método, as variações de velocidades dos gases, com relação ao ângulo do eixo de manivelas, e o aumento da velocidade dos gases devido ao aumento da rotação do motor, são consideradas. Além disso, o coeficiente é relacionado com o aumento de pressão e temperatura dos gases e diminuição do volume disponível para os mesmos (dado pela posição do pistão, e que depende do ângulo θ em questão).

4.1.3- Vazão Mássica dos Gases do Cilindro

As perdas de massa dos gases contidos no interior do cilindro, através dos anéis do pistão, podem variar dependendo muito da faixa de operação do motor e também das dimensões do cilindro. Geralmente esse problema é agravado durante a partida a frio, onde os anéis estão mais contraídos e o filme de óleo ainda não foi totalmente formado. Sendo assim, a determinação da curva representativa da vazão mássica de gás para fora do cilindro em função de θ , foi realizada a partir de comparação entre a curva de pressão simulada e a experimental. Para isso, partiu-se de um valor inicial de 2,5% de perda total de massa gasosa (FERGUSON, 1986) com a utilização de equações de diversos graus, como representativas da taxa de perda mássica. A partir desse ponto e admitindo-se que todas as considerações, quanto às perdas de calor dos gases para as paredes do cilindro sejam adequadas, chegou-se aos seguintes resultados:

- A massa total perdida durante o processo de compressão, que mais aproximou a curvas teóricas da experimental, foi de 1,2%; resultado este equivalente a aproximadamente 50% do valor previsto por FERGUSON. Isso pode ser explicado pelo fato das pressão atingidas durante a partida (ausência de ignição) ser bem inferior à atingida com ignição da mistura (que é cerca de 4 vezes maior);
- Uma curva de 3^o grau resultou em maiores similaridades entre a curva de evolução de pressão teórica e a experimental.

Sendo assim, a equação representativa da evolução de perda mássica de gases para fora do cilindro, em função da posição do eixo de manivelas, é:

$$m_1 = 0,012 \cdot \frac{m_o}{180^3} \cdot \theta^3 \quad (4.51).$$

A vazão mássica para fora do cilindro será dada por:

$$\dot{m}_i = m_i \cdot \frac{n}{60} \quad (4.52).$$

Como pode-se verificar pela análise da Fig. 4.7, uma curva de 3^o grau representa bem o processo de perda mássica de gases; pois, para um ângulo do eixo de manivelas de até 60^o, a perda de massa gasosa é insignificante (4% para $\theta = 60^{\circ}$), tal como o aumento de pressão dos gases até então, que como pode ser verificado na Fig. 4.9, é insignificante.

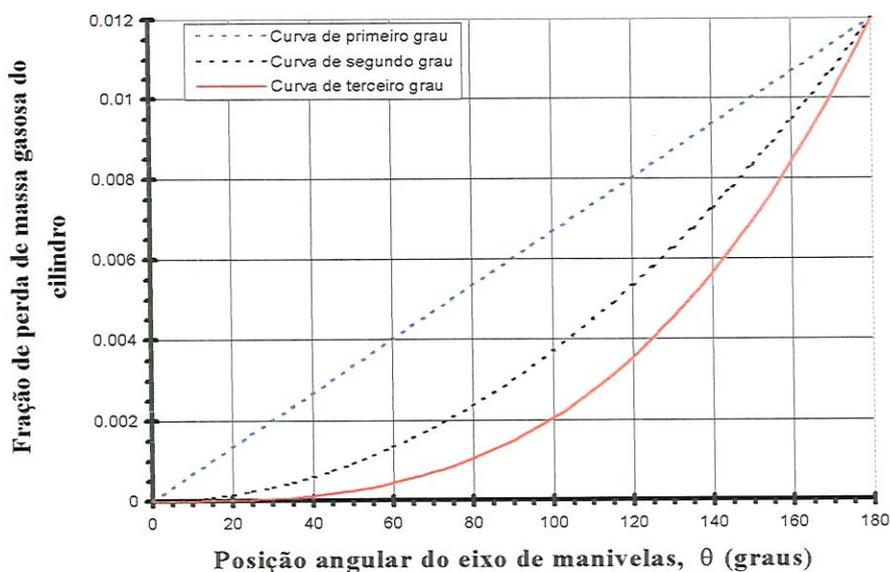


Figura 4.7 - Evolução da perda gasosa do cilindro em função de θ .

Tentou-se, também, curvas de graus superiores; porém, os resultados não foram satisfatórios. A utilização de uma equação de grau maior reduzia as perdas no início da compressão; porém, a taxa na qual aumentava-se as perdas era muito maior com o decorrer do tempo, provocando desvios maiores entre a curva simulada e a obtida experimentalmente.

Dessa maneira, a massa de ar contida no interior do cilindro para uma posição qualquer do eixo de manivelas, θ , para a situação de mistura formada apenas por ar, é dada por:

$$m_g = m_o - m_l \quad (4.53).$$

onde m_o é a massa de gás admitida pelo cilindro e m_l a massa perdida em função de θ , dada pela Eq. (4.51).

4.1.4- Determinação da Temperatura no Cilindro para a Condição com Combustível

O método de modelagem e simulação do estágio de compressão de ar em um cilindro é um processo bastante conhecido, apesar de ser relativamente complicado; principalmente quando são consideradas as perdas de energia do sistema. Porém, a modelagem de um processo de compressão, no qual ainda existam também trocas de calor entre o ar e as gotículas de combustível, que num motor real são de vários diâmetros, torna-se bastante complicado, senão impossível. Vários autores estudaram o processo de vaporização de uma única gota para um ambiente com temperatura e pressão constantes (CHIN et al.,1984; LIU et al.,1984; GUTHEIL,1985), o que mostra que este tipo de abordagem é bastante complicada quando o ambiente passa a variar sua pressão e temperatura a uma velocidade relativamente grande tal como no interior de um cilindro de motor de combustão interna.

A simulação do processo de compressão de ar e combustível, com o levantamento das respectivas curvas de evolução de temperatura, será feita baseando-

se nos resultados de LIU et al. (1984), estes relacionados à vaporização de uma gota de combustível no interior do cilindro, e, também, na equação de fração mássica de combustível vaporizado, desenvolvida neste trabalho (Eq. (4.12)). Nesse caso, o procedimento será o contrário do procedimento experimental: a partir de uma fração de combustível vaporizado conhecida (LIU et al., 1984) e da Eq. (4.12) será determinada a evolução de temperatura no cilindro para a situação com combustível.

A partir da Eq. (4.11) e substituindo-se ΔT_{ar} por $T - T_{c/c}$, onde T é a temperatura do gás para a situação sem combustível, e $T_{c/c}$ para a situação com combustível, pode-se escrever:

$$T_{c/c} = T - X \cdot [L + c_c \cdot (\bar{T}_{sat} - T_{amb})] \cdot \frac{m_c}{m_{ar} \cdot c_{ar}} \quad (4.54).$$

A solução da Eq. (4.54) necessita da temperatura no cilindro para a situação sem combustível, T (modelada neste capítulo - vide Fig. 4.11) e da taxa de vaporização de combustível, que é determinada a partir dos resultados experimentais de LIU et al. (1984). Além disso, são necessários os dados relativos ao ar e ao combustível, tal como massa, calores latentes e específicos e, temperaturas de saturação e ambiente, que serão definidas no item seguinte.

A taxa de vaporização do combustível é determinada a partir da Fig. 3.11, resultante dos experimentos de LIU et al. (1984) com relação à simulação do processo de gaseificação de uma única gota de iso-octano durante o processo de compressão, num cilindro com taxa de compressão, TC , de 10:1. Os resultados são considerados como representativos da taxa de vaporização do etanol em um cilindro de motor com taxa de compressão de 13,5:1.

A partir de manipulação algébrica, muda-se a variável representativa do eixo vertical, que originalmente era a superfície adimensional da gota (S) para a taxa de vaporização de combustível (X).

Para realizar-se a mudança de variáveis, as seguintes relações são necessárias:

$$S = \left(\frac{r_s}{r_{so}} \right)^2 \quad \text{superfície adimensional da gota} \quad (4.55);$$

$$V = \frac{4}{3} \pi \cdot r_s^3 \quad \text{volume da gota} \quad (4.56);$$

$$m = V \cdot \rho \quad \text{massa da gota} \quad (4.57);$$

$$X = \frac{m_{vc}}{m_c} = \frac{m_o - m}{m_o} \quad \text{fração vaporizada} \quad (4.58).$$

Fazendo-se as devidas substituições:

$$X = 1 - (\sqrt{S})^3 \quad (4.59).$$

Verificou-se que uma equação do tipo $X = a \cdot \theta^{1,4}$ representa muito bem o comportamento da curva obtida pelo uso da Eq. (4.59), onde a é uma variável, e é igual a 0,83, ou seja, 83% da gota vaporiza-se ao final do estágio de compressão, tal como simulado por LIU et al. (1984). A Fig. 4.8 apresenta a comparação da curva obtida a partir dos resultados de LIU com a curva aproximada.

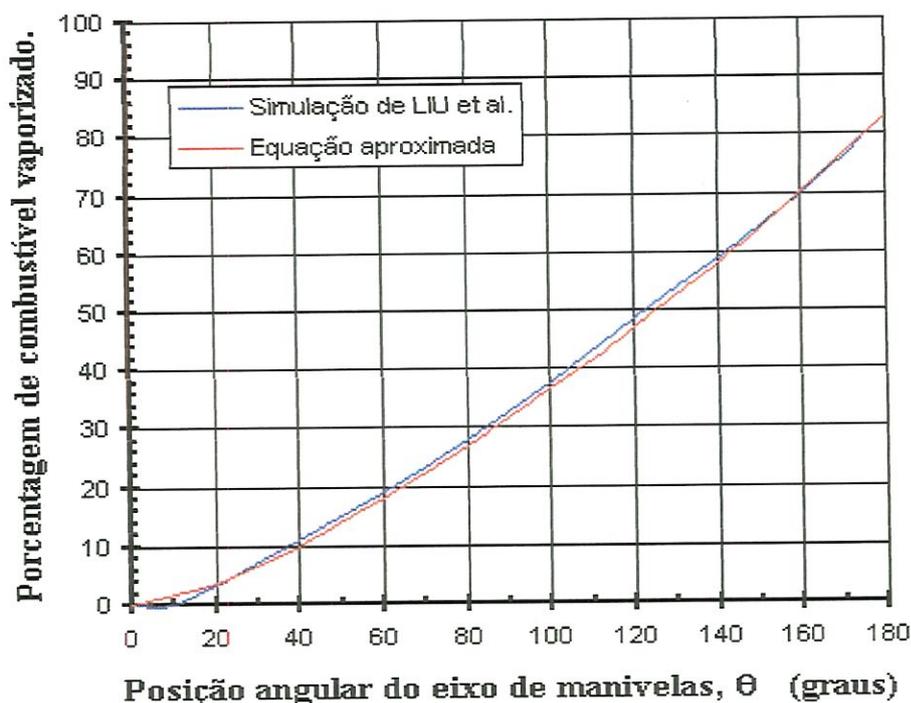


Figura 4.8 - Comparação entre curvas de percentagem de combustível vaporizado.

Entretanto, como estamos tratando de partida a frio, pouco combustível deve-se vaporizar até o pistão atingir o ponto morto superior. Como os testes indicaram, o motor não partia para uma temperatura ambiente de 15 °C e para uma situação de afogador totalmente aberto. Isso significa que ao final do estágio de compressão, a razão ar-vapor de combustível estará fora da faixa do limite de inflamabilidade do etanol (de 3,56 até 18:1). Utilizando-se um valor de AVC de 40:1, e considerando-se que o processo de vaporização inicia-se a partir de um ângulo de 100° do eixo de manivelas, a equação de vaporização de combustível pode ser escrita como:

$$X = \frac{\left(\frac{AC_{\text{form-liq}}}{AVC} \right)}{80^{1,4}} (\theta - 100)^{1,4} \quad (4.60).$$

onde $AVC = 40$ para partida fria sob temperatura de $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $AC_{form-liq}$ é a razão de fornecimento de combustível líquido que entra no cilindro. Tais considerações feitas, com relação ao ângulo de início de vaporização e razão ar-vapor de combustível, ao final do estágio de compressão, como será visto adiante, foram verificadas durante a experimentação.

A Eq. (4.60) representa a taxa de vaporização da gota em função do ângulo θ , a qual, para o estudo aqui apresentado, será admitida como representativa da taxa de vaporização global da mistura.

Como resultado para um determinado ângulo θ e para as condições de simulação definidas no item a seguir, tem-se, a partir das Eqs. (4.54) e (4.60):

$$T_{clc} = T - 5,41 \cdot 10^{-5} \cdot AC_{form-liq} \cdot (\theta - 100)^{1,4} \cdot [L + c_c \cdot (\bar{T}_{sat} - T_{amb})] \cdot \frac{m_c}{m_{ar} \cdot c_{ar}} \quad (4.61).$$

4.1.5- Condições de Simulação

A simulação do processo foi realizada utilizando-se as mesmas condições experimentais, a fim de possibilitar a comparação dos resultados simulados com os resultados experimentais. As condições de simulação foram as seguintes:

<i>Combustível</i> : etanol;	$AC_{esteq} = 9,0;$	$P_{atm} = 93,6 \text{ kPa};$
$TC = 13,5;$	$cp/cv = 1,39;$	$T_{amb} = 15^{\circ}\text{C};$
$AC_{form} = 6,8;$	$c_c = 2,64 \text{ kJ/kg}^{\circ}\text{C};$	$c_{ar} = 1,0 \text{ kJ/kg}^{\circ}\text{C};$
$L = 900 \text{ kJ/kg};$	$n = 300 \text{ rpm};$	$l_1 = 0,043 \text{ m};$
$b = 0,077 \text{ m};$	$l_2 = 0,135 \text{ m};$	
$R = 0,287 \text{ kPa m}^3 / \text{kg K}.$		

A AC_{form} é a razão de fornecimento de combustível pelo carburador, a qual desconsidera a vaporização de parte do combustível na tubulação de admissão que, como sabe-se por medições prévias, é de cerca de 3% para a partida nas condições experimentais. Sendo assim, a razão real de fornecimento de combustível líquido para o cilindro ($AC_{form-liq}$), será de:

$$AC_{form-liq} = \frac{m_{ar}}{0,97m_c} = 7,0$$



4.2- PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

O experimento foi realizado em um motor quatro tempos de 4 cilindros, com taxa de compressão de 13,5:1, carburado e movido a etanol. No local da vela de ignição de um dos cilindros, foi instalado um transdutor piezelétrico, a fim de medir-se a evolução da pressão dos gases durante o estágio de compressão. O transdutor, por sua vez, estava acoplado a uma placa de aquisição de dados, cuja frequência de aquisição foi ajustada para 500Hz, e um total de 2048 pontos foram tomados para cada teste.

Ao motor estavam ligados uma série de termopares para controle da temperatura, tal como apresentado no *Capítulo 5*, com exceção daqueles descritos para tomada de temperatura da câmara, visto que o motor foi testado à temperatura ambiente; logo, havia apenas 1 ponto para tomada de temperatura do ar ambiente.

Durante as medições tomou-se o cuidado de desligar a bobina de ignição, a fim de assegurar que o motor recebesse trabalho apenas do motor de arranque.

Os testes foram realizados nas primeiras horas da manhã, a uma temperatura ambiente de 15 °C, com o motor em equilíbrio térmico com o ambiente pois havia passado cerca de 8h em repouso, seguindo-se as recomendações de BLACK et al. (1991) e JUNGE et al. (1994). As medições tiveram de ser realizadas em alguns segundos, a fim de evitar-se o aquecimento das partes internas do motor devido aos atritos internos e à própria compressão da mistura. Tal procedimento é aconselhável, pois, caso o motor atinja uma temperatura mais alta que a do ambiente, poderá não refletir o que realmente acontece durante a partida a frio. NAKAJIMA et al. (1978) utilizaram em seus testes um tempo máximo de 30s para essa análise, valor que foi adotado como limitante durante a experimentação.

As medições foram realizadas com a borboleta do afogador totalmente aberta e a borboleta de aceleração numa condição semi-aberta (travada numa posição idêntica a que tomaria se o afogador estivesse fechado). Dessa maneira foram feitos testes com carburador seco (sem combustível) e com carburador molhado (com combustível). A vazão de ar foi medida a partir da queda de pressão provocada

dentro de um orifício calibrado (tipo Venturi), alojado na entrada da tubulação de admissão do carburador e o consumo de combustível foi determinado a partir do uso de uma bureta graduada interligada ao carburador. Para maiores detalhes vide o *Capítulo 5*, onde é proposta uma bancada experimental para testes a baixas temperaturas.

Os testes foram realizados da seguinte maneira:

- a) Partida apenas com o motor de arranque para carburador seco (motor admitindo apenas ar); com a finalidade de levantar curvas de evolução de pressão dos gases no interior do cilindro, em função de θ , para a situação sem combustível;
- b) Partida apenas com o motor de arranque para carburador molhado (motor admitindo ar e combustível); com a finalidade de levantar curvas de evolução de pressão dos gases no interior do cilindro, em função de θ , para a situação com combustível;
- c) Partida para motor com liberação de centelha e admitindo mistura de ar e combustível com a finalidade de verificar o sucesso ou falha da partida para a situação de temperatura ambiente e razão de fornecimento de combustível testada em a) e b).

Como o motor de arranque atingia uma situação de regime somente após alguns ciclos (verificou-se que a rotação tornava-se constante a partir do sexto ciclo), tomou-se o oitavo ciclo como representativo do processo de compressão.

No item seguinte podem ser vistos os resultados, tanto teóricos (simulação) como experimentais, além da comparação dos valores obtidos.

4.3- RESULTADOS

4.3.1- Resultados Teóricos

A Fig. 4.9 representa a simulação do processo de compressão de ar no interior do cilindro, de acordo com o item 4.1, e para as mesmas condições experimentais, tal como apresentadas no item 4.1.4. Considerou-se um rendimento volumétrico de 85% para a condição simulada, o que resultava em $4,2 \cdot 10^{-4}$ kg de ar admitido para cada cilindro durante um ciclo completo.

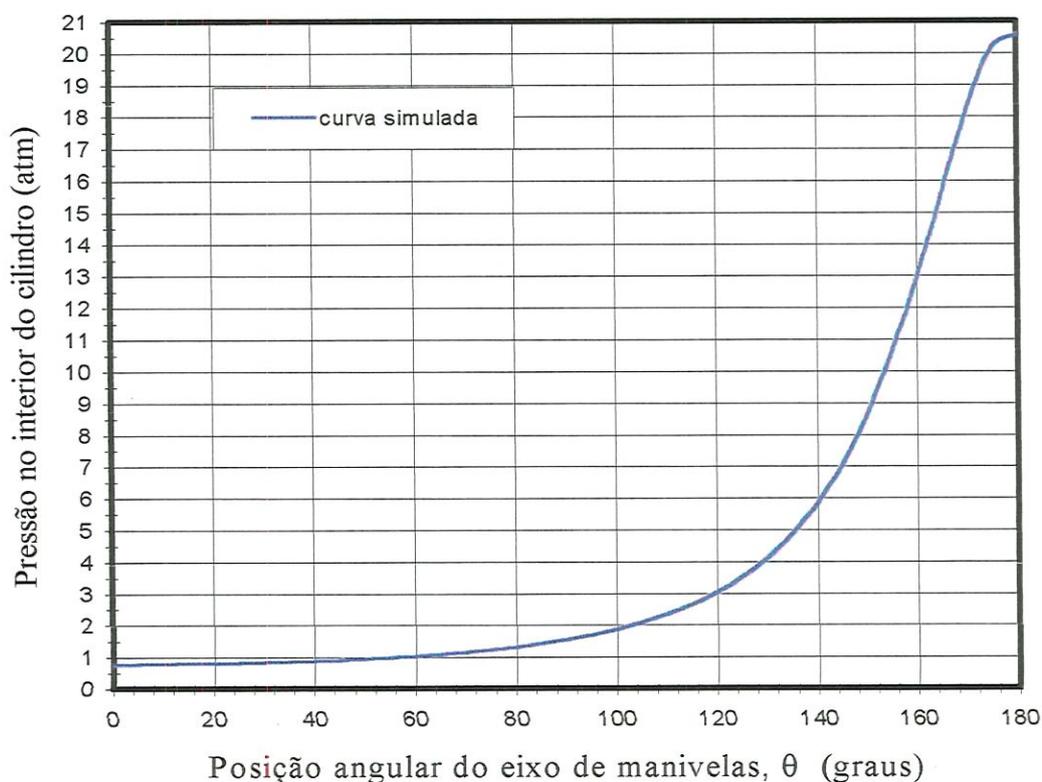


Figura 4.9 - Curva de evolução de pressão obtida por simulação.

A partir dos valores de pressão, obtidos a partir da simulação, é determinada a temperatura no cilindro para a situação sem combustível (Eq. (4.33)), e situação com combustível (Eq. (4.61)), tal como pode ser visto na Fig. 4.10. A diferença de temperatura verificada entre as curvas simuladas de temperatura no interior do cilindro para duas condições de funcionamento do motor (sem e com combustível), são mostradas na Fig. 4.11, e a respectiva fração de combustível vaporizado, dada pela Eq. (4.60), é mostrada na Fig. 4.12.

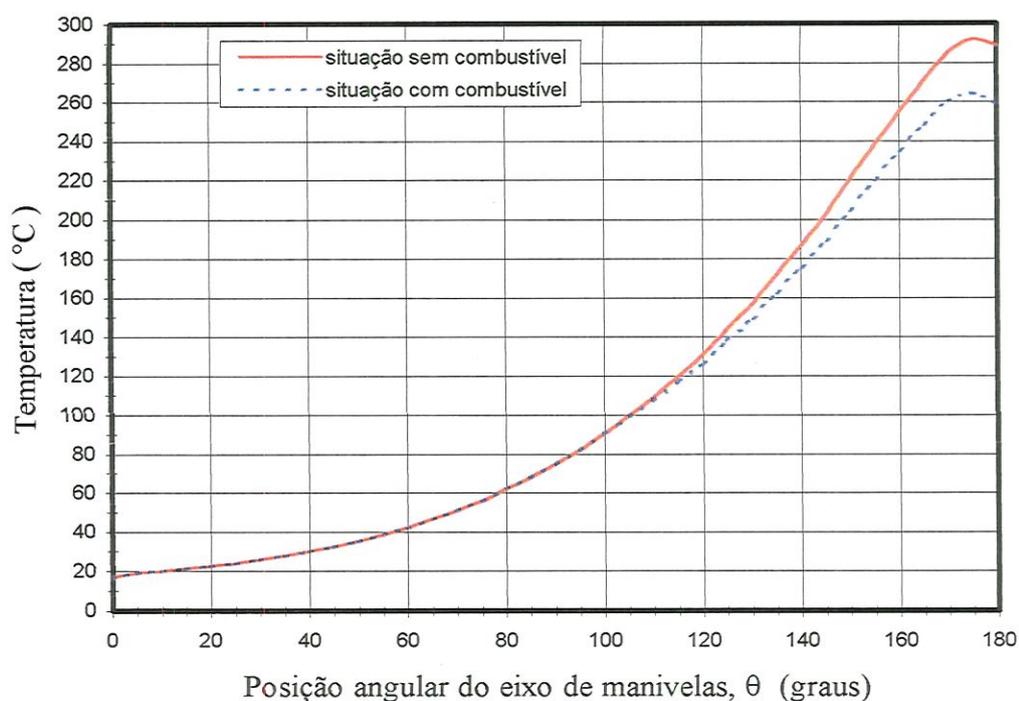


Figura 4.10 - Evolução da temperatura dos gases no interior do cilindro determinada por simulação.

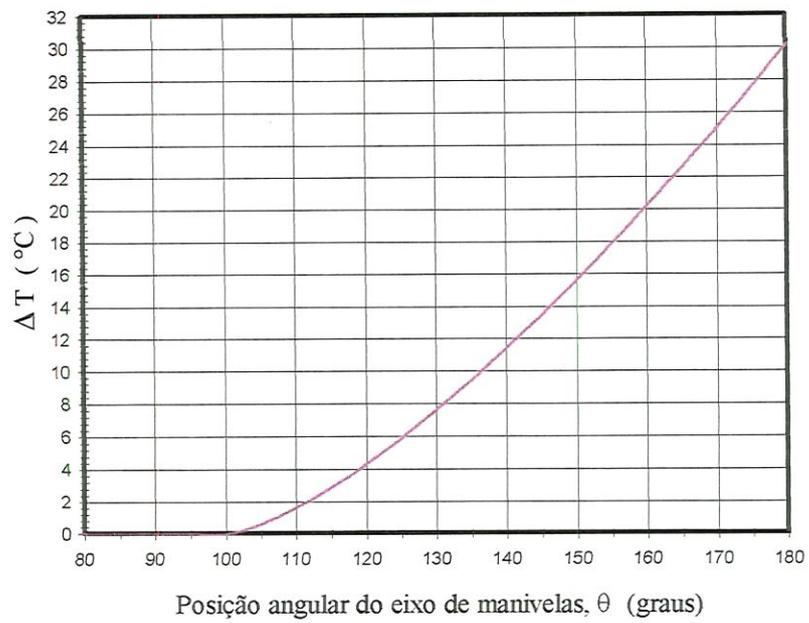


Figura 4.11 - Diferença de temperatura observada nos gases do interior do cilindro entre as duas situações de mistura fornecida.

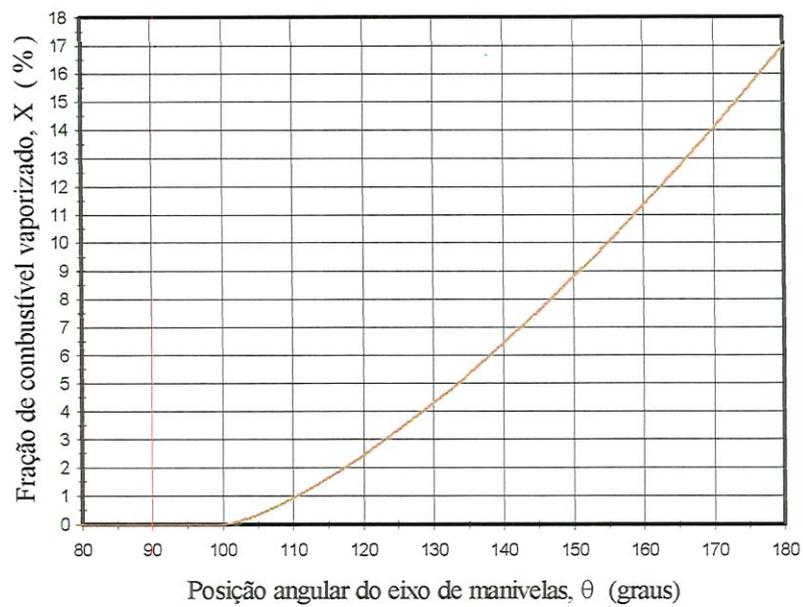


Figura 4.12 - Fração de combustível vaporizado no cilindro determinada a partir de simulação.

4.3.2- Resultados Experimentais

A Fig. 4.13 apresenta as curvas de evolução de pressão no interior do cilindro, obtidas através de medição da pressão dos gases para duas situações distintas: compressão de ar e compressão de ar mais combustível. As duas curvas são representativas da evolução de pressão do ciclo 8, que como foi dito anteriormente, foi tomado como representativo do processo.

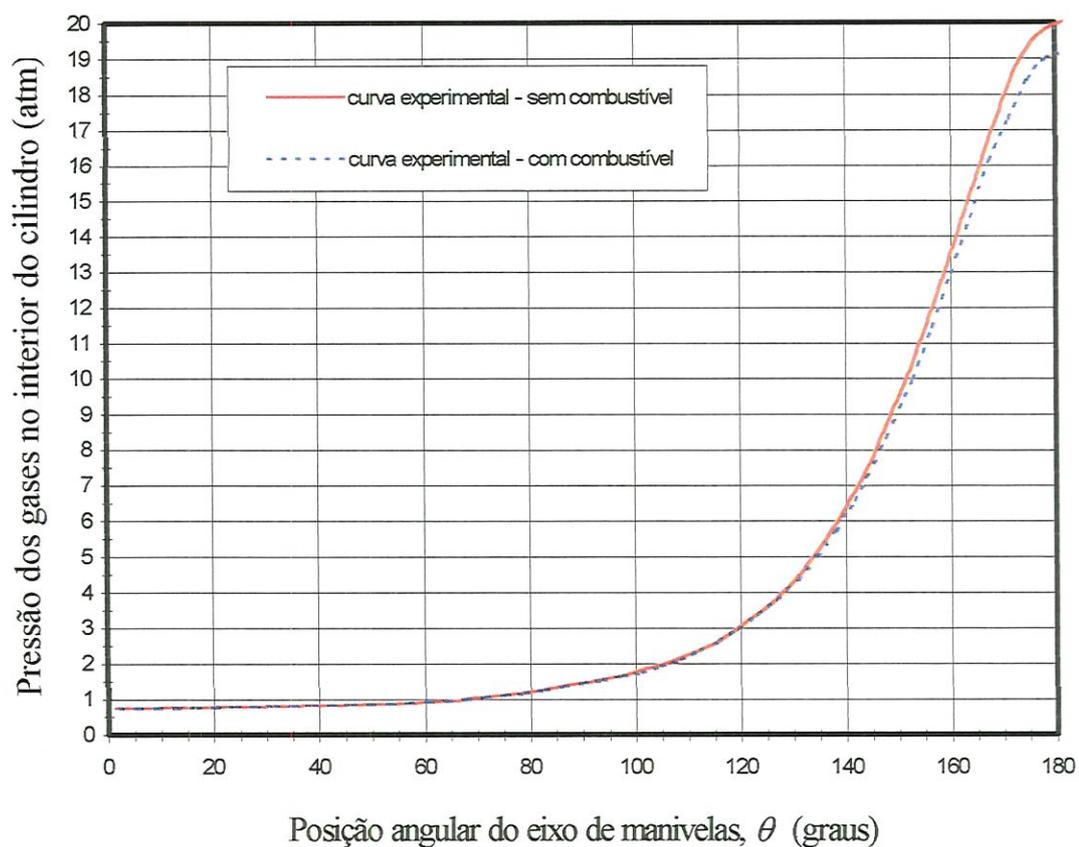


Figura 4.13 - Curvas de evolução de pressão no interior do cilindro, durante partida a frio, obtidas experimentalmente

Nota-se que aproximadamente até 115° do eixo de manivelas, nenhuma variação é observada entre as curvas, porém a partir de 120° verifica-se uma queda de pressão da curva representada pela condição com combustível em relação à outra condição. Essa diferença cresce com o aumento da pressão no interior do cilindro, e representa a diminuição da temperatura dos gases provocada pelo combustível líquido que “rouba” calor dos gases para vaporizar-se.

A partir da equação dos gases perfeitos (Eq. (3.1)), e dos valores de pressão obtidos experimentalmente, pode-se determinar a temperatura dos gases no interior do cilindro para as duas condições de funcionamento (Fig. 4.14). Nesse caso, o valor da massa de ar admitida pelo cilindro é de $3,85 \cdot 10^{-4}$ kg, a qual foi determinada experimentalmente, a partir de medição da vazão de ar admitida pelo motor para a atual condição de funcionamento.

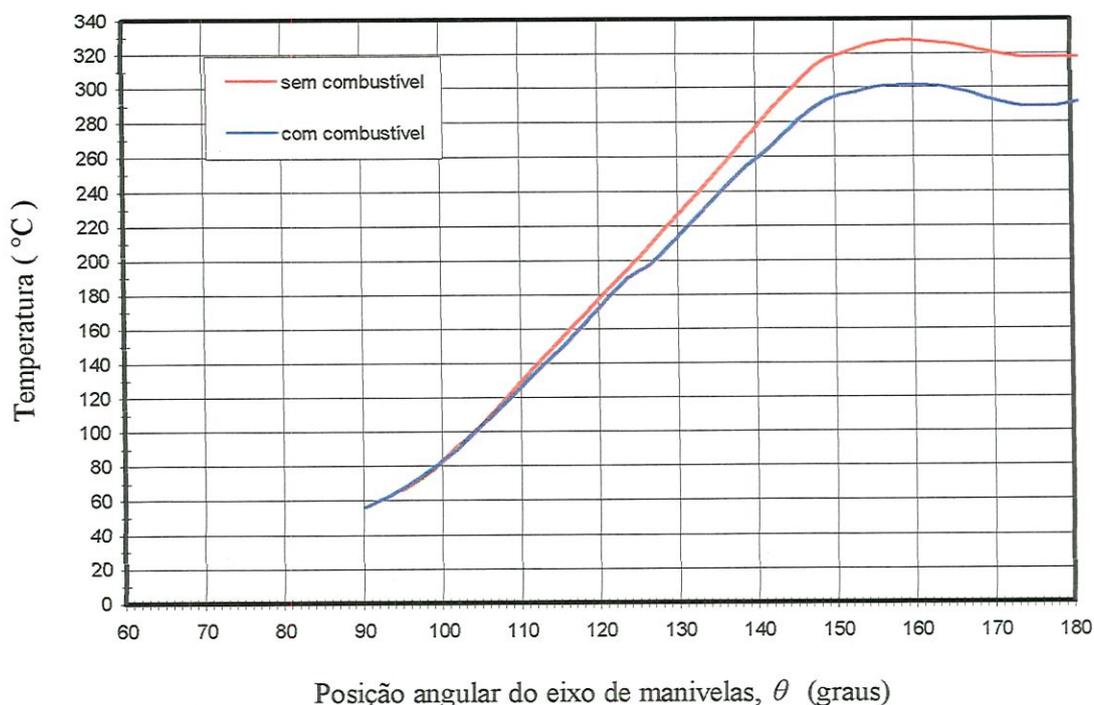


Figura 4.14 - Evolução da temperatura dos gases no interior do cilindro, durante estágio de compressão na partida a frio, obtidas experimentalmente

A diferença de temperatura observada entre as duas condições mostradas na Fig. 4.14 é apresentada na Fig. 4.15, onde notamos que, ao final do estágio de compressão, houve uma queda de temperatura de aproximadamente 30°C entre as duas condições.

Pela análise da Figs. 4.14 e 4.15, nota-se claramente uma região onde há um aumento brusco de ΔT entre as duas condições apresentadas (aproximadamente 12°C). Isso acontece para uma região situada entre 120° e 130° do eixo de manivelas, e representa o instante em que o combustível começa a mudar de fase. Até um ângulo de 120° pode-se verificar que a diferença de temperatura entre as curvas é bastante pequena, chegando a um máximo de 2°C, o que indica que a maior parte do calor cedido para o líquido está sendo utilizado para aquecê-lo.

Analisando-se a Eq. (4.12), pode-se entender melhor porque isso acontece: o termo referente ao aquecimento sensível do combustível ($c_c \cdot (\bar{T}_{sat} - T_i)$) é aproximadamente 3 vezes menor que o termo referente à mudança de fase (L). Por isso, pouco combustível vaporizou-se até 120° do eixo de manivelas (aproximadamente 6% do total vaporizado), enquanto que cerca de 42% de todo o combustível vaporizado foi produzido na região compreendida entre 120° a 130° do eixo de manivelas, ou seja, a maior taxa de vaporização observada em todo o processo.

A partir de um ângulo de 130°, nota-se um aumento mais gradativo da diferença de temperatura e da fração de combustível vaporizado; porém, continua sendo a mudança de fase de combustível o principal termo associado ao aumento de ΔT . De 130° até 180° verifica-se um aumento da diferença de temperatura da ordem de 16°C sendo responsável pela mudança de fase de 52% de todo o combustível vaporizado.

A fração de combustível vaporizado (Fig. 4.16) é determinada a partir da equação desenvolvida neste trabalho (Eq. 4.12), e pelos valores de ΔT , apresentados na Fig. 4.15.

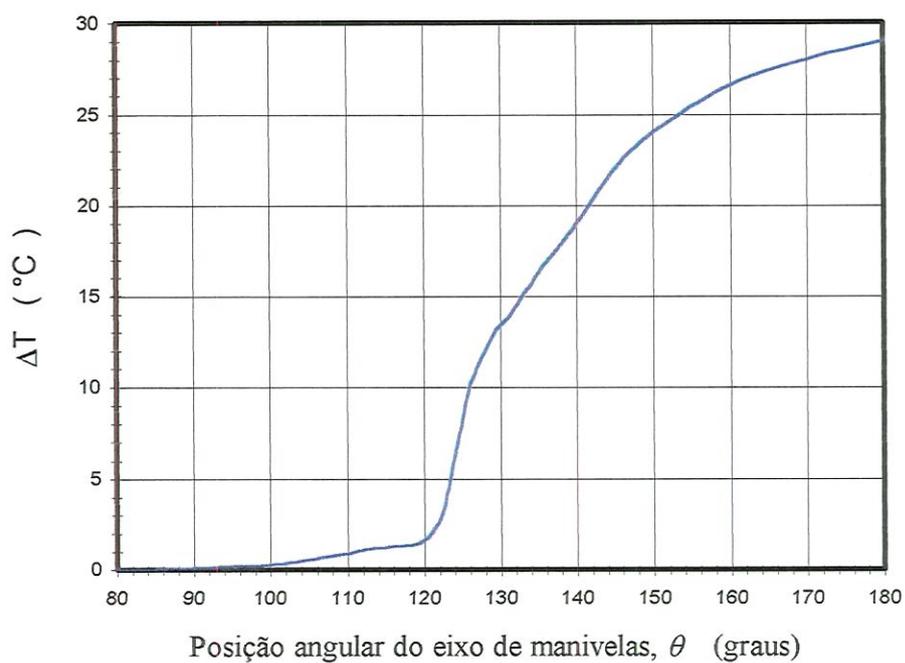


Figura 4.15 - Diferença de temperatura observada entre as duas condições de funcionamento do motor.

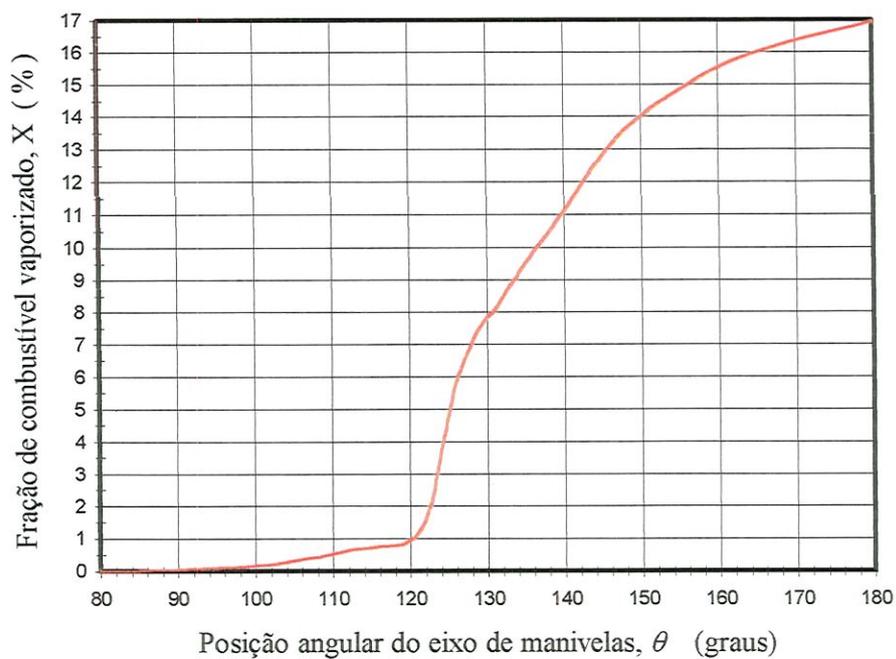


Figura 4.16 - Fração de combustível vaporizado durante estágio de compressão, numa partida a frio.

De todo o combustível líquido fornecido para o cilindro, aproximadamente 17% vaporizou-se até o final do estágio de compressão. Como foi verificado durante a experimentação, esse valor não é suficiente para ignição da mistura (o motor não partia com o afogador aberto). Se for traçada uma curva de razão ar-vapor de combustível em função do ângulo θ (Fig. 4.17), considerando-se também os 3% vaporizados no coletor de admissão, e que foram determinados por medição de temperaturas na tubulação de admissão, verifica-se que a razão ar-vapor de combustível encontrada no ponto morto superior é muito pobre (aproximadamente 35:1) e está fora do limite de inflamabilidade do etanol (de 3,56 até 18:1).

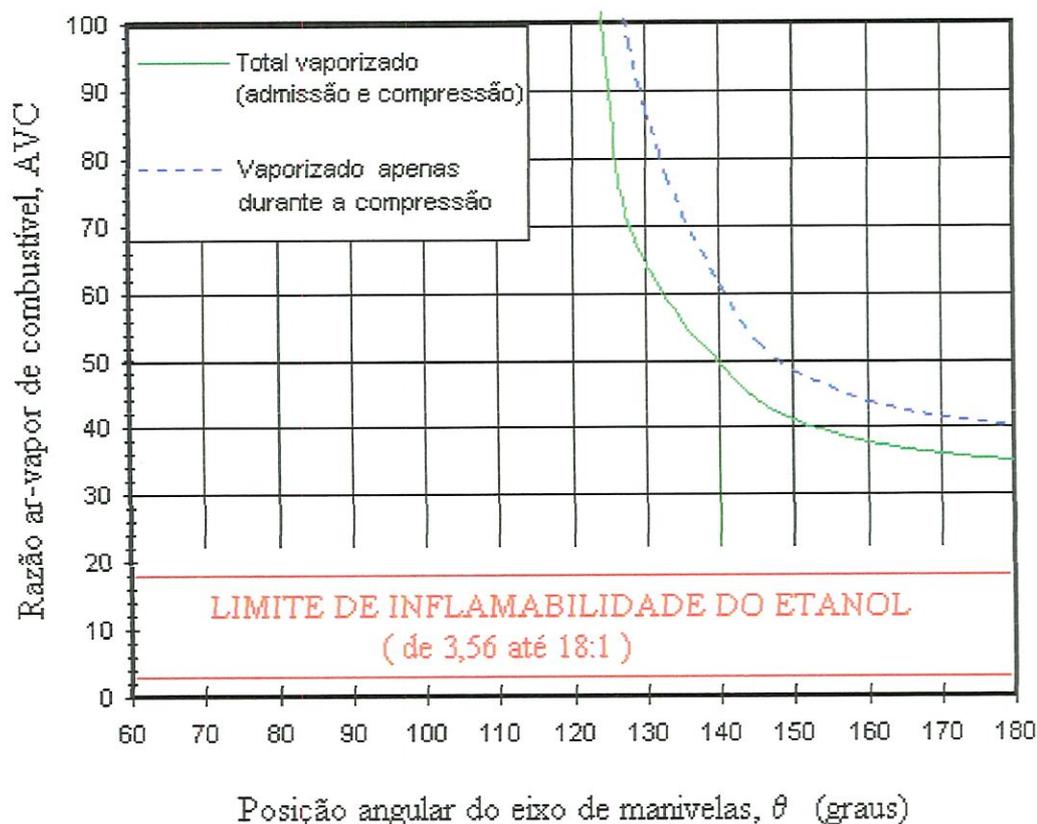


Figura 4.17 - Razão ar-vapor de combustível no interior do cilindro determinada experimentalmente.

Para a temperatura em questão, 15 °C, o motor só partia para um longo período de funcionamento do motor de arranque (mais de 30s), e com a borboleta do afogador totalmente fechada (as medições foram realizadas com a borboleta do afogador totalmente aberta e a borboleta de aceleração travada numa condição similar a que se encontraria com o afogador fechado).

A partir da Fig. 4.17 pode-se entender melhor porque o motor não partiu: a curva AVC não cruza a faixa indicada pelo limite de inflamabilidade do etanol; logo, não há formação de vapor de combustível suficiente para ignição da mistura e combustão satisfatória.

4.3.3- Comparação dos Resultados

A Fig. 4.18 apresenta as curvas de evolução da pressão dos gases no interior do cilindro, a simulada e a experimentada. Como pode-se notar, existe um desvio entre elas, porém não atinge valores superiores a 12%. Esse valor é um indicador da validade das considerações feitas quanto aos coeficientes de transferência de calor por convecção dos gases e do líquido refrigerante, além da vazão de gases para fora do cilindro durante o estágio de compressão (“blowby”).

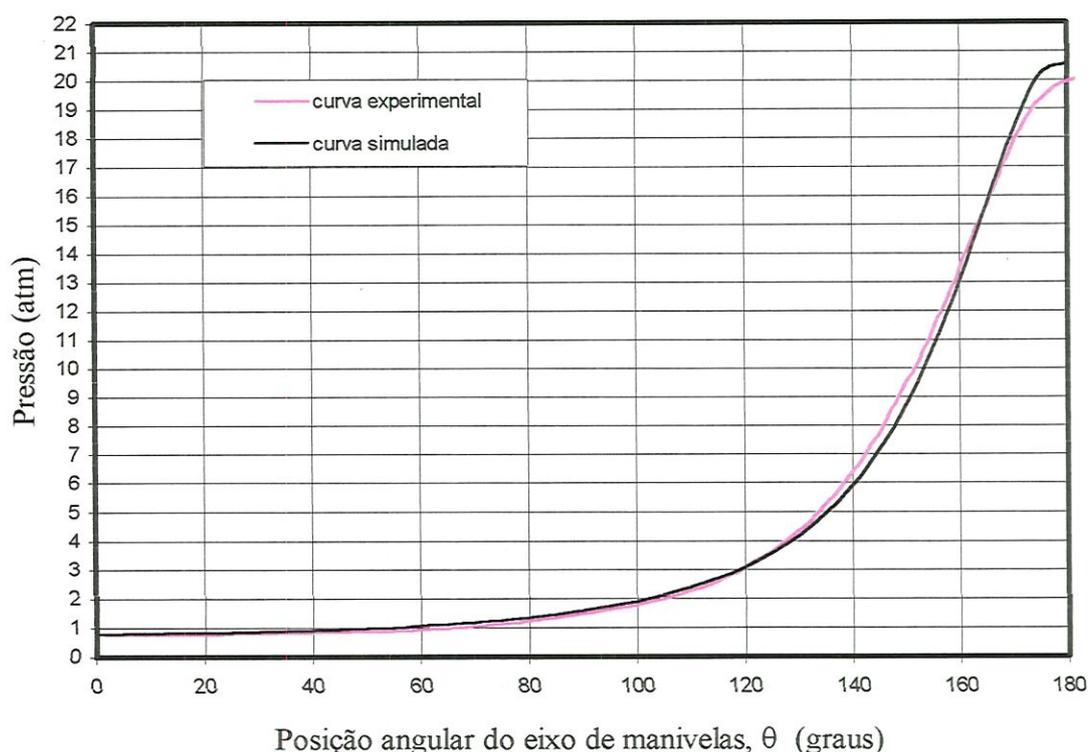


Figura 4.18 - Comparação de resultados simulados e experimentados para evolução de pressão num cilindro trabalhando apenas com ar.

Na fig. 4.18, os maiores desvios observados acontecem para um ângulo de até 160° do eixo de manivelas. Desde 0° até 120° , o desvio fica na faixa de 5% a 10%. O máximo desvio verificado, durante todo o estágio de compressão (12%), acontece para um ângulo de aproximadamente 150° . Ao final do estágio de compressão essa diferença cai para aproximadamente 5%.

Comparando-se as curvas de evolução de temperatura no interior do cilindro (Fig. 4.19), para a situação sem combustível, verifica-se que a diferença máxima entre as curvas é da ordem de 35%. Este valor é maior que o observado no caso de curvas de pressão (Fig. 4.18), pelo simples fato do valor de massa utilizado nos cálculos não refletir exatamente a quantidade admitida pelo cilindro (o valor utilizado foi uma média dos valores medidos experimentalmente). Além disso, durante

o cálculo da temperatura para a situação experimental, não considerou-se a perda de massa gasosa pelos anéis do cilindro (“blowby”).

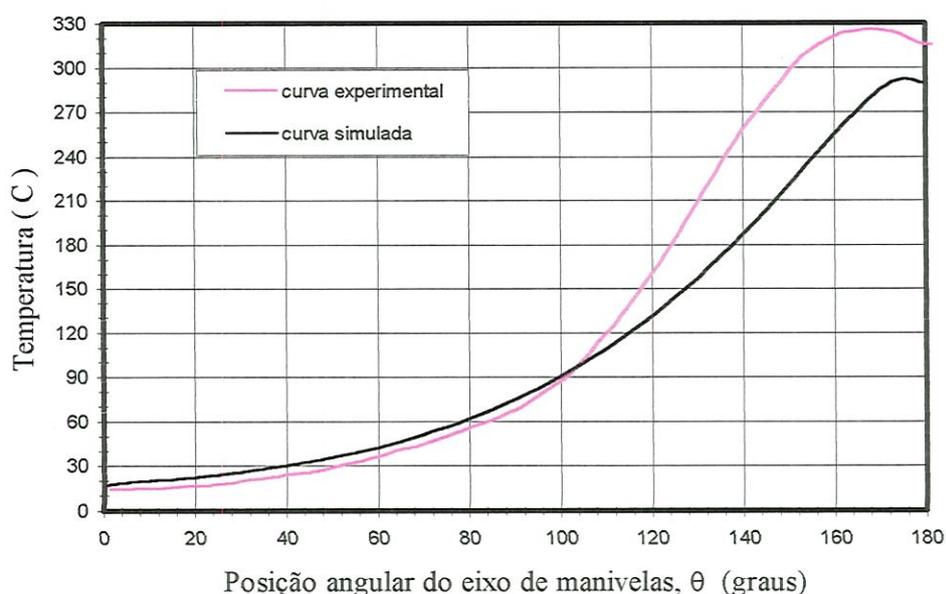


Figura 4.19 - Comparação entre curva simulada e obtida experimentalmente, de evolução de temperatura para situação sem combustível.

No caso da situação com combustível, a faixa de desvios notada foi similar à verificada para a situação sem combustível (desvio máximo da ordem de 35%). A queda de temperatura prevista e a verificada entre as condições sem e com combustível (Fig. 4.20) foram bastante próximas, com resultado final idêntico. Isso indica que a equação de taxa de vaporização da gota de combustível, determinada a partir dos estudos de LIU et al. (1984), foi adequada para a análise do processo de vaporização do combustível líquido como um todo. O mesmo se verifica no caso da fração de combustível vaporizado (Fig. 4.21).

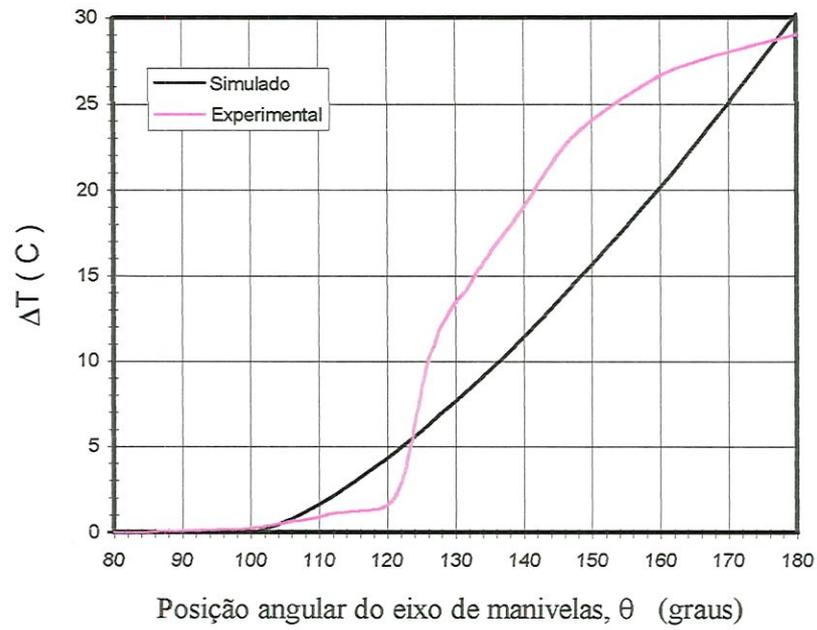


Figura 4.20 - Comparação das diferenças de temperatura observada teoricamente e experimentalmente.

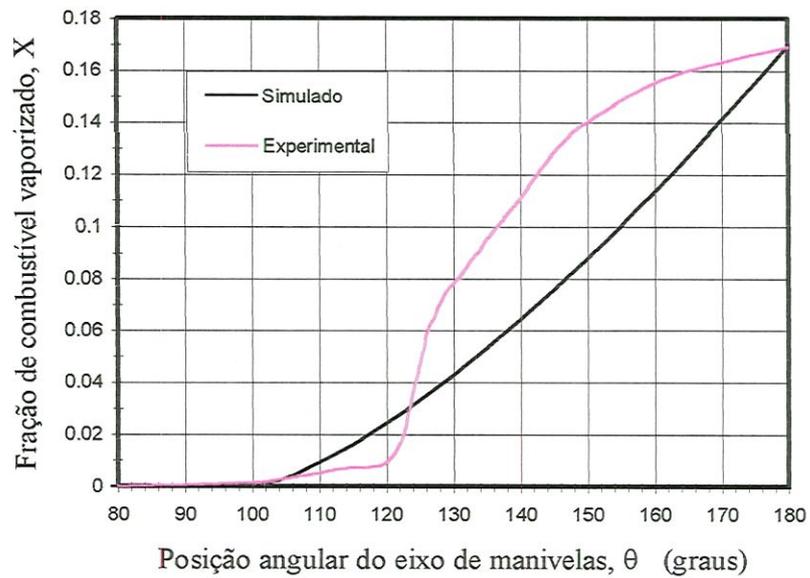


Figura 4.21 - Comparação entre a fração de combustível vaporizado prevista e a verificada experimentalmente.

Tanto na Fig. 4.20 como na Fig. 4.21 verifica-se que há um aumento brusco em ΔT e em X para a curva experimentada. Isso acontece para uma posição situada entre 120° e 130° do eixo de manivelas. Como foi explicado anteriormente, essa região é representada pela repentina mudança de fase de uma relativamente grande quantidade de combustível (aproximadamente 42% de todo o combustível vaporizado sofreu mudança de fase nessa região). Esse comportamento não é previsto pelo modelo teórico de LIU et al. (1984), já que admite que a taxa de vaporização da gota de combustível possui um comportamento quase constante.

5- PROPOSTA DE BANCADA EXPERIMENTAL PARA TESTES A BAIXAS TEMPERATURAS

Os testes de partida a frio sob baixas temperaturas deverá ser conduzido em uma câmara climatizada, com dimensionamento térmico apresentado no *Apêndice I*. Essa câmara possibilitará a realização de testes com um motor 4 tempos de deslocamento volumétrico total máximo de 2,5 litros, sob temperaturas de até -10°C , utilizando-se para isso uma potência de refrigeração de 9000 Btu/h (9286kJ/h). A câmara deverá manter no seu interior, além do motor e motor de arranque, o reservatório de combustível, a fim de manter em equilíbrio térmico todas as partes envolvidas. A sala deverá possuir uma porta que possibilite a entrada de pessoas e equipamentos; além de uma saída para o escapamento do motor, que conduzirá os gases quentes para fora da sala, e uma entrada de ar para manter a pressão no interior da câmara constante.

O motor utilizado deverá possuir 4 cilindros e ser movido a etanol, podendo ser carburado ou, então, possuir sistema de injeção. O reservatório de combustível será um tanque comum de automóvel, interligado a um carburador através de um reservatório graduado, e a partida será realizada por meio de um motor de arranque de 10kW capaz de fornecer, através de reduções, a rotação necessária ao motor, durante cada seção de testes (Fig. 5.1). No caso de injeção indireta, o reservatório graduado será interligado aos bicos injetores através de uma bomba de combustível (Fig. 5.2).

A determinação da fração de combustível vaporizado instantaneamente, no interior do cilindro, depende da solução da Eq. (4.12); porém, neste caso, torna-se

necessário o conhecimento da queda de temperatura entre a condição de mistura formada apenas por ar e condição de mistura formada por ar e combustível para uma mesma posição angular do eixo de manivelas, além do conhecimento da quantidade de ar e combustível admitidos pelo cilindro. As seguintes medições tornam-se necessárias:

- *Medição de Pressão:* Medições de pressão no interior do cilindro são fundamentais para a determinação da temperatura da mistura durante o estágio de compressão. As medições deverão ser realizadas através da substituição da vela de ignição por um transdutor piezelétrico, pelo qual será levantada a curva de evolução de pressão no cilindro, em função de θ , para as condições de mistura formada apenas por ar e formada por ar mais combustível;
- *Medição de Vazão:* Deverão ser medidos a quantidade de ar admitido e a quantidade de combustível consumido a cada seção de testes. Para isso deve-se utilizar um rotâmetro ou um bocal tipo Venturi para a medição de vazão de ar admitido e um reservatório graduado, tipo bureta, para medição do consumo de combustível;
- *Medição de Temperatura:* Este tipo de medição deverá ser realizado tanto para controlar a temperatura na câmara de testes e o tempo de resfriamento do motor, como para determinar a quantidade de combustível vaporizado durante a admissão. Para isso torna-se necessário a utilização de termopares nas seguintes posições:
 - ◊ Motor : 2 pontos no bloco do motor, na altura dos cilindros, 2 pontos nas paredes externas do cárter, uma tomada de temperatura do óleo do motor e uma na saída dos gases de escape, após a válvula de exaustão;
 - ◊ Tubulação de admissão : 1 ponto na entrada da tubulação e 1 ponto antes da válvula de admissão;

- ◊ Sala : 1 ponto em frente ao trocador de calor, outro nas proximidades do motor , 1 ponto afastado do motor e outro na admissão da sala;
- ◊ Reservatório de Combustível : 1 ponto para controle da temperatura do combustível;
- ◊ Motor de Arranque : 1 ponto para tomada de temperatura na carcaça .

Como a exaustão dos gases do cilindro será feita para fora da sala refrigerada, ar será admitido pela sala durante a realização dos testes, devido à diminuição de sua pressão interna. Esse possuirá temperatura superior ao ar contido no interior da câmara; porém a carga térmica induzida durante cada seção será tão pequena que sua influência será praticamente desprezível (vide *Apêndice I*). A admissão do motor deverá se localizar no interior da câmara, como visto nas Figs. 5.1 e 5.2, a fim de minimizar a diferença de temperatura do ar admitido pelo motor com a temperatura inicial da sala.

O radiador deverá ser alojado fora da câmara, a fim de diminuir a liberação de calor dentro da sala. Apesar dos testes de partida sem ignição não provocarem um aumento significativo da temperatura do líquido refrigerante, os testes com ignição, para verificação do sucesso ou falha da partida, poderiam liberar uma quantidade de energia considerável dentro da câmara, caso o radiador fosse instalado no seu interior.

Deve-se notar que, apesar da bancada estar voltada para testes com etanol, pode ser facilmente adaptada para outros tipos de combustíveis. Nesse caso o procedimento utilizado será o mesmo, e as únicas modificações feitas serão a substituição ou adaptação do motor para o novo combustível, e as próprias características do combustível que será utilizado.

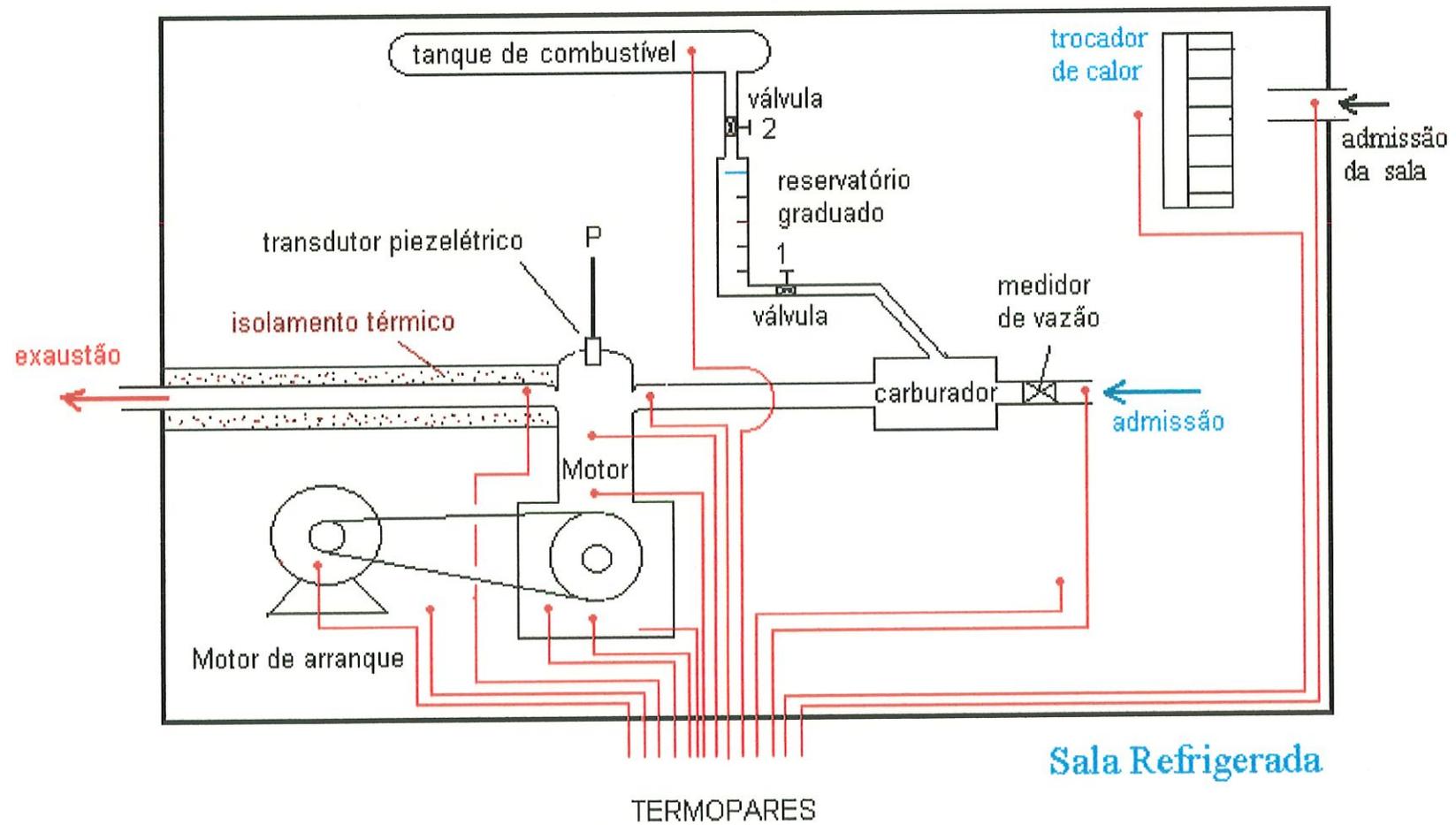


Figura 5.1 - Esquema representativo da bancada de testes proposta para determinação da fração de combustível vaporizado em um motor com carburador.

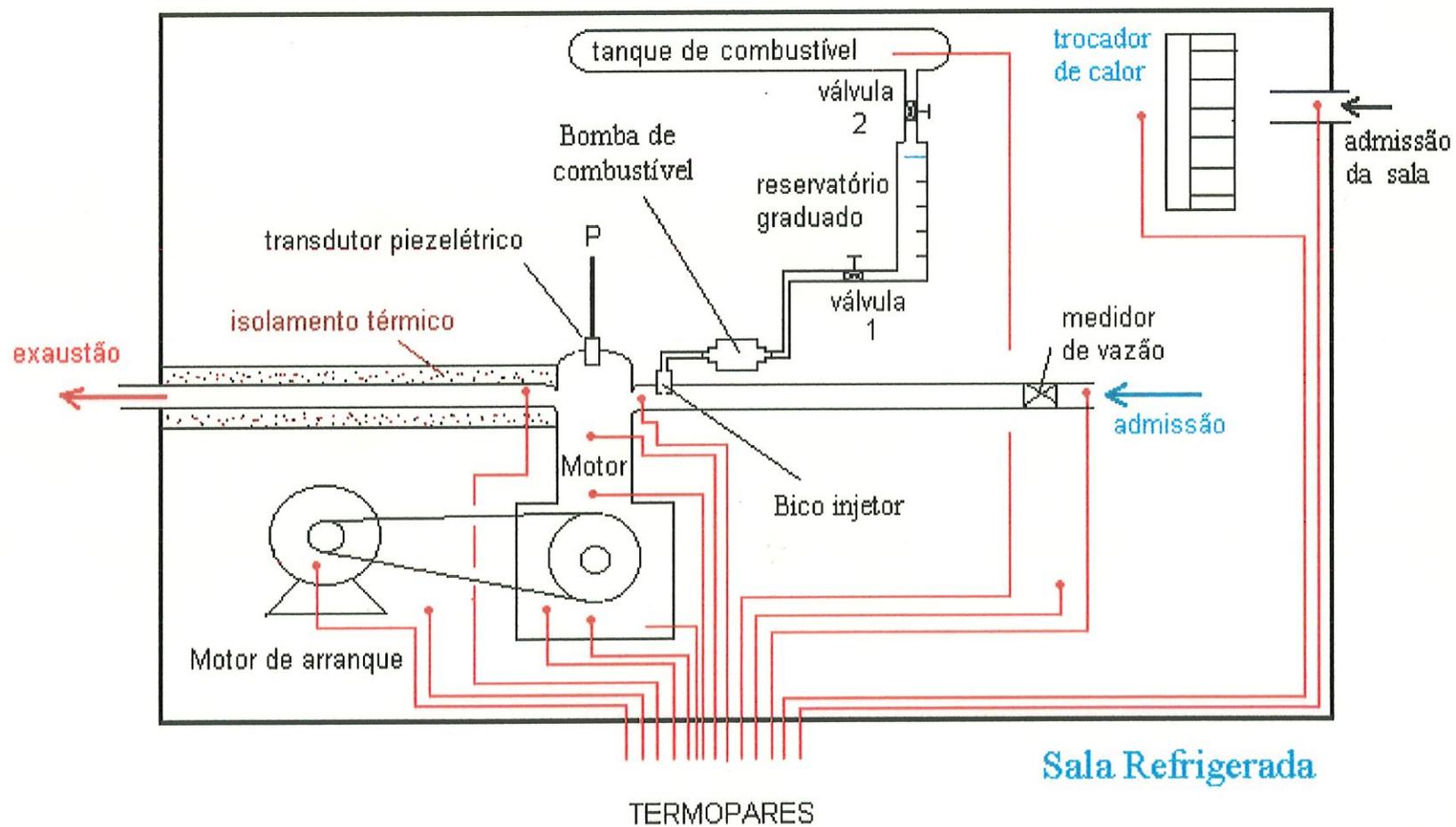


Figura 5.2 - Esquema representativo da bancada de testes, proposta para determinação da fração de combustível vaporizado em um motor com injeção.

6- CONCLUSÕES

Devido à insuficiente produção de vapores de combustível desde a admissão até o instante da liberação da centelha, problemas de partida e mau funcionamento do motor são comuns para aqueles movidos a etanol.

Essa baixa produção de vapores está relacionada às características físicas desse combustível, e as que mais influenciam o processo são:

- O etanol possui um alto calor latente de vaporização (aproximadamente 2,5 vezes maior que o da gasolina);
- O etanol é uma substância pura, ao contrário da gasolina, que é formada por diversos hidrocarbonetos com diferentes volatilidades.

Esses fatores implicam em uma baixa vaporização do combustível, principalmente durante a partida a frio onde o fornecimento de calor para o combustível é pequeno ou até mesmo nulo. Isso acontece mesmo quando há uma ótima atomização do combustível, provocada tanto pelo sistema de carburação quanto pelo sistema de injeção.

Os resultados práticos provaram essas conclusões; verificou-se que, para uma temperatura ambiente de 15 °C, a razão ar-vapor de combustível encontrada no interior do cilindro, ao final do estágio de compressão, foi de 35:1, valor este aproximadamente 2 vezes mais pobre que o limite superior de inflamabilidade do etanol. Para essa situação, verificou-se que era impossível dar a partida no motor experimentado caso não fosse utilizado nenhum dispositivo auxiliar (injetar

combustível em excesso, fechar a borboleta do afogador e até mesmo injetar combustível secundário).

Esse resultado, além dos resultados obtidos com a simulação do processo, indicaram que a equação para determinação da fração vaporizada aqui desenvolvida prevê muito bem o comportamento do combustível em relação ao processo de vaporização (desde que o combustível em questão seja uma substância pura). Além disso, o método proposto para a análise da porcentagem vaporizada é bastante prático, visto que baseia-se no uso de um transdutor piezométrico, e este, pode ser alojado na sede da vela de ignição, sem a necessidade de outras modificações no motor. Tudo isso indica que o método é uma ferramenta poderosa para análise do título do combustível em cada cilindro, fornecendo resultados da fração de combustível vaporizado instantaneamente em todo o cilindro, durante todo o estágio de compressão.

Apesar da equação aqui desenvolvida ter sido utilizada para análise da mistura em um motor carburado, pode ser utilizada normalmente para motores com injeção direta ou indireta, desde que seja levada em conta a vaporização de combustível durante a expansão isoentálpica que acontece no bico injetor.

Um importante fato verificado durante as experimentações foi o da vaporização de etanol no coletor de admissão durante a partida a frio, embora não tenha sido um processo de grande importância, visto que, ao contrário das expectativas, apenas 3% do combustível admitido foi vaporizado nessas condições. Conclui-se que, para temperaturas da ordem de 0 °C, esse valor seja ainda menor, podendo até ser desprezado. O mesmo não pode ser concluído para outras condições de trabalho do motor, onde se verificou uma queda de temperatura acentuada na tubulação de admissão.

A simulação do processo indicou que pode-se prever o aumento de pressão no inteiro do cilindro com bastante precisão (os desvios máximos foram da ordem de 12%); isso indica que as considerações realizadas quanto aos coeficientes de transferência de calor por convecção, tanto como a vazão mássica de gases para fora do cilindro ("blowby"), foram bastante adequadas, e representam muito bem o

comportamento do motor em questão, para a situação de funcionamento experimentada.

Resumidamente, conclui-se que:

- (1) - O alto calor latente de vaporização do etanol é o principal fator relacionado ao problema de partida a frio;
- (2) - A equação de fração de combustível vaporizado prevê muito bem o comportamento do combustível com relação ao processo de vaporização;
- (3) - O método para determinação da fração de combustível vaporizado é bastante prático;
- (4) - A simulação do processo de compressão representou muito bem os valores experimentados;
- (5) - A taxa de vaporização de etanol na tubulação de admissão, durante uma partida a frio, é muito pequena, podendo até ser desprezada para temperaturas da ordem de 0 °C.

7- SUGESTÕES PARA NOVAS PESQUISAS

Como sugestões para futuras pesquisas, destacamos alguns assuntos que despertaram grande interesse e curiosidade durante a evolução do trabalho aqui apresentado e que poderiam ser abordados com maior profundidade. Entre os principais, destaca-se:

- (1) - Construção da câmara climatizada para análise da fração de combustível vaporizado para diferentes temperaturas ambientes;
- (2) - Adaptação da equação de fração de combustível vaporizado para combustíveis que não sejam substâncias puras;
- (3) - Análise dos gases de escape, durante a partida a frio sem ignição, e comparação com os resultados obtidos pelo uso da equação aqui desenvolvida;
- (4) - Desenvolvimento de métodos para implementação da partida a frio;
- (5) - Utilização da equação da fração de combustível vaporizado em motores carburados, com injeção direta e com injeção indireta, seguida de comparação dos resultados de partida obtidos para uma mesma condição de funcionamento;
- (6) - Análise da influência da umidade ambiente no desempenho de motores movidos a etanol ou metanol;
- (7) - Utilização do modelo de compressão de ar no interior do cilindro para simular o processo em diferentes motores, comparando-se os resultados teóricos e experimentais com o objetivo de verificar se as considerações feitas são válidas para outros motores.

Além disso, existe uma série de outros trabalhos que poderiam ser desenvolvidos, principalmente na área de emissões, relacionando-se a quantidade de vapor produzido até o momento da liberação da centelha, com a análise dos gases emitidos pelo escapamento.

ANEXO - Características de alguns combustíveis líquidos

Combustível	Fórmula Química	Peso Molecular (g/mol)	ρ (kg/m ³)	AC esteq.	Temperatura de ebulição (°C)	Calor Latente de Vaporização (kJ/kg)	Calor de Combustão (kJ/kg)	Calor Específico (kJ/kg °C)	Pressão de Vapor a 310K (atm)
METANOL	CH ₃ OH	32,04	792	6,46	66	1118	21100	2,6 (-4° < T < 20°C)	0,31
ETANOL	C ₂ H ₅ OH	46,06	785	8,99	78	900	27710	2,64 (30° < T < 80°C)	0,153
BUTANOL	C ₄ H ₉ OH	74,1	805	11,18	117	578	33000	----	0,022
HEPTANO	C ₇ H ₁₆	100,2	684	15,2	98	318	44440	2,4 (0° < T < 60°C)	0,11
OCTANO	C ₈ H ₁₈	114,22	692	15,1	125	297	47900	2,32 (-50° < T < 25°C)	0,036
GASOLINA	~C ₈ H ₁₇	~113,2	720 - 780	15,11	30 a 225	400	44000	2,35	0,62 - 0,90
DIESEL	----	----	820	14,6	190 a 280	600	43000	----	0,0034

Fontes : REID & SMITH (1951); PERRY & GREEN (1984); GUTHEIL (1985); XIAOFU (1988) e POPURI & BATA (1993).

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Bibliografia Citada

ARAÚJO, C. (1982). *Transmissão de calor*. 2ª ed., Rio de Janeiro, LTC.

ÁVILA, M.T.; SANTOS, A.M. (1993). Uso do Etanol Pré-Vaporizado em Motores de Ignição por Centelha. *Society of Automotive Engineers*, São Paulo, SAE paper n. 931631.

BARDON, M.F. et al. (1985). Installation and Testing of Methanol Vehicle Engine to Examine Cold Starting Phenomena. *Mechanical Engineering Report* n. 850301, Royal Military College of Canada, Kingston, Ontario K7K 5L0.

BLACK, F. (1991). An Overview of the Technical Implications of Methanol and Ethanol as Highway Motor Vehicle Fuels. *Society of Automotive Engineers*, Warrendale, SAE paper n. 912413.

BLAIR, D.M. (1988). Effects of Cranking Speed and Finely Atomized Fuel Delivery on Minimum Cold Starting Temperature of a Methanol-Fuelled (M100) Vehicle. *U.S. Environmental Agency*, Technical Report EPA/AA/CTAB-88-04, May.

CHIN, S.J.; DURRETT, R.; LEFEBVRE, A.H. (1984). The Interdependence of Spray Characteristics and Evaporation History of Fuel Sprays. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power - Transactions of ASME*, v.108, p. 639-644, Jul.

COSTA, E.C. (1976). *Física industrial: refrigeração*. Porto Alegre, PUC, EMMA.

DANIS, M.L.; NAMER, I.; CERNANSKY, N.P. (1988). Droplet Size Equivalence Ratio Effects on Spark Ignition of Monodisperse n-Heptane and Methanol Sprays. *Combustion and Flame*, v.74, p.285-294.

- FERGUSON, C.R. (1986). *Internal Combustion Engines: Applied Thermosciences*. New York, John Wiley.
- FREEMAN, R.V.; GOETZ, W.A. (1985). Performance Evaluation and Emissions of Neat Methanol Fuelled Vehicles-Phase 1B. Final Report n° 4379 ES/CAFV/84-28 Submitted to *Transport Canada Vehicle Systems*, Road Safety, Ottawa, Ontario K1A ON5.
- GARDINER, D.P.; BARDON, M.F. (1986). The Effect of Cranking Speed on Cold Starting Performance with Methanol Fuels. *Proc. Of the VII International Symposium on Alcohol Fuels*, p. 191-195.
- GARDINER, D.P. et al. (1990). Review of the Cold Starting Performance of Methanol and High Methanol Blends in Spark Ignition Engines: Neat Methanol. *Society of Automotive Engineers*, Warrendale, SAE paper n. 902154.
- GUTHEIL, E. (1985). Numerical Analysis of the Autoignition of Methanol, Ethanol, n-Heptane and n-Octane Sprays with Detailed Chemistry. *Combustion Science and Technology*, v.105, p.265-278.
- HIRANO, M. et al. (1981). Burning Velocities of Methanol-Air-Water Gaseous Mixtures. *Combustion and Flame*, v.40, p.341-343, Mar.
- JUNGE, D.J. (1994). Cold Start Automotive Research Efforts at the University of Alaska Anchorage. *Society of Automotive Engineers*, Warrendale, SAE paper n. 940083.
- KOZOLE, K.H. ; WALLACE, J.S. (1988). The Use of Dimethyl Ether as a Starting Aid for Methanol-Fuelled S.I. Engines at Low Temperatures. *Society of Automotive Engineers*, Warrendale, SAE paper n.881677.
- LAW, C.K.; XIONG, T.Y.; WANG, C.H. (1987). Alcohol droplet vaporization in humid air. *Int. J. Heat Mass Transfer*, v.30, n.7. p.1435-1443.
- LICHTY, L.C. (1967). *Combustion Engine Processes*. New York, MacGraw-Hill.
- LIU, X.Q.; WANG, C.H.; LAW, C.K. (1984). Simulation of Fuel Droplet Gasification in SI Engines. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power - Transactions of ASME*, v.106, p.849-853, Oct.
- McARDLE et al. (1985). *Fisiologia do Exercício - Energia, Nutrição e Desempenho Humano*. Rio de Janeiro, Guanabara.

- NAKAJIMA, Y. et al. (1978). The influence of Fuel Characteristics on Vaporization in S.I. Engine Cylinder During Cranking at Low Temperature. *Society of Automotive Engineers*, Warrendale, SAE paper n.780612.
- NAPOLEÃO, M. A. (1995) . Gramática Metódica da Língua Portuguesa. 40ª ed., Saraiva, São Paulo.
- NICHOLS, R. J. ; WINELAND, R.J. (1982). Tecnicas for Cold-Start of Alcohol-Powered Vehicles. *Proc. Fifth International Alcohol Fuel Technology Symposium*, v.II, p.118-123.
- OBERT, F.E. (1968). *Internal Combustion Engines*. 3ªed., Pensylvania, International Textbook.
- PEFLEY, R.K. ; BROWNING, L.H. (1986). Research and development of Alcohol Fuel Usage in Spark-Ignited Engines. *U.S. Department of Energy*, Report number DOE/CE/50036-H1.
- PENIDO FILHO, P. (1983). Os motores à combustão interna - Volumes 1 e 2. Belo Horizonte, Lemi.
- PERRY, R.H. ; GREEN, D.W. (1984). *Perry's Chemical Engineers Handbook*, ed. 6, New York, McGraw-Hill.
- PIKE, M.S.; GUGLIEMELLO, T.J.; HODGSON, J.W. (1993). Development of a Cold-Start Device for Methanol-Fuelled Engines. *Society of Automotive Engineers*, Warrendale, SAE paper n.932772.
- POPURI, S.S.S. ; BATA, M.R. (1993). A Performance Study of Iso-Butanol-Metanol and Ethanol-Gasoline Blends Using a Single Cylinder Engine. *Society of Automotive Engineers*, Warrendale, SAE paper n.932953.
- RAO, V.K.; BARDON, M.F. (1987). Computer Simulation of the Spark Ignition Engine. *Mechanical Engineering Report*, n. 87050, Royal Military College of Canada, Kingston, Ontario.
- REID, R.C.; SMITH, J.M. (1951). Thermodynamics properties of ethil alcohol. *Chemical Engineering Progress*, v.43, n.8, Aug.
- SANTOS, A.M. (1985). Partida a frio de motores a álcool etílico com auxílio do afogador. *Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica*, 8. São José dos Campos, 1985. Anais. São José dos Campos : ABCM.

- SETHURAMAN, R. et al. (1994). Submerged Electric Arc Decomposition of Methanol for Cold-Starting Methanol-Fueled Engines. *Journal of Energy Resources and Technology* - Transactions of ASME, v.116, p.155-160, Jun.
- SHAYLER, P.J.; MA, T.H. (1992). The variation of in-cylinder mixture ratios during engine cranking at low ambient temperatures. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, v.206, n.D1.
- TAYLOR, F.C. (1976). *Análise de Motores de Combustão Interna*. v.2, São Paulo, Edgar Blücher.
- TAYLOR, F.C. (1977). *The Internal Combustion Engine in Theory and Practice*. v.1, 2.ed., Massachusetts, MIT.
- VAN WILLEN, G.J.; SONNTAG, R.E. (1976). *Fundamentos da termodinâmica clássica*. 2.ed., São Paulo, Edgard Blücher.
- WILLIAMS, B.; OBEL, M. (1987). Air Quality Concerns Buoy Hopes for U.S. Makers of Alcohol Fuels. *Oil & Gas Journal*, v.85, p.13-16, Feb.
- XIAOFU, C. (1988). The State of the Art of Research into Methanol Fuels for Automotive Engines in China. *Int. J. of Vehicle Design*, v.9, n.6, p.632-640.
- ZAHDEH, A.R.; HENEIN, N.A.; BRYZIK, W. (1991). Diesel Engine Cold Starting: P-C Based Comprehensive Heat Release Model: Part I - Single Cycle Analysis. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* - Transactions of ASME, v.113, p. 464-473, Jul.

Bibliografia Consultada mas não Citada

- AYUSAWA, T. et al. (1978). Relationship between Local Air-Fuel Ratio and Combustion Character in Spark Ignition Engines. *Society of Automotive Engineers*, Warrendale, SAE paper n. 780147.
- AZPIAZU, M.N.; BUSTAMANTE, C.; MORQUILLAS, J.M. (1990). Effect Of Air Preheating On Automotive Emissions. *Water, Air and Soil Pollution*, v. 51, p. 231-237, Jun.
- BLACK, W. Z.; HARTLEY, J.G. (1991). *Thermodynamics*. 2.ed., New York, Harper Collins.
- BOND, W. D. (1972). Quick-Heat Intake Manifolds for Reducing Cold Engine Emissions. *Society of Automotive Engineers*, Warrendale, SAE paper n. 720935.
- CELERE, S. W. (1981). *Desempenho de Motores de Ignição por Centelha com Álcool Etílico Pré-evaporado*. São Carlos. Tese (Doutorado). Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.
- CHIGIER, N. (1981). *Energy, Combustion and Environment*. New York, McGraw-Hill.
- CORSINI, R. (1985). Sistemas de Alimentação de Motores de Combustão Interna por Vaporização Independente de Álcool Hidratado. 2º. *Simpósio em Engenharia Automotiva*. Brasília.
- DAWE, J.R. et al. (1994). Plasma jet ignition of methanol at sub-zero temperatures. *Proceedings of Institution of Mechanical Engineers*. part D : Journal of Automobile Engineering, v.208, p.153-159.
- GABRIEL, A. (1992). Study on the Possibility of Facilitating Internal Combustion Engine Starting at Very Low Temperatures. *Society of Automotive Engineers*, Warrendale, SAE paper n.920038.

- GARDINER, D.P.; CAIRD, S.G.; BARDON, M.F. (1987). Spark Ignition Engine whith Methanol-Based Fuel Blends. *Society of Automotive Engineers*, Warrendale, SAE paper n.872067.
- GARDINER, D.P. et al. (1992). Improving the Operation of Gasoline and Methanol Fuelled Spark Ignition Engines Under Canadian Winter Conditions. *Society of Automotive Engineers*, Warrendale, SAE paper n.920011.
- GOERING, C.E; SCHRADER, G.W. (1988). Effects of Ethanol Proof on Engine Performance. *American Society of Agricultural Engineers*. v.31, n.4, p.1059-1061, Jul-Aug.
- HILDEBRAND Jr., L. (1998). *Análise do desempenho de um motor do ciclo Otto com injeção direta de álcool etílico pré-aquecido*. São Carlos. 150p. Tese (Doutorado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.
- JÓVAI, M.S. (1982). *Motores de Automóvil*. Moscú, Mir.
- JUDGE, A.W. (1965). *Modern Petrol Engines*. London, Chapman & Hall.
- KARIM, G.A.; WIERZBA, I.; SORIANO, B. (1986). The Limits of Flame Propagation Whithin Homogeneous Stream of Fuel and Air. *Journal of Energy Resources Technology*, v.108, p.183-187, Jun.
- KING, L.J.; PRAKASH, C.B. (1992). Fiel Trials of Ethanol in Transit Buses. *Society of Automotive Engineers*, Warrendale, SAE paper n. 922272.
- KIRWAN, J.E.; BRINKMAN, N.D. (1991). Fuel Methanol Composition Effects on Cold Starting. *Society of Automotive Engineers*, Warrendale, SAE paper n.912416.
- KUO, K.K. (1986). *Principles of Combustion*. New York, Jonh Wiley.
- LICHTY, L.C. (1939). *Internal Combustion Engines*. 5^aed., New York, MacGraw-Hill.
- MORRISON, E.R.; EBERSOLE, G.D.; ELDER, H.J. Laboratory Expressions for Motor Fuel Volatility and Their Significance in Terms of Performance. *Society of Automotive Engineers*, Warrendale, SAE paper n.65859.
- NYLUND, N. et al. (1992). Measurement of Regulated and Unregulated Emissions at Low Ambient Temperature. *Society of Automotive Engineers*, Warrendale, SAE paper n. 920004.

- ÖZISIK, M.N. (1990). *Transferência de Calor: Um Texto Básico*. Rio de Janeiro, Guanabara.
- POUNDER, C.C. (1955). *Diesel Engine Principles and Practice*. London, Newnes.
- QUADER, A.A. (1992). Single-Cylinder Engine Facility to Study Cold Starting - Results with Propane and Gasoline. *Society of Automotive Engineers*, Warrendale, SAE paper n.920001.
- QUISSEK, F. et al. (1992). Cold Start Performance Comparison of Alcohol Fueled Engines with in-Cylinder and Port Fuel Injection. *Society of Automotive Engineers*, Warrendale, SAE paper n.920003.
- SPIERS, H.M. (1952). *Technical Data on Fuel*. The British National Committee, 5.ed., London.
- SANTOS, A. M. (1990). Sistemas de Geração e Alimentação de Etanol Vaporizado para Motores de Combustão Interna. *Anais do Congresso de Engenharia Mecânica Norte-Nordeste*.
- TILLMAN, R.M.; SPILMAN, O.L.R.; BEACH, J.M. (1975). Potential for Methanol as na Automotive Fuel. *Society of Automotive Engineers*, Warrendale, SAE paper n.750118.
- VENANZI, D. (1972). *Contribuição à técnica do Emprego de Álcool Etílico em Motores de ciclo Otto*. São Carlos. Tese (Doutorado). Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

APÊNDICE I

DIMENSIONAMENTO TÉRMICO DA CÂMARA DE TESTES

1- DIMENSÕES DA SALA

A sala escolhida para a realização dos testes de partida a frio, pertence ao Laboratório de Motores da Escola de Engenharia de São Carlos e possui as seguintes dimensões:

comprimento :	3,36m
largura :	2,39m
altura :	2,30m

Suas paredes são de alvenaria, com espessura média de 0,13m, sendo que em uma delas há uma porta metálica de 1,16m x 1,98m. O teto da sala é uma laje protegida por telhas de amianto distanciadas cerca de 0,5m dessa para diminuição da infiltração de radiação solar.

A área da sala a ser isolada (que inclui as quatro paredes, o teto, o piso e a porta) e o seu volume são respectivamente:

$$A_s = 42,5\text{m}^2$$

$$V_s = 18,5\text{m}^3$$

2 - DADOS REFERENTES AO MOTOR E MOTOR DE ARRANQUE

O projeto da câmara visa o estudo da partida a frio, de motores movidos a etanol de 4 cilindros com deslocamento volumétrico de até 2,5 litros:

motor :

deslocamento volumétrico : $2,5 \cdot 10^{-3} \text{m}^3$;

combustível : etanol;

nº de cilindros : 4;

motor de arranque :

rotação : 1500rpm

potência : 10kW

3 - DETERMINAÇÃO DA ESPESSURA DA CAMADA ISOLANTE

A fim de facilitar o processo de cálculo e garantir um índice de segurança, admitimos como efetiva apenas a camada isolante (que será de poliestireno expandido), desprezando-se as demais resistências térmicas (paredes de alvenaria e ar), a favor da segurança:

$$\dot{Q} = \frac{k \cdot A_s}{e} \Delta T \quad (\text{AI.1});$$

logo:

$$e = \frac{k}{\frac{\dot{Q}}{A_s}} \Delta T \quad (\text{AI.2}).$$

A temperatura na sala deverá estar entre 20° e -10°C , para possibilidade de realização de testes de partida a frio. Como a temperatura ambiente máxima para o Estado de São Paulo é da ordem de 30°C , a diferença máxima de temperatura entre o ambiente e a câmara fria será:

$$\Delta T_{max} = | 30 - (-10) | ^{\circ}\text{C} = 40^{\circ}\text{C}$$

Segundo COSTA (1976), para um isolamento regular, $\frac{\dot{Q}}{A_s} = 15\text{kcal} / \text{m}^2\text{h}$.

Utilizando-se o isolante escolhido, o qual possui um coeficiente de transmissão de calor $k=0,028\text{kcal}/\text{m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}$, a espessura necessária será de :

$$e = (0,028/15). 40 = 0,075\text{m}$$

Porém, será adotado o valor da espessura de isolante de $0,1\text{m}$, que é uma medida que pode ser mais facilmente encontrada no mercado. Logo:

$$e = 4,0 \text{ polegadas.}$$

4 - VERIFICAÇÃO DE CONDENSAÇÃO NO LADO EXTERNO DO ISOLAMENTO (PARTE FRIA)

O vapor de água contido no ar e na parede de alvenaria, pode condensar-se na região entre a parede e o isolamento, provocando degradação da qualidade isolante. Ainda, se o vapor se condensar em uma região de temperatura abaixo de 0°C , o líquido solidificará e poderá destruir a camada isolante. Para evitar este problema, torna-se conveniente a determinação da mínima espessura de isolamento adequada ao projeto, bastando para isso impor que a temperatura do lado externo da parede seja maior que a temperatura de orvalho do ar ($T_e > T_{orv}$), para as temperaturas encontradas entre a parede isolante e a parede de alvenaria (Fig. AI.1).

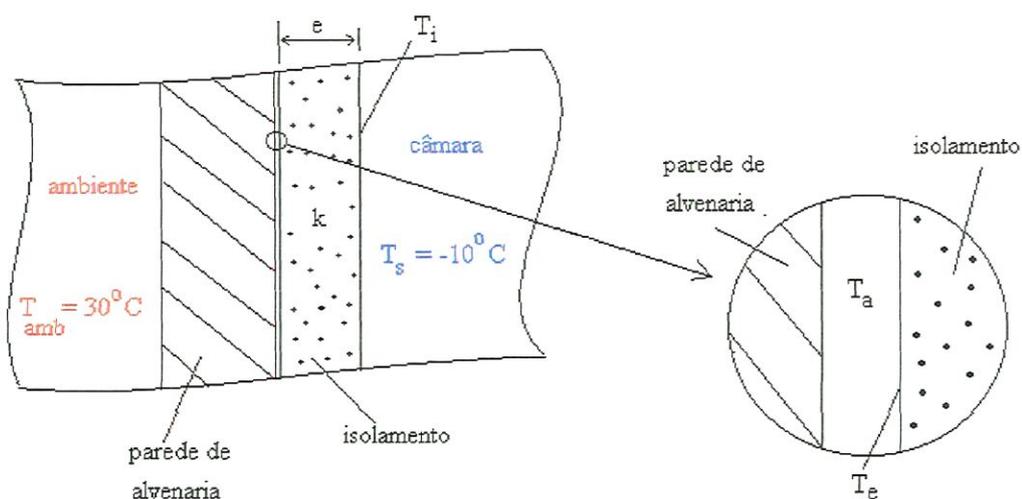


Figura AI.1 - Corte transversal das paredes da câmara, representando o isolamento, parede de alvenaria e espaço entre parede e isolamento.

$$\frac{T_e - T_i}{\dot{Q}} = \frac{e}{k \cdot A_s} \quad (\text{AI.3}),$$

$$\frac{T_a - T_e}{\dot{Q}} = \frac{e}{h_e \cdot A_s} \quad (\text{AI.4}).$$

Pela combinação das Eqs. (AI.3) e (AI.4), obtém-se:

$$\frac{\dot{Q}}{A_s} = h_e(T_a - T_e) = \frac{k}{e}(T_e - T_s)$$

Como $T_e > T_{orv}$, o fluxo máximo permitido é:

$$\frac{\dot{Q}}{A_s} = h_e(T_a - T_{orv}) \quad (\text{AI.5}).$$

Como o ar contido entre a parede de alvenaria e o isolante térmico estará praticamente sem movimento, adota-se $h_e = 7 \text{ kcal} / \text{m}^2 \text{h}^\circ \text{C}$. Logo escreve-se a Eq. (AI.5) como:

$$\frac{\dot{Q}}{A_s} = 7(T_a - T_{orv})$$

Segundo COSTA (1976), a média dos valores de umidades relativas máximas medidas para o Estado de São Paulo é 58%. Utilizando-se um valor de UR ambiente de 60% como faixa de segurança e admitindo-se, ainda, que do lado externo do isolante não se atinjam temperaturas inferiores a 10°C (para a qual a respectiva temperatura de orvalho é 6°C), temos:

$$\frac{\dot{Q}}{A_s} = 7(10 - 6) = 28 \text{ kcal} / \text{m}^2 \text{h}$$

A fixação do fluxo limite em $28 \text{ kcal} / \text{m}^2 \text{h}$ nos garante a isenção de condensação superficial, para ambientes com umidade relativa de até 60%. A espessura do isolamento para essa condição limite pode, então, ser determinada:

$$e_{\text{lim}} = \frac{k}{\frac{\dot{Q}}{A_s}} (\Delta T) = \frac{0,028}{28} [30 - (-10)] = 0,04 \text{ m}$$

Logo, a mínima espessura do isolamento necessária para não haver condensação no lado frio do isolante (entre o isolante e a parede de alvenaria), deverá ser de 4 cm ; porém, como a espessura a ser utilizada é muito maior (10 cm), não haverá problemas quanto à condensação, entretanto é conveniente a aplicação de uma barreira de vapor, entre as duas paredes de alvenaria e de isolante (piche por exemplo), a fim de diminuir-se ao máximo o problema de condensação de vapor no isolante.

5 - CÁLCULO DAS CARGAS TÉRMICAS INDUZIDAS AO SISTEMA

- **Carga térmica devida ao ar admitido pelo motor, Q_1**

Através das características físicas do motor, tempo de funcionamento deste e do motor de arranque e rotação de partida durante os testes, podemos determinar a quantidade de ar induzido ao sistema. Sabendo-se que:

$$\begin{aligned} \text{deslocamento volumétrico} &= 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \\ \text{rotação do teste} &= 500 \text{ rpm (máximo)} \\ \text{tempo de medição} &= 120 \text{ s (máximo)} \end{aligned}$$

O volume máximo de ar admitido para uma seção de testes de 120s será de:

$$V_{adm} = \frac{DV}{2} \cdot \frac{n}{60} \cdot t$$

Utilizando-se os dados fornecidos:

$$V_{adm} = 0,8 \text{ m}^3$$

A fim de verificar-se a necessidade do resfriamento do ar admitido pela sala, pode-se calcular qual a sua porcentagem em relação ao volume de ar total disponível na mesma:

$$V_{as} = V_s - V_{is} - V_m - V_{ma}$$

$$V_{as} = 18,55 - 42,7 \cdot 0,1 - 0,05 - 0,01$$

$$V_{as} = 14,22 \text{ m}^3$$

A quantidade de ar admitida será, então, de apenas $0,8/14,2 \cong 6\%$ da quantidade de ar contido na câmara; logo, não será necessário um pré-resfriamento do ar induzido. A única

restrição é que esse não deva ser admitido diretamente pelo motor, e sua tubulação de exaustão deverá ser externa à sala e bem isolada, tal como detalhado nas Figs. 5.1 e 5.2 do *Capítulo 5*.

A carga térmica induzida na sala para cada seção de testes de 120s, Q_I , será então:

$$Q_I = m_{ind} \cdot c_{ar} \cdot \Delta T$$

$$m_{ind} = V_{adm} \cdot \rho_{ar}$$

Para o ar, é conhecido que :

$$c_{ar} = 1,000 \text{ kJ/kgK}$$

$$\rho_{ar} = | 0,016 \text{ kg/m}^3 \text{ para } T = 303 \text{ K}$$

$$| 0,013 \text{ kg/m}^3 \text{ para } T = 268 \text{ K}$$

Para a condição mais desfavorável ($T_s = -10^\circ\text{C}$; $|\Delta T| = 40^\circ\text{C}$), tem-se:

$$m_{ind} = 0,08 \cdot 0,013 = 0,0104 \text{ kg de ar}$$

logo:

$$\left| Q_I \right| = 0,42 \text{ kJ} \quad \rightarrow \quad \text{para cada seção de testes}$$

Admitindo-se que tenhamos um teste por hora, o fluxo de calor será então:

$$\left| \dot{Q}_I \right| = 0,42 \text{ kJ / h}$$

- **Carga térmica devida ao resfriamento da sala, Q_{II}**

Para a condição mais desfavorável, teremos $|\Delta T| = 40^{\circ}\text{C}$. Além disso conhece-se:

$$m_{ar} = 14,2\text{m}^3 \times 0,0145\text{kg}/\text{m}^3 = 0,2\text{kg de ar}$$

$$m_{is} = 4,27\text{m}^3 \times 15\text{kg}/\text{m}^3 = 60\text{kg de isolante}$$

$$m_m = 300\text{kg de aço}$$

$$m_{ma} = 50\text{kg de aço}$$

onde $c_{aço} = 0,47\text{kJ}/\text{kg K}$

$$c_{is} = 1,21\text{kJ}/\text{kg K}$$

Admitindo-se que o motor e o motor de arranque sejam construídos em aço, a quantidade de energia necessária para resfriar todo o conteúdo da sala desde 30°C até -10°C será:

$$|Q_{II}| = (m_{ar} \cdot c_{ar} + m_{is} \cdot c_{is} + (m_m + m_{ma})c_{aço})\Delta T$$

$$|Q_{II}| = 8500 \text{ kJ} / \text{kg}$$

- **Carga térmica devida à infiltração de ar durante o resfriamento da sala, Q_{III}**

Conhecendo-se a variação da densidade do ar entre a temperatura ambiente e a temperatura dos testes, podemos calcular a quantidade de ar admitida devida à variação de densidade desse, durante o resfriamento da sala. Para a condição extrema de diferença de temperaturas, tem-se:

$$\Delta m = V_s \cdot \Delta \rho_{ar}$$

$$\Delta m = 14,2 \cdot (0,016 - 0,013) = 0,04\text{kg}$$

Admitindo-se que a diferença de temperatura entre o ar admitido e o ar da sala, seja sempre constante e igual a 40°C, o calor cedido à sala será de:

$$|Q_{III}| = \Delta m \cdot c_{ar} \cdot \Delta T = 1,6kJ$$

Se forem realizados 1 teste por hora:

$$\left| \dot{Q}_{III} \right| = 1,6kJ / h$$

- **Carga térmica devida à infiltração de ar pela porta, Q_{IV}**

A cada vez que for aberta e fechada a porta da sala, uma carga térmica será induzida na sala devida à diferença de temperatura entre o ar externo e interno à essa. Admitindo-se que a quantidade deslocada de ar da sala seja igual ao volume que a porta gera no espaço ao ser movimentada, e que essa seja aberta de um ângulo de 90° em relação à parede, para possibilitar, com facilidade, a entrada de pessoas na câmara, durante os testes (Fig. AI.2), o volume deslocado de ar será de aproximadamente:

$$V = 4,2m^3$$

O volume deslocado para abrir e fechar a porta será, então, $2V = 4,2m^3$. A carga térmica estimada para um valor médio da densidade do ar entre a temperatura ambiente e a mínima temperatura da sala será:

$$m = 0,061kg \text{ de ar}^{(*)}$$

$$|Q_{IV}| = m \cdot c_{ar} \cdot 40 = 1,6kJ$$

(*) A densidade do ar utilizado nesse caso, é a média entre as temperaturas $T = 30^\circ C$ e $T = -10^\circ C$, ou seja, $0,0145 \text{ kg/m}^3$

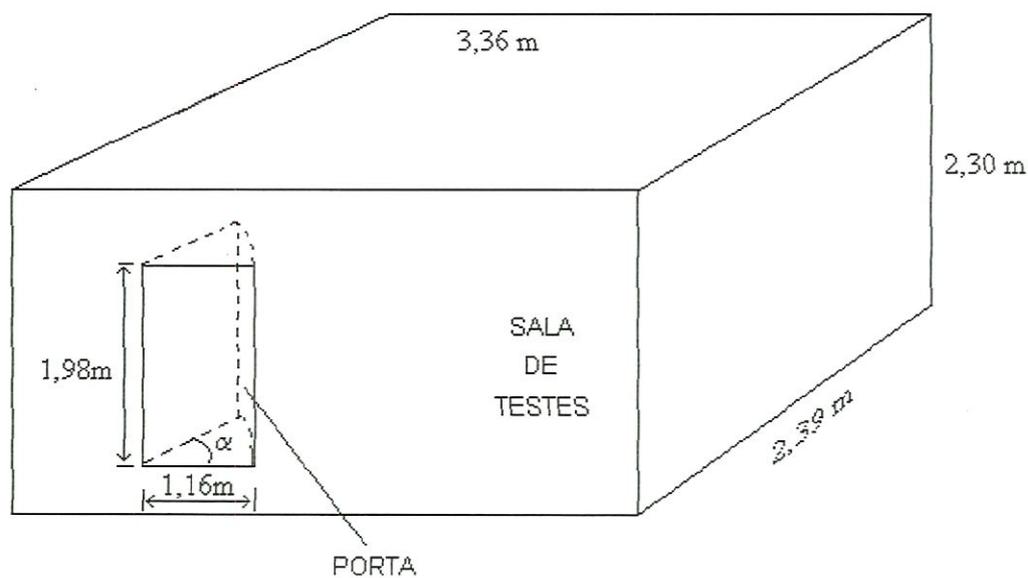


Figura AI.2 - Esquema da sala de testes detalhando abertura da porta.

Admitindo-se que a porta será aberta duas vezes a cada hora:

$$\left| \dot{Q}_{IV} \right| = 4,8 \text{ kJ} / \text{h}$$

- Carga térmica devida à condução pelas paredes da sala, Q_V

Como já fixou-se anteriormente, as paredes terão uma taxa de condução de calor por área equivalente a $\dot{Q}/A_s = 15 \text{ kcal} / \text{m}^2 \text{h}$. Como a sala possui uma área disponível de $42,7 \text{ m}^2$, a taxa de transferência de calor através das paredes será de :

$$\left| \dot{Q}_V \right| = 15 \cdot 42,7 = 640 \text{ kcal} / \text{h}$$

$$\left| \dot{Q}_v \right| = 2680 \text{ kJ} / \text{h}$$

- **Carga térmica devida ao aquecimento do bloco do motor, Q_{VI}**

Segundo LICHTY (1977), a distribuição energética aproximada, em um motor de combustão interna, para 100% da energia fornecida pelo combustível é:

- 30% *trabalho produzido*
- 7% *atritos*
- 30% *refrigeração*
- 33% *exaustão*

Porém, não há combustão durante os testes; logo os 30% referentes ao trabalho produzido serão divididos entre as perdas por exaustão e refrigeração do motor:

- 7% *perdas por atritos*
- 45% *perdas por refrigeração*
- 48% *perdas na exaustão*

Como o calor produzido pelo atrito é posteriormente liberado, pode-se dividir sua contribuição igualmente entre as perdas por exaustão e refrigeração do motor:

- 48% *perdas por refrigeração*
- 52% *perdas na exaustão*

O termo referente às perdas de calor para o refrigerante, incluem as perdas de energia para o sistema de arrefecimento do motor, e as perdas por transferência de calor entre carcaça e o ar. Admitindo-se que essas contribuições sejam iguais:

- 24% *perdas na carcaça*
- 24% *perdas para o líquido refrigerante*
- 52% *perdas na exaustão*

Sendo assim, tem-se aproximadamente :

- 76% *da energia liberada fora da câmara pela exaustão e liq. refrigerante*
- 24% *da energia liberada pela carcaça*

A tubulação de exaustão e a da água de entrada e saída do motor, devem ser bem isoladas a fim de não haver liberação de parte da energia do interior das mesmas para a sala. Podemos admitir que cerca de 20% da energia liberada na exaustão e água refrigerante seja transmitida para a sala, logo:

- 60% *da energia liberada fora da câmara pela exaustão e liq. refrigerante*
- 40% *da energia liberada pela carcaça*

Como a energia fornecida ao motor provém de um motor de arranque de 10kW, pode-se escrever:

$$0,60 \cdot 10 = 6,0\text{kJ/s} \text{ liberados fora da câmara}$$

$$0,40 \cdot 10 = 4,0\text{kJ/s} \text{ liberados na sala}$$

Para cada seção de testes de 120s :

$$720\text{kJ} \text{ de energia liberada externamente à sala}$$

$$480\text{kJ} \text{ de energia liberada na sala}$$

Admitindo-se a realização de 1 teste por hora, o fluxo de calor liberado pela carcaça para dentro da sala será, então :

$$\left| \dot{Q}_{VT} \right| = 480 \text{ kJ} / \text{h} \quad (\text{para teste sem combust\~{a}o de mistura})$$

Para os testes que visar\~{a}o o sucesso ou falha da partida, haver\~{a} igni\~{c}o da mistura, logo, o calor liberado pelo motor ser\~{a} calculado atrav\~{e}s da quantidade de combust\~{i}vel admitida durante o teste, e tamb\~{e}m pelo conhecimento do calor de combust\~{a}o do etanol. Dados deste combust\~{i}vel s\~{a}o fornecidos pelo *Anexo*.

Considerando-se que o motor receba uma mistura estequiom\~{e}trica, que no caso do etanol \u00e9 de 9:1, tem-se:

$$AC = \frac{m_{ar}}{m_c}$$

$$m_c = \frac{m_{ar}}{9} \quad (\text{AI.6}).$$

Como n\~{a}o h\~{a} evapora\~{c}o significativa de combust\~{i}vel durante o per\~{i}odo de admiss\~{a}o na partida, tal como visto no *Cap\~{i}tulo 4*, a massa de ar ser\~{a} a mesma que seria admitida pelo cilindro caso n\~{a}o houvesse adi\~{c}o de combust\~{i}vel. Fazendo-se a an\~{a}lise para situa\~{c}o mais cr\~{i}tica, ou seja, $T_s = -10^{\circ}\text{C}$:

$$m_{ar} = DV \cdot \rho_{ar} = 3,25 \cdot 10^{-3} \text{ kg de ar} / \text{admiss\~{a}o}$$

logo, aplicando-se este valor \u00e0 Eq. (AI.6):

$$m_c = 0,00036 \text{ kg etanol} / \text{admiss\~{a}o}$$

Para um intervalo de tempo de t segundos e uma rota\~{c}o do motor de n rpm, a massa total de combust\~{i}vel admitida ser\~{a}:

$$m_{tc} = \frac{n}{60} \frac{t}{2} m_c$$

Utilizando-se a situação mais extrema para o cálculo, ou seja, $n = 550rpm$ e $t = 120s$:

$$m_{tc} = 0,18 \text{ kg de etanol}$$

Como o etanol possui um calor de combustão de 27710 kJ/kg , a quantidade de calor liberado para cada seção de testes de $120s$, admitindo-se que toda a mistura seja queimada, será:

$$Q = m_c \cdot Q_c = 4990 \text{ kJ}$$

Como já foi estimado anteriormente, a liberação de calor pelo motor é:

60% externa à sala

40% interna à sala

Assim, a quantidade de calor liberado para o interior da sala devida à queima do combustível é:

$$\left| Q_{vt} \right| = 2000 \text{ kJ}$$

Havendo a realização de 1 teste por hora:

$$\left| \dot{Q}_{vt} \right| = 2000 \text{ kJ} / h \quad (\text{no caso de teste com combustão de mistura})$$

- **Carga térmica devida à permanência de pessoas na sala, Q_{VII}**

Em média uma pessoa gasta cerca de 3000kcal/dia (McARDLE et al.,1985), ou seja 125kcal/h. Assumindo-se que a cada seção de testes duas pessoas permaneçam 20min dentro da sala, a taxa de liberação de calor será:

$$|Q_{VII}| = \frac{2 \cdot 125kcal}{h} \cdot \frac{1h}{60min} \cdot 20min = 84,0kcal$$

Logo, a taxa de liberação de calor devido à entrada de pessoas na sala refrigerada é:

$$|\dot{Q}_{VII}| = 84kcal / h = 350kJ / h$$

6 - CAPACIDADE DE RESFRIAMENTO DO TROCADOR DE CALOR NECESSÁRIA PARA MANUTENÇÃO DA TEMPERATURA DA SALA

Para verificação da capacidade frigorífica, que o sistema de refrigeração deve possuir para resfriar a sala e manter a diferença de temperatura exigida durante os testes, são somadas todas as parcelas de energias dissipadas no interior da sala. Primeiramente determina-se a potência necessária para manutenção da temperatura da sala, na condição mais desfavorável ($T_{amb} \leq 30^{\circ}C$; $T_s \geq -10^{\circ}C$), considerando-se ainda que os testes serão realizados com a combustão da mistura no interior do cilindro:

$$|\dot{Q}_a| = \dot{Q}_I + \dot{Q}_{IV} + \dot{Q}_V + \dot{Q}_{VI} + \dot{Q}_{VII}$$

$$|\dot{Q}_a| = 5035kJ / h$$

O segundo passo é a determinação da potência necessária para diminuir a temperatura da sala, desde a temperatura ambiente até a mínima temperatura de teste:

$$|Q_b| = Q_{II} + Q_{III} = 8502 \text{ kJ}$$

Admitindo-se que seja necessário um período de no máximo 2h para a sala atingir a temperatura adequada:

$$\left| \dot{Q}_b \right| = \frac{8502}{2} = 4251 \text{ kJ / h}$$

Logo, a potência máxima de refrigeração necessária será :

$$\dot{P}_{max} = \dot{Q}_a + \dot{Q}_b$$

$$\dot{P}_{max} = 5035 + 4251 = 9286 \text{ kJ / h}$$

$$\dot{P}_{max} = 9000 \text{ Btu / h}$$

O valor obtido é coerente com o utilizado por JUNGE (1994), onde um sistema de refrigeração de 36000 Btu/h (37980 kJ/h) foi utilizado para realização de testes sob temperaturas inferiores a $-18 \text{ }^\circ\text{C}$, numa câmara com um volume 3,5 vezes maior.

APÊNDICE II

Fator de compressibilidade dos gases e vapores em função da pressão reduzida, P_r e temperatura reduzida, T_r . (Fonte : WILLEN & SONNTAG, 1976).

