

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DA DURAÇÃO DE COMBUSTÃO PARA DIFERENTES
COMBUSTÍVEIS, EM UM MOTOR PADRÃO CICLO OTTO ASTM-CFR

por

Giovanni Souza da Andrade

Dissertação para obtenção do Título de
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, Janeiro de 2007

AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DA DURAÇÃO DE COMBUSTÃO PARA DIFERENTES
COMBUSTÍVEIS, EM UM MOTOR PADRÃO CICLO OTTO ASTM-CFR

por

Giovanni Souza de Andrade
Engenheiro Mecânico

Dissertação submetida ao Corpo Docente do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, PROMEC, da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos necessários para obtenção do título de

Mestre em Engenharia

Área de Concentração: Fenômenos de Transporte

Orientador: Prof. Dr. Pedro Barbosa Mello – PROMEC, UFRGS

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Luis Carlos Gertz – PPGEAM, ULBRA

Prof. Dr. Renato Cataluña Veses – Instituto de Química, UFRGS

Prof. Dr. Volnei Borges – PROMEC, UFRGS

Prof. Dr. Flávio José Lorini
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 10 de Janeiro de 2007.

A deus meu muito obrigado!

*Dedico este trabalho aos meus queridos pais, a minha irmã, a
minha filha Andressa e a Catia de Lorenzi!*

A minha futura esposa Denise pelo seu carinho, amor e paciência em todos os momentos dedicados e esta dissertação!

Em especial a Chaiane Ruschel dos Santos que me ensinou muitas coisas boas para a vida, como namorada, mulher, amiga..., meu deu muita força em momentos difíceis, eu a admiro muito!...continue sempre assim...!

AGRADECIMENTOS

Agradeço a todos aqueles que, nas diversas fases deste trabalho, participaram de sua realização e o tornaram possível, assim agradeço em especial:

A toda equipe do Laboratório de Motores Petrobrás, mas em especial aos engenheiros Díocles Dalávia, Wilson Zanchet, Dinarte dos Santos e Djalmar de Oliveira por terem sido os co-orientadores desta pesquisa e pelas brilhantes idéias.

Aos amigos, Dr Charles Rech, Dr Mario Martins, Dr Fabiano Wildner companheiros incansáveis no incentivo e amizade... uma homenagem aos nossos “ Corpinhos e BC’S ”.

A todas as “cevas” consumidas na Lima e Silva e nos vários churras.

Ao CNPQ, pela concessão da bolsa de estudos.

A todos do LAMAC em especial ao amigo Renato, técnico do laboratório.

Ao pessoal do Laboratório de Desenvolvimento em Combustíveis – Química - UFRGS em especial ao Dr Renato Catalunã Veses, Dr Rosângela da Silva e Dr Eliana.

Aos membros da banca de avaliação, Prof. Dr. Luiz Carlos Gertz, Prof. Dr Renato Catalunã Veses, Prof. Dr. Volnei Borges.

Ao professor orientador Dr Pedro Barbosa de Mello, a UFRGS e também a todos os brasileiros, que pagam impostos para manter a universidade pública e gratuita.

A família Câmara e em especial ao técnico em eletrônica Sergio Câmara, pela sua competência técnica.

Aos meus pais, Lourival Juraci e Schirlei, pelo incentivo, orientação e ajuda em todos os momentos da minha vida.

RESUMO

Neste trabalho se desenvolve e se avalia uma metodologia para determinar a duração de combustão de alguns combustíveis em um motor padrão à combustão interna (ASTM-CFR - *Cooperative Fuel Research*), tendo-se em conta que a duração da combustão está relacionada com a velocidade de propagação da chama e que a relação de compressão, a condição de mistura ar-combustível e a turbulência na câmara de combustão, entre outros fatores, influenciam a duração da combustão. Assim, quanto maior a velocidade de propagação da chama, menor deverá ser o trabalho negativo necessário para comprimir a mistura antes do ponto morto superior, aumentando, assim, a eficiência do ciclo. Em cada bateria de testes, utilizou-se um combustível de composição química conhecida para seis relações de ar-combustível e quatro relações de compressão, sendo eles: o Etanol, o Metanol, o Metil Terc Butil Éter (MTBE) e compostos aromáticos como Tolueno, Etilbenzeno e Xilenos. Determinou-se o tempo de combustão dos combustíveis, em um motor CFR, em função da variação da relação de compressão e razão de mistura ar-combustível.

PALAVRAS CHAVES

Combustíveis, combustão, ASTM-CFR, velocidade de queima.

ABSTRAT

This work develops and evaluates a methodology to determine combustion duration for several fuels in a standard internal combustion engine (ASTM-CFR - Cooperative Fuel Research). Combustion duration is related to flame speed, compression ratio, air fuel ratio, turbulence inside the combustion chamber and some other factors. Hence, the bigger the flame speed, the smaller the negative work done by the piston to compress the mixture before top dead center, leading to a smaller heat loss during combustion and to a higher efficiency over the whole cycle. In each test batch it was used a fuel with a known chemical structure, for 6 different air fuel ratios and 4 different compression ratios. The fuels used were Ethanol, Methanol, Methyl Tertiary-Butyl Ether (MTBE) and some aromatics such as Toluene, Ethylbenzene and Xylene. The time of combustion of fuels was determined, in an engine CFR, function of the variation of the relation of compression and mixture ratio air-fuel.

KEY-WORKS

Fuel, combustion, ASTM-CFR, speed flame

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO	i
1.1	Motivação.....	1
1.2	Objetivo.....	3
1.3	Caracterização do Trabalho.....	4
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	5
2.1	Conceitos Básicos	5
2.2	O Estado da Arte Sobre Propagação da Chama	6
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA SOBRE MOTORES	13
3.1	Fundamentação dos Motores de Combustão Interna	13
3.1.1	Ciclo dos Motores a Combustão de Quatro Tempos e Ciclo Diesel.....	13
3.2	Processos de Admissão e Exaustão.....	16
3.3	Preparação da Mistura por Injeção de Combustível.....	16
3.4	Eficiência Volumétrica.....	18
3.5	Variação da Temperatura da Mistura pela Vaporização do Combustível.....	20
3.6	Parâmetros de Desempenho	23
3.6.1	Rotação e Velocidade Angular.....	23
3.6.2	Trabalho Indicado por Ciclo	23
3.6.3	Torque	24
3.6.4	Potência	25
3.6.5	Pressão Média Efetiva.....	26
3.7	Combustíveis para Motores à Combustão Interna Ciclo Otto.....	27
3.7.1	Saturados	29
3.7.2	Insaturados	30
3.7.3	Oxigenados.....	32
3.8	Propriedades Físicas dos Combustíveis	33
3.8.1	Volatilidade	33
3.8.2	Pressão de Vapor.....	34
3.8.3	Curvas de Destilação.....	35
3.8.4	Calor de Vaporização ou Entalpia de Vaporização.....	36
3.8.5	Densidade	37
3.8.6	Poder Calorífico	38
3.8.7	Poder Antidetonante de um Combustível.....	38
3.8.8	Temperatura de Ignição.....	39

3.8.9	Condições de Ignição e Limites de Inflamabilidade	40
3.8.10	Mudança de Fase	41
3.9	Relação de Mistura Ar Combustível	42
3.10	Gerenciamento do Motor	43
3.11	Ângulo de Avanço da Ignição (ADV).....	46
3.12	Movimento da Carga no Cilindro.....	48
3.12.1	Turbilhonamento Axial	50
3.12.2	Turbilhonamento Radial.....	51
3.13	Fluxos em Fendas.....	51
3.13.1	Consumo Específico de Combustível	53
3.13.2	Eficiência de Conversão - η_f	54
3.14	Combustão em Motores de Combustão Interna Ciclo Otto Alternativos.....	54
3.14.1	Combustão Estequiométrica.....	57
3.15	Combustão Anormal	58
3.15.1	Detonação.....	59
3.15.2	Ignição de Superfície.....	60
3.16	Velocidade de Queima ou Chama	60
3.16.1	Velocidade de Chama em Regime Laminar.....	62
3.16.2	Velocidade de Chama em Regime Turbulento.	64
4	METODOLOGIA EXPERIMENTAL.....	69
4.1	Materiais.....	69
4.1.1	Características Originais do Motor CFR.....	69
4.1.2	Alterações, Reforma e Instrumentação do Motor CFR.....	71
4.2	Sistemas do Motor CFR-ASTM.....	72
4.2.1	Sistema de Alimentação de Combustível e Ignição	72
4.2.2	Coletor de Admissão do Motor	73
4.2.3	Sistema de Arrefecimento	74
4.3	Instrumentação	75
4.3.1	Sensor de Pressão	75
4.3.2	Medições das Temperaturas	76
4.3.3	Sistema de Aquisição dos Dados	78
4.3.4	Sensor de O ₂ – Sonda Lambda Banda Larga.....	79
4.4	Procedimentos Experimentais	79
4.4.1	Determinação da Relação de Compressão	79

4.4.2	Determinação do PMS e Posição Angular do Eixo de Manivelas	80
4.4.3	Verificação da Incerteza das Temperaturas	82
4.4.4	Aquisição do Momento da Centelha	83
4.5	Procedimentos dos testes.....	84
4.6	Levantamento da Incerteza Associada ao Método Experimental	87
5	RESULTADOS	89
5.1	Etanol	89
5.2	MTBE.....	92
5.3	Metanol.....	95
5.4	Etilbenzeno.....	97
5.5	Tolueno.....	100
5.6	Xilenos	103
5.7	Penteno	105
5.8	Comparativo dos Resultados entre os Combustíveis	108
6	DISCUSSÃO E CONCLUSÕES	114
7	SUGESTÕES DE CONTINUIDADE	116
8	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	117
9	APÊNDICE I.....	122
10	APÊNDICE II	126

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolo	Descrição	Unidade
A/F	razão ar combustível	[adimensional]
b	braço de alavanca do dinamômetro de freio	[m]
CEC	consumo específico de combustível no freio	[kg/kW.h]
$c_{p,a}$	calor específico a pressão constante do ar	[kJ/kgK]
d_{xb}/d_{θ}	taxa de combustão	[adimensional]
dV	variação do volume do cilindro	[m ³]
F/A	razão combustível ar	[adimensional]
F	força	[N]
F	vazão de gás	[m ³ /s]
F_i	fração do combustível evaporado	[adimensional]
H	entalpia de combustão	[kJ/mol]
$h_{f,L}$	entalpia combustível estado líquido	[kJ/mol]
$h_{f,V}$	entalpia combustível estado vapor	[kJ/mol]
$h_{f,LV}$	entalpia de vaporização	[kJ/mol]
LI_t	limite inferior ou superior de inflamabilidade na temperatura de interesse	[°C]
LI_{25}	limite inferior ou superior de inflamabilidade a 25°C	[°C]
L	calor de vaporização	[kJ/mol]
MEP	pressão média efetiva	[Pa]
m_i	vazão mássica da mistura	[kg/s]
\dot{m}_f	vazão mássica de combustível	[kg/s]
\dot{m}_a	vazão mássica de ar seco	[kg/s]
\dot{m}_w	vazão mássica de vapor d'água	[kg/s]
$\frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a}$	fração do combustível evaporado(F_i)	[adimensional]
M_a	peso molecular de combustível	[uma]
M_f	peso molecular do combustível	[uma]
M_w	peso molecular vapor d'água	[uma]
N	velocidade de rotação do motor	[rev/s]
nr	constante motores (tipo do ciclo)	[adimensional]
p_i	pressão total da mistura	[Pa]
$p_{a,i}$	pressão parcial de ar	[Pa]

$p_{f,i}$	pressão parcial de combustível	[Pa]
$p_{w,i}$	pressão parcial de vapor d'água	[kPa]
p_o	pressão atmosférica	[atm]
p	pressão no interior do cilindro	[Pa]
P	pressão do ar admitido	[kPa]
PCI	poder calorífico superior	[J/kg]
PCI	poder calorífico inferior	[J/kg]
P	potência	[W]
P_b	potência de freio no eixo	[W]
P_p	potência absorvida pela resistência passiva	[W]
P_i	potência indicada	[W]
Q	taxa de transferência de calor	[W/s]
R_a	constante gases ideais para o ar seco (0,287)	[kJ/kg.K]
R	constante universal dos gases (8,3143)	[kJ/kmol.K]
S_r	superfície da chama	[m ²]
S_a	superfície aparente da chama	[m ²]
S_L	velocidade laminar da chama	[m/s]
$S_{L,0}$	velocidade de queima laminar do combustível de referência(utilizado)	[m/s]
T	temperatura	[K]
T	torque	[N.m]
\bar{u}	velocidade média	[m/s]
u'	intensidade de turbulência	[m/s]
U_i	velocidade instantânea	[m/s]
V_c	volume da câmara de combustão	[m ³]
V_u	velocidade do gás fresco	[m/s]
V_b	velocidade dos gases queimados	[m/s]
V_u	velocidade da mistura ar-combustível	[m/s]
V_s	velocidade espacial da chama ou deslocamento	[m/s]
$W_{c,ig}$	trabalho indicado bruto	[J]
$W_{c,in}$	trabalho indicado líquido	[J]
V_t	velocidades de propagação da chama turbulenta	[m/s]
V_l	velocidades de propagação da chama laminar	[m/s]
V_d	volume deslocado pelo pistão	[m ³]
V_1	volume molar do líquido	[m ³ /mol]

V_2	volume molar do vapor	[m ³ /mol]
W_c	trabalho indicado	[J]
$W_{r,b}$	trabalho de freio por revolução	[J]
x_b	fração mássica dos gases queimada	[adimensional]
$\Delta\theta_d$	período de desenvolvimento da chama (atraso de ignição)	[°]
$\Delta\theta_b$	período de combustão rápida	[°]
ΔT	variação de temperatura (resfriamento)	[°C]
η_v	eficiência volumétrica	[adimensional]
η_m	rendimento mecânico	[adimensional]
η_f	eficiência de conversão	[adimensional]
λ	relação da mistura ar-combustível A/F	[adimensional]
θ	ângulo do árvore de manivelas	[°]
θ_0	início da combustão (momento da centelha)	[°]
$\Delta\theta$	duração total da combustão	[°]
$\rho_{a,i}$	densidade do ar admitido	[kg/m ³]
ρ_i	densidade da mistura	[kg/m ³]
Φ	relação da mistura ar-combustível (F/A)	[adimensional]
π	pressão de vapor	[kPa]
ω	frequência do motor	[rad/s]

LISTA DE SUB ÍNDICES

Símbolo	Descrição
a	atual
a	aparente
at	atual
b	<i>break</i>
b	<i>burned</i>
c	cilindro
c	câmara
d	deslocado
e	evaporado
f	<i>fuel</i>
i	mistura
i	indicada
i	instantanêa
ig	<i>gross indicated</i>
in	<i>net indicated</i>
L	líquido
L	laminar
l	laminar
LV	líquido vapor
m	mecânico
p	passiva
r	raio
t	turbulência
u	<i>unburned</i>
v	vapor d'água
v	volumétrica
w	água

LISTA DE ABREVIATURAS

ANP	Agência Nacional do Petróleo
ADV	ângulo de avanço de ignição
ASTM	<i>American Society for Testing and Materials</i>
ACGIH	<i>American Conference of Governmental Industrial Hygienists</i>
CFR	<i>Cooperative Fuel Research</i>
CTE	chumbo tetraetila
CAI	<i>combustion auto ignition</i>
DPMS	depois do ponto morto superior
ECU	<i>electronic control unit</i> (unidade eletrônica de controle)
ETBE	<i>ethyl tertiary butyl ether</i> (etil tércio butil éter)
EVC	<i>exhaust valve close</i> (fechamento válvula de escape)
EVO	<i>exhaust valve open</i> (abertura da válvula de escape)
GNV	gás natural veicular
GLP	gás liquefeito de petróleo
HC	hidrocarbonetos
HCCI	<i>homogeneous charge compression ignition</i>
HEGO	<i>heated exhaust gas oxygen</i> (sensor aquecido de oxigênio dos gases de escape)
IARC	<i>International Agency of Research on Câncer</i> (Agência Internacional de Pesquisa do Câncer)
IVC	<i>inlet valve close</i> (fechamento da válvula de admissão)
IVO	<i>inlet valve open</i> (abertura da válvula de admissão)
MTBE	<i>methyl tertiary butyl ether</i> (metil tércio butil éter)
MON	<i>motor octane number</i> (número de octano motor)
NO	<i>number octane</i> (número de octanas)
PMS	ponto morto superior
PMI	ponto morto inferior
PLM	<i>professional lambda meter</i> (medidor profissional de lambda)
PME	pressão média efetiva
RC	relação de compressão
RON	<i>research octane number</i> (número de octano pesquisa)
SAE	<i>Society of Automotive Engineers</i> (Sociedade de Engenheiros Automotivos)

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura	Descrição	Página
2.1	Propagação da combustão em relação a graus árvore de manivelas. Fonte: Guoming G. Zhu et al., 2003.....	5
2.2	Diferentes métodos para determinar duração da combustão. Fonte: Efthimios Zervas, 2003.....	7
2.3	Sensor de ionização. Fonte: Ingemar Andersson, 2002.....	8
2.4	Fases de ionização presente na combustão. Fonte: Ingemar Andersson, 2002.....	9
2.5	Imagem da combustão. Fonte: Kazunari K., 2003.....	10
2.6	Fração mássica de gases queimados. Fonte: Poulos, 1983.....	10
2.7	A relação entre a velocidade de queima e a relação de compressão. Fonte: Chiu, 1980.....	11
2.8	Velocidade de queima laminar (SL) versus relação de mistura ϕ . Fonte: Farrel et al., 2004.....	12
3.1	Ciclos dos motores a combustão interna de quatro tempos. Fonte: Bosch, 2004.....	14
3.2	Eventos do motor de Ciclo Otto e ignição por centelha. Fonte: Heywood, 1988.....	15
3.3	Sistema de injeção de combustível. Fonte: Bosch, 2005.....	17
3.4	Diagrama PV de um ciclo 4 tempos. Fonte: Richard Stones, 1999.....	24
3.5	Curva de destilação e o comportamento do motor com as diversas frações que a compõe. Fonte: Silva, 2004.....	36
3.6	Avanço de ignição fixo com aumento da rotação. Fonte: Heisler, 1995.....	46
3.7	Variação do ponto de ignição e sua influência na pressão do cilindro. Fonte: Heisler, 1995.....	47
3.8	Diagrama p & V. Fonte: Taylor, 1988.....	48
3.9	Duração da combustão em relação a intensidade de turbulência. Fonte: Y. Hamamoto, 2003.....	49
3.10	Turbilhonamento axial da carga no cilindro. Fonte: Ricard Stone, 1993.....	50
3.11	Tipos de câmara de combustão com turbilhonamento radial: (a) câmara de combustão tipo cunha; (b) câmara de combustão de um motor diesel de injeção direta. Fonte: Heywood, 1988.....	51
3.12	Esquema do êmbolo e anéis montados em um motor SI. Fonte: Heywood, 1988....	52
3.13	Pressões medida e calculada entre os anéis. Fonte: Ferguson, C. R., 1985.....	53

3.14	Desenvolvimento da frente de chama em dois formatos de câmara diferentes. Fonte: Heywood, 1988.	55
3.15	Combustão com detonação. Fonte: Heywood, 1988.	59
3.16	Diagrama de pressão: a) Combustão normal; b) Detonação leve; c) Detonação severa, motor a 4000 rpm. Fonte: Heywood, 1988.	60
3.17	Chama laminar estacionária, tipo Bico de Bunsen. Fonte: Anders T., 1993.	61
3.18	Propagação da chama laminar. Fonte: Anders T., 1993.	62
3.19	Intensidade da turbulência u' versus velocidade St. Fonte: Guibet 1999.	66
3.20	Modelo de frente de chama enrugada, sendo V_l (Velocidade de chama laminar), V_t (Velocidade de chama turbulenta), S_r (Superfície aparente) e S_r (Superfície real). Fonte: Heywood, 1988.	67
3.21	Gráfico pressão vs ângulo do virabrequim evidenciando os ganhos obtidos com o aumento da velocidade de combustão: menor área antes do PMS, maiores pressão máxima e pressão média efetiva e maior área após o PMS. Fonte: Ganesan, 1996 .	68
3.22	Gráfico pressão vs volume evidenciando os ganhos obtidos com o aumento da velocidade de combustão: menor trabalho de compressão (área representada por 1) e maiores pressão máxima e pressão média efetiva e maior área após o PMS (área representada por 2). Fonte: Ganesan, 1996.	68
4.1	Motor CFR em configuração original.	70
4.2	Cilindro e sedes de válvulas reformadas.	71
4.3 a e b	Válvulas de escape e admissão antes e depois da retífica.	72
4.4	Carburador original do motor CFR.	72
4.5	Detalhes das bobinas de ignição e unidade eletrônica de controle.	73
4.6	Coletor de admissão motor CFR.	74
4.7	Modificação no sistema de arrefecimento do motor.	75
4.8	Sensor de pressão, modelo D-1, fabricado de <i>Waukesha</i>	76
4.9	Ponto de medição da temperatura da mistura admitida com termopar tipo K.	77
4.10	Posição do termopar no coletor de admissão.	77
4.11	Termopar encapsulado tipo K “Rematel” para verificação da temperatura da água de saída do motor e temperatura dos gases de escape.	78
4.12	Sistema “PLM MOTEC” com display e sonda lambda banda larga Bosch LSU /NTK UEGO.	79
4.13	Medição do PMS e posição angular com sensor magnético.	80
4.14	Roda dentada em vermelho e o sensor magnético utilizado com <i>encoder</i>	81

4.15	Sinal característico do sensor magnético – posição PMS.	81
4.16	Tensão e corrente no primário da bobina de ignição.	83
4.17	Programa de aquisição dos dados para os 3 sinais (SAD32).	84
4.18	Determinação do tempo onde iniciou a centelha em cada ciclo, 15° APMS.	85
4.19	Determinação do tempo em que ocorreu o pico máximo de pressão em cada ciclo.	86
4.20	Determinação da duração da combustão ou tempo de combustão usando Matlab 7.	86
4.21	Variação do pico máximo de pressão (incerteza).	88
5.1	Temperatura da mistura ar-etanol na admissão.	89
5.2	Temperatura dos gases de escape – Etanol.	90
5.3	Duração da combustão (tempo) para o Etanol.	91
5.4	Temperatura da mistura ar-MTBE na admissão.	92
5.5	Temperatura dos gases de escape – MTBE.	93
5.6	Duração da combustão (tempo) para o MTBE.	94
5.7	Temperatura da mistura ar-Metanol na admissão.	95
5.8	Temperatura dos gases de escape – Metanol.	95
5.9	Duração da combustão (tempo) para o Metanol.	97
5.10	Temperatura da mistura ar-Etilbenzeno na admissão.	98
5.11	Temperatura dos gases de escape, utilizando Etilbenzeno.	98
5.12	Duração da combustão (tempo) para o Etilbenzeno.	100
5.13	Temperatura da mistura ar-tolueno na admissão.	100
5.14	Temperatura dos gases de escape, utilizando Tolueno.	101
5.15	Duração da combustão (tempo) para o Tolueno.	102
5.16	Temperatura da mistura ar-xileno na admissão.	103
5.17	Temperatura dos gases de escape, utilizando Xileno.	103
5.18	Duração da combustão (tempo) para o Xilenos.	105
5.19	Temperatura da mistura ar-penteno na admissão.	106
5.20	Temperatura dos gases de escape, utilizando Penteno.	106
5.21	Duração da combustão (tempo) para o Penteno.	108
5.22	Comparativo do tempo de combustão para todos os combustíveis oxigenados na RC 8:1.	109
5.23	Comparativo do tempo de combustão para todos os combustíveis aromáticos e o Penteno na RC 8:1.	109
5.24	Comparativo do tempo de combustão para os combustíveis oxigenados na RC 9:1.	110

5.25	Comparativo do tempo de combustão para todos os combustíveis aromáticos e o Penteno na RC 9:1.....	110
5.26	Comparativo do tempo de combustão para os combustíveis oxigenados na RC 10:1.....	111
5.27	Comparativo do tempo de combustão para todos os combustíveis aromáticos na RC 10:1.	111
5.28	Comparativo do tempo de combustão para os combustíveis oxigenados na RC 11:1.....	112
5.29	Comparativo do tempo de combustão para todos os combustíveis aromáticos na RC 11:1.	112

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela	Descrição	Página
3.1	Classificação geral dos hidrocarbonetos. Fonte: Guibet, 1999.	28
3.2	Propriedades físicas dos combustíveis utilizados neste trabalho. Fonte : Guibet, 1999.	33
3.3	Limites de inflamabilidade de alguns combustíveis. Fonte: Guibet, 1999.	40
3.4	Condições de mistura: λ e de ϕ	43
4.1	Especificações do motor padrão ASTM-CFR. Fonte: ASTM, 1964.	70
5.1	Resultados do tempo de queima e incertezas para o Etanol.	91
5.2	Resultados do tempo de queima e incertezas para o MTBE.	94
5.3	Resultados do tempo de queima e incertezas para o Metanol.	96
5.4	Resultados do tempo de queima e incertezas para o Etilbenzeno.	99
5.5	Resultados do tempo de queima e incertezas para o Tolueno.	102
5.6	Resultados do tempo de queima e incertezas para o Xileno.	104
5.7	Resultados do tempo de queima e incertezas para o Penteno.	107
5.8	Comparação do Etanol em relação aos outros combustíveis.	113

1 INTRODUÇÃO

1.1 Motivação

As guerras mundiais e a revolução industrial na Inglaterra geraram inovações tecnológicas, tornando possível aperfeiçoar os processos de fabricação, mudando os processos de produção, em que a força motriz de trabalho baseada no esforço humano é substituído, pelo maquinário pesado, inicialmente movido por motores a vapor e após por motores de combustão interna. Neste processo, os motores de combustão interna desempenham um papel importante na geração e transmissão de força e energia, mas foi na indústria automobilística que eles se destacaram, desempenhando um papel primordial na sociedade, no transporte de passageiros e de carga, seja terrestre, aéreo ou marítimo.

O automóvel, em 1935, já era considerado um importante produto industrial e passou a ser cada vez mais aprimorado. Este aprimoramento foi fruto das famosas, “corridas” de automóveis, pois quase todas as evoluções tecnológicas aplicadas na indústria automotiva vêm dos centros de pesquisa ligadas às competições automobilísticas, como as “24 horas de Le Mans” e a “Fórmula Um”.

Compreende-se por motores de combustão interna os que operam pela transformação da entalpia de combustão resultante do processo de oxidação do combustível em energia mecânica através da expansão dos gases. A combustão em um motor do ciclo Otto é iniciada na fase de compressão de um combustível em uma câmara fechada denominada câmara de combustão e provoca-se a queima da mistura ar-combustível através da ignição gerada por uma centelha.

Como combustíveis, utilizam-se predominantemente compostos orgânicos derivados de materiais fósseis, sendo a principal fonte o Petróleo, que é classificado como uma fonte de energia não renovável. A utilização de fontes de energias alternativas tem sido um tema de pesquisa em muitos estudos científicos nos últimos anos, como por exemplo o álcool etílico hidratado, o gás natural (GNV) e o biodiesel.

A queima de combustíveis fósseis gera como subproduto da combustão água e gases poluentes provenientes das reações de oxidação presente na combustão completa ou incompleta. Estes gases são os responsáveis pela poluição global, pelo aquecimento global, dito efeito estufa, pela chuva ácida e por outras alterações climáticas. Esta poluição é a principal preocupação atual da sociedade. Esforços governamentais refletem a busca por processos energéticos alternativos e diminuição da emissão de poluentes. Entretanto, a utilização de recursos energéticos alternativos,

como os combustíveis renováveis, veículos solares, elétricos, não são uma solução global para a indústria automobilística, mas sim uma solução local, conforme as características de cada região, aumentando, assim, a complexidade para as fábricas de automóveis, pois elas são grandes empresas multinacionais que buscam uma unificação a nível mundial de suas linhas de produção.

A tendência, conforme Benvenuti, 2003, e compartilhada por Arsie, 2003, são os motores utilizarem Unidades Eletrônicas de Controle (ECU) com monitoração em malha fechada (*closed-loop*) para melhor controlar a alimentação da mistura nos motores à combustão interna ciclo Otto, proporcionando uma combustão mais adequada para diferentes condições de operação, utilizando a eletrônica embarcada conhecida como a tecnologia da “injeção eletrônica de combustível”, para garantir a eficiência dos catalisadores e o alcance dos padrões de emissões presentes e futuros. As centrais eletrônicas (ECU's) monitoraram as condições de operação do motor, providenciando uma correta dosagem de combustível em um tempo apropriado, tanto em condições estáveis quanto nos transientes de operação.

Entretanto, para este controle eletrônico ajustar a quantidade correta de combustível a ser dosada no motor e o momento em que se inicia a centelha para que ocorra uma combustão correta, conforme a condição de operação, é necessário que determinadas rotinas de programação sejam seguidas, conhecidas como mapas de controle do motor. Para determinar estes ‘mapas’ de controle, como: ‘mapa’ do tempo de injeção de combustíveis e ‘mapa’ de ignição, deve-se conhecer os fatores geométricos do motor e as características do combustível utilizado, como a velocidade de queima, buscando um controle eficiente, otimizando potência, torque e emissões, conforme as normas.

A propagação da chama é um importante processo em motores à combustão interna, pois este determina o tempo para que ocorra a transferência da energia química do combustível em energia mecânica no cilindro. Ela está diretamente relacionada à velocidade de chama do combustível, determinando a duração da combustão, pois, conforme o tipo de combustível juntamente com parâmetros geométricos e operacionais do motor como: relação de compressão, condição de mistura, tipo de câmara de combustão, turbulência, entre outros comentados no decorrer do trabalho, ocorre uma variação no tempo de combustão. Se a duração da combustão for pequena, ou seja, uma velocidade de chama alta, mais eficiente pode se tornar a operação do motor.

A velocidade de queima dos combustíveis em motores a combustão é um parâmetro importante para otimizar o mapa de ignição, como nos motores que utilizam a tecnologia *Flex Fuel*, que podem utilizar diferentes combustíveis no mesmo motor, como a gasolina, o álcool ou o gnv. Este parâmetro também é de extrema importância nos motores de performance que

trabalham em regimes de rotação elevado, acima de 15 000 rpm, tendo um tempo pequeno para que ocorra a combustão, e que necessitam também otimizar a eficiência do motor.

Com isso, o tema de pesquisa escolhido para este trabalho é necessidade de estudar sobre combustíveis. O trabalho experimental se desenvolveu no Laboratório de Motores da UFRGS em conjunto com o Laboratório de Motores da Petrobrás em Canoas-RS, pois este laboratório tem uma linha de pesquisa em combustíveis de performance, sendo em excelência o centro de desenvolvimento da gasolina fornecida a equipe Willians de Fórmula Um, que poderá utilizar os resultados deste trabalho para pesquisas futuras. O laboratório de combustíveis vinculado a Química – UFRGS, também contribui expressivamente.

1.2 Objetivo

Este trabalho tem por objetivo, desenvolver uma metodologia experimental simples utilizando poucos equipamentos e limitados recursos financeiros para a determinação do tempo de queima de diferentes combustíveis em um motor padrão, normalmente usado para ensaio de combustível, denominado *ASTM CFR*. O tempo de combustão é determinado com base nos dados de pressão no cilindro, obtida através de um sensor que informa a velocidade de variação da pressão (taxa) e um sistema que registra o momento do início da centelha.

Os combustíveis utilizados nos testes foram: Etanol, MTBE, Tolueno, Xilenos, Metanol, Penteno e Etilbenzeno.

Os objetivos específicos deste trabalho são:

- Verificar se o sistema de aquisição de dados para determinação do tempo de combustão entre o momento da centelha e o pico de pressão no cilindro, apresenta resolução suficiente para determinar diferenças entre os combustíveis;
- Verificar a variação do tempo de combustão para diferentes combustíveis;
- Pesquisar a influência da relação de compressão no tempo de combustão;
- Investigar a influência da proporção de mistura ar combustível no tempo de combustão.

1.3 Caracterização do Trabalho

Escopo

No capítulo 2, são apresentados métodos e trabalhos de outros pesquisadores sobre propagação da queima .

No capítulo 3, expõe-se a teoria base para desenvolver os testes e analisar os resultados.

A metodologia utilizada nos experimentos e o aparato experimental, encontram-se no capítulo 4.

Os resultados e as discussões dos testes estão no capítulo 5.

As conclusões e sugestões para trabalhos futuros são comentadas no capítulo 6, através de gráficos e tabelas comparativas, acompanhadas de análises e comentários.

A análise de erros das medições realizadas nos testes encontra-se no apêndice I.

As rotinas de programação para determinação dos resultados, encontra-se no apêndice II.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Conceitos Básicos

Conforme Efthimios Zervas, 2003 o processo de combustão apresenta dois parâmetros freqüentemente usados para analisar a combustão em motores de ignição por centelha.

O atraso de ignição (*delay time*) como sendo o tempo ou ângulo em relação à árvore de manivelas entre a centelha e o início realmente da combustão.

Como parâmetro comparativo a duração da combustão pode ser determinada como sendo o tempo ou ângulo em relação à árvore de manivelas entre o momento da centelha e o final da combustão.

A combustão inicia-se após a centelha, e o período de tempo entre o início da centelha e o início da combustão se considera um estágio inicial extremamente lento, denominado de atraso de ignição (“ignition delay”) [Ishii K. et al., 1997].

O atraso e a duração da combustão são influenciados pela taxa das reações químicas na câmara de combustão, pela quantidade de ar-combustível e pelo avanço de ignição. As reações dependem da temperatura e da pressão, pois alteram a cinética e o equilíbrio químico, influenciando a liberação de calor e o avanço de ignição [Efthimios Zervas, 2003].

A combustão começa antes do final da compressão, continua ao longo do início da expansão e cessa após um curto período do pico de pressão, sendo que 80% da combustão ocorre no momento do pico máximo de pressão, ou seja, entre 10 e 15 graus depois do PMS [Guoming G. Zhu et al., 2003], conforme figura 2.1.

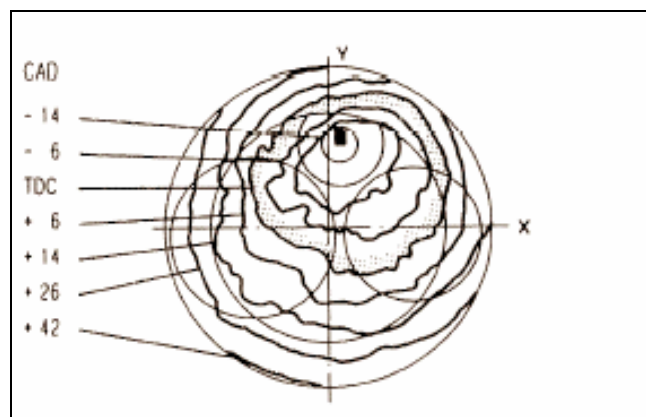


Figura 2.1 - Propagação da combustão em relação a graus árvore de manivelas. Fonte: Guoming G. Zhu et al., 2003.

Se o início da combustão for avançado progressivamente para antes do Ponto Morto Superior (PMS), o trabalho negativo de compressão aumenta, e pode ocorrer o fenômeno de detonação. Se a ignição for atrasada, o pico de pressão ocorre após os 15 graus depois do PMS, assim aumenta a transferência de calor para as paredes da câmara de combustão e para o sistema de escape, pois a combustão pode terminar quando a válvula de escape já está aberta extinguindo-se no sistema de escape [Chao F. Daniels et al., 2003]. Estas alterações reduzem a produção de trabalho no curso de expansão. O tempo adequado para o início do processo de combustão depende da velocidade de propagação da chama e configurações geométricas da câmara de combustão. Estas dependem do projeto do motor, das condições de operação e das propriedades da mistura ar-combustível [Geoff J., 1995].

Em um motor à combustão interna, a velocidade de chama será influenciada pelo tipo de combustível, pela relação de compressão, pela turbulência e pela condição de mistura. A velocidade de propagação da chama de um ciclo para o outro é diferente para um mesmo combustível, mantendo as mesmas condições operacionais do motor, pois, a cada ciclo, a mistura pode apresentar uma condição diferente na região da centelha [Chiu et al., 1992].

A emissões de poluentes em motores à combustão interna esta diretamente relacionada com a combustão na qual a frente de chama move-se através da câmara de combustão até que a mistura ar-combustível, na condição estequiométrica de mistura, seja consumida inteiramente e transformada em gases. Fatores, como composição do combustível, relação ar-combustível, parâmetros geométricos, temperatura, pressão, relação de compressão e depósitos na câmara, determinam as características físicas e químicas do processo de combustão [Efthimios Zervas et al., 2004; Sayin et al., 2005].

As reações químicas que ocorrem durante o processo de combustão são caracterizadas através de mecanismos em série e em paralelo com etapas iniciadoras através da formação de radicais e reações de equilíbrio químico. Em muitos casos, em virtude da elevada liberação de energia e conseqüente elevação da temperatura, a velocidade da reação aumenta de forma exponencial, podendo ocorrer combustão anormal [Guoming G. Zhu et al., 2003].

2.2 O Estado da Arte Sobre Propagação da Chama

Os trabalhos de pesquisa para estudar os parâmetros sobre a velocidade de queima se concentram em velocidade de queima laminar e velocidade de queima turbulenta, sendo que a maioria dos trabalhos científicos encontrados se concentram em velocidade de queima laminar.

O trabalho de Efthimios Zervas, 2003 compara métodos baseados na pressão do cilindro para determinar parâmetros da combustão, tais como: atraso de ignição, duração da combustão e a influência da condição de mistura, avanço de ignição, carga do motor nestes parâmetros.

Na figura 2.2, método 'P', compara-se a pressão do cilindro com combustão com a pressão sem combustão, ou seja, o motor opera como compressor. No momento em que uma curva se afasta da outra, em relação ao tempo ou ao ângulo da árvore de manivela, pode-se determinar o atraso da combustão [Efthimios Zervas, 2003].

Outro método utilizado é a derivada da pressão 'dP' (figura 2.2), que relaciona os dois sinais referentes a velocidade de variação da pressão no cilindro (taxa) num teste com combustão e em outro sem combustão, semelhante ao método 'P' acima [Efthimios Zervas, 2003]. Ambos os métodos, somente determinam o momento inicial da combustão, conseqüentemente o atraso da combustão se determinar o momento onde ocorreu a centelha.

Método 'dlog(P)' utiliza a derivada do logaritmo da pressão, o qual apresenta dois pontos de mínimos em relação ao ângulo da árvore de manivelas. O primeiro mínimo corresponde ao início da combustão, e o segundo representa o final da combustão, conforme figura 2.2.

A vantagem deste método é que se pode determinar o atraso e a duração da combustão, através da análise do ciclo ocorrendo à combustão, sem a necessidade de relacionar com o ciclo sem combustão.

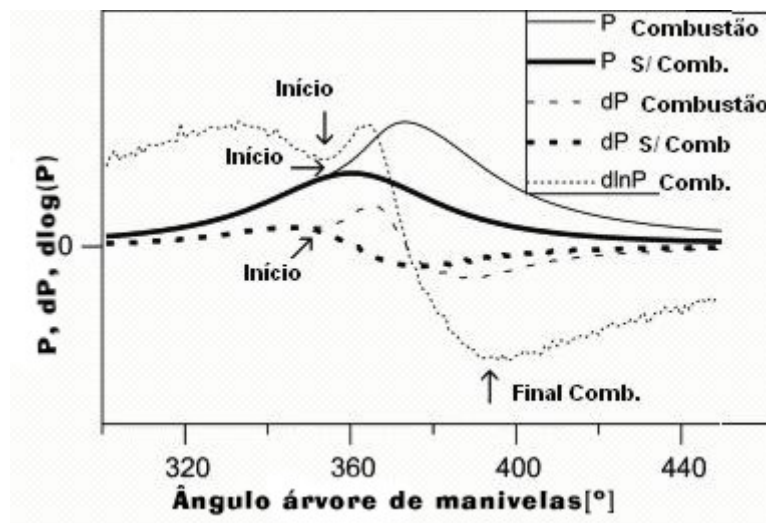
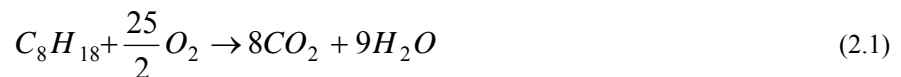


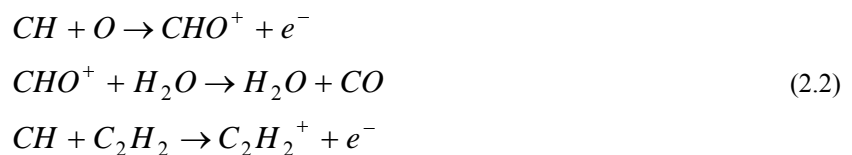
Figura 2.2 - Diferentes métodos para determinar duração da combustão. Fonte: Efthimios Zervas, 2003.

A velocidade de queima é um parâmetro importante, que está diretamente ligado na duração da combustão, principalmente em motores à combustão interna. É importante determinar o comportamento da velocidade de queima laminar e da velocidade de queima turbulenta. A determinação da velocidade de queima laminar ocorre em câmaras de combustão constituída como um vaso de pressão ou combustão em tubos. Ocorre a ignição do combustível no centro do vaso esférico com uma temperatura inicial de 176,85° C e a pressão de 304 KPa. Os resultados são utilizados como referência para motores à combustão interna, pois, no motor, a queima é em regime turbulento. Entretanto, o comportamento da propagação de chama laminar é semelhante em condição turbulenta [Farrell et al., 2004].

Trabalhos experimentais de Lars Eriksson, 1998 determinam a velocidade de queima, utilizando sensores de ionização, pois, numa reação de combustão, moléculas de hidrocarboneto reagem com moléculas de oxigênio, produzindo CO, CO₂, H₂O, entre outros, conforme equação 2.1.



Mas ocorrem outras reações presentes, que incluem íons (equação 2.2). Estes íons são gerados pela reação química e pela alta temperatura na frente de chama. Com isso, pode-se relacionar a velocidade de queima com uma corrente de ionização no sensor [Lars Eriksson, 1998].



A detecção da velocidade média de propagação da chama pode ser determinada a partir do sinal referente ao início da combustão em relação ao sinal do sensor de ionização (figura 2.3) [Ingemar Andersson, 2002].

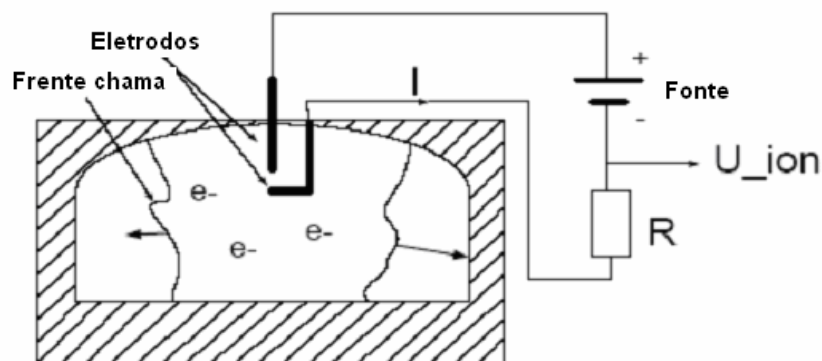


Figura 2.3 - Sensor de ionização. Fonte: Ingemar Andersson, 2002.

Conforme experimento de Ingemar Andersson, 2002, percebe-se três fases na ionização(figura 2.4).

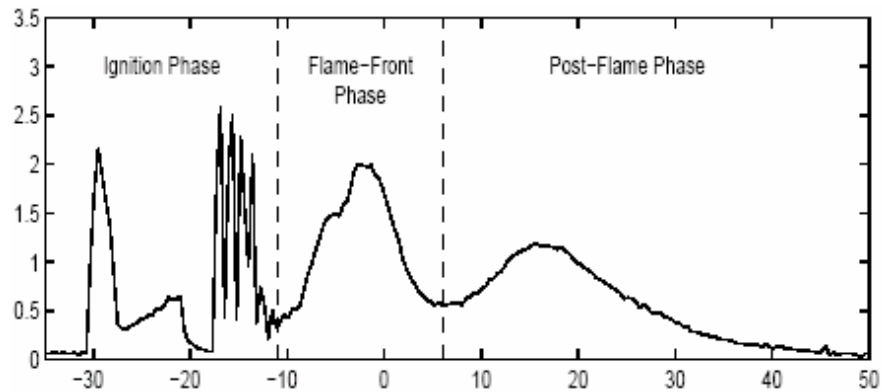


Figura 2.4 - Fases de ionização presente na combustão. Fonte: Ingemar Andersson, 2002.

Fase de ignição (*Ignition Phase*) que inicia com a descarga de centelha pela vela de ignição;

Fase da frente de chama (*Flame Front Phase*) ocorre no desenvolvimento pleno da chama em um certo momento após a centelha da vela de ignição.

Fase após a frente de chama (*Post-Flame Phase*) é a fase após a frente de chama passar na região do sensor ionização devido à alta temperatura dos gases queimados.

Outros trabalhos experimentais avaliam a velocidade de queima utilizando técnicas de filmagem com câmara de alta velocidade, de 4500 quadros por segundo na resolução de 256 por 256 *pixels* ou 40500 quadros/s, na resolução de 64 por 64 *pixels*.

Outras técnicas de visualização para determinação da velocidade de queima e imagens da combustão, como: *PIV-Particle Imaging Velocimetry*, *LIF-Laser Induced Fluorescenc*, entre outras, através da filmagem de partículas marcadoras utilizando um feixe de laser. A filmagem é sincronizada com a posição da árvore de manivelas; logo, pode-se determinar a velocidade de queima em condições turbulenta de motores a combustão [Dailey et al.,1982].

A figura 2.5 é uma fotografia da combustão ocorrido a 11 graus depois do PMS em um motor à combustão com a centelha ocorrendo a 25 graus antes do PMS e a rotação de 1500 rpm [Kazunari K., 2003].

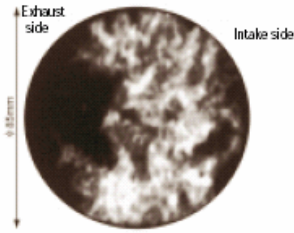


Figura 2.5 - Imagem da combustão. Fonte: Kazunari K., 2003.

Rassweiler e Withrow, 1938 utilizaram um método para avaliar a propagação da chama (duração da combustão), que relaciona a fração mássica de gases queimados, ou seja, a taxa de liberação de calor no processo de combustão, conforme figura 2.6.

Este método utiliza a função de Wiebe, que define uma curva-S para o processo de combustão, a partir de dados experimentais, tais como: a posição em graus da árvore de manivelas e a pressão do cilindro.

A função de Wiebe é dada por:

$$x_b = 1 - e^{\left[-a \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta} \right)^{m+1} \right]} \quad (2.3)$$

onde:

x_b - é a fração mássica queimada dos gases (taxa de liberação de calor)

θ - ângulo do árvore de manivelas [°]

θ_0 - início da combustão (momento da centelha) [°]

$\Delta\theta$ - duração total da combustão [°]

Coeficientes usualmente usados para ajuste da função de Wiebe com dados experimentais: $a = 5$ e $m = 2$

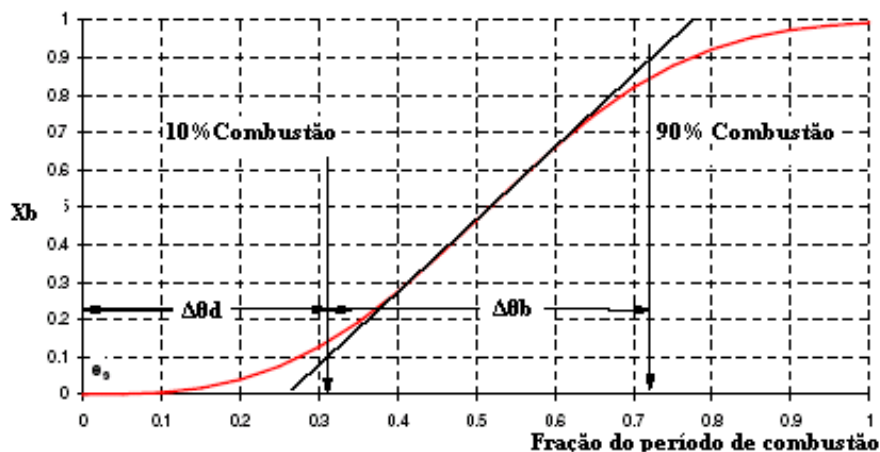


Figura 2.6 - Fração mássica de gases queimados. Fonte: Poulos, 1983.

$\Delta\theta_d$ - denominado período de desenvolvimento da chama (atraso de ignição), ou seja, período entre o momento da centelha e o tempo para que uma pequena parcela da mistura entre em combustão. A partir de $\Delta\theta_d$ começa a combustão propriamente dita. Usualmente este período corresponde a 10% da fração dos gases queimados até encontrar a tangente à função de Wiebe (10% de $\Delta\theta$).

$\Delta\theta_b$ - denominado período de combustão rápida, é uma fração do período de combustão entre $\Delta\theta_d$ e $\Delta\theta_b$. Sendo que $\Delta\theta_b$ corresponde ao momento que 90% da fração mássica dos gases queimados (x_b) cruza a tangente à função de Wiebe. Considerando a variação do ângulo de manivelas ($\Delta\theta$) em tempo, pode-se relacionar com a propagação da chama.

A filosofia baseada na função de Wiebe é o mesmo que o crescimento de populações utilizado em biologia. Após o atraso de ignição, a chama pode crescer rapidamente, porque apresenta uma grande quantidade de radicais reativos, conforme a cinética química do combustível.

Entretanto, quando a mistura é pobre, este crescimento é retardado. Também no final da combustão as moléculas de combustível levam um tempo maior para encontrar as moléculas de oxigênio, e a pressão parcial de oxigênio diminui devido à parcela já queimada de combustível. A relação de compressão influencia na velocidade de queima, ou seja, com o aumento da relação de compressão diminui o tempo de combustão, conforme se observa nas figuras 2.7 a e b.

Na figura 2.7, temos alguns hidrocarbonetos de diferentes processos de obtenção entre C5 e C9. Em estudos experimentais de Chiu (1980) em motor à combustão interna com relação de compressão (RC) variável, mostra-se que, com o aumento da relação de compressão de 5:1 para 8:1, ocorre um aumento da velocidade de queima para os combustíveis, devido ao aumento de pressão e temperatura na câmara de combustão.

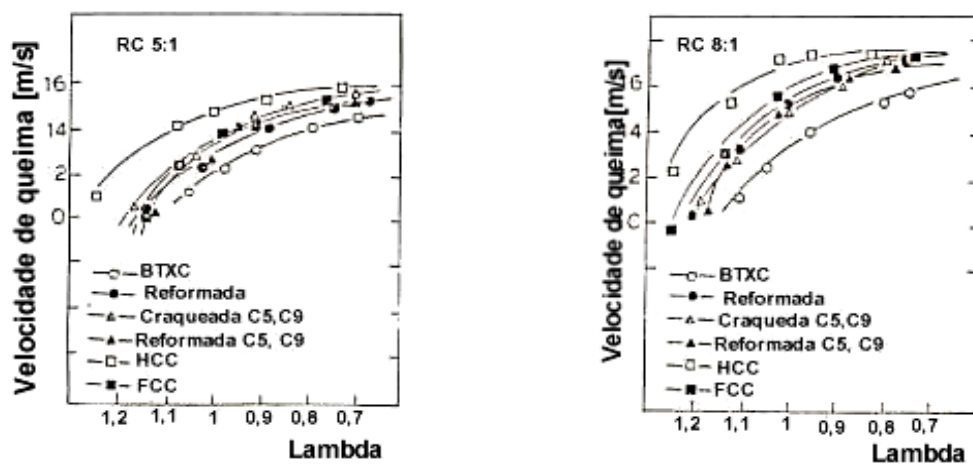


Figura 2.7 - A relação entre a velocidade de queima e a relação de compressão. Fonte: Chiu, 1980.

O atraso de ignição (*delay time*) na combustão, juntamente com a octanagem, é muito pesquisado, pois é de grande importância para a indústria automotiva. Existe uma relação entre a octanagem RON e MON, a cinética química da combustão e o atraso de ignição [Derek Bradley et al.,2006].

Na prática, a diferença entre velocidade de queima laminar de diferentes combustíveis da mesma classe não se diferencia muito em relação à estrutura química do combustível (orto-xileno, para-xileno, meta-xileno). A importância desta variação para o motor à combustão depende da sua aplicação, sob o ponto de desempenho e emissões [Farrel et alli, 2004].

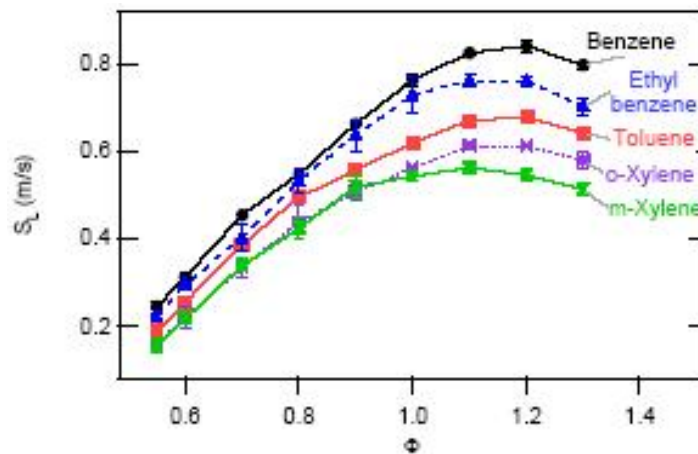


Figura 2.8 - Velocidade de queima laminar (SL) versus relação de mistura ϕ . Fonte: Farrel et al., 2004.

A propagação da chama de hidrocarbonetos é influenciada por propriedades físicas e pela cinética química das reações, relacionada também com os mecanismos de transporte de energia na combustão, que são: a condução, a convecção, a radiação a difusão, a pressão e a temperatura [C. K. Westbrook, 2000].

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA SOBRE MOTORES

Neste capítulo, é realizada uma análise teórica, utilizada para estudar o comportamento da propagação da chama para diferentes combustíveis utilizados neste trabalho. A análise será utilizada posteriormente como argumento de comprovação e entendimento dos fenômenos físico-químicos relacionados aos resultados apresentados nos testes experimentais.

3.1 Fundamentação dos Motores de Combustão Interna

Motores à combustão interna realizam trabalho queimando uma mistura de vapor de combustível e ar dentro de um cilindro. Por esta razão, é chamado motor de combustão interna. Quando ocorre a combustão da mistura de ar-combustível, formam-se gases quentes. Estes gases expandem-se rapidamente e empurram o êmbolo do motor para baixo, gerando um movimento alternado das partes interiores do motor. O movimento alternado dos êmbolos é transformado em movimento rotativo movimentando rodas, hélices e máquinas. Com isso, ocorre a conversão da energia química do combustível em energia mecânica.

3.1.1 Ciclo dos Motores a Combustão de Quatro Tempos e Ciclo Diesel

Os motores de combustão interna são classificados também em relação aos ciclos de trabalho. Existem os motores com ignição por centelha e os motores com ignição por compressão (motores Diesel). Motores movidos à gasolina ou a álcool são exemplos de motores com ignição por centelha. Neste caso, a queima de combustível é iniciada com uma centelha fornecida pela vela de ignição, que é um componente instalado na superfície superior do cilindro, na parte chamada de cabeçote do motor. Motores Diesel normalmente utilizam o óleo Diesel como combustível. Nestes motores, a ignição é iniciada pela injeção de combustível no cilindro através de bicos injetores. A combustão em motores Diesel ocorre de maneira espontânea, estimulada pela elevada pressão.

Os motores também podem ser classificados como de quatro tempos ou dois tempos. Durante seu funcionamento, um motor continuamente admite uma quantidade de ar - combustível, comprime e queima a mistura e a deixa expandir antes de expulsá-la do cilindro. O ciclo completo de potência é realizado quando o pistão executa quatro movimentos, dois para cima e dois para baixo, o motor é chamado de quatro tempos. Quando o pistão realiza somente

dois movimentos durante o ciclo, um para cima e um para baixo, o motor é chamado de dois tempos. Os quatro tempos de um motor à gasolina são mostrados em detalhes na figura 3.1.

O motor utilizado neste trabalho se enquadra na classificação como um motor de combustão interna ciclo Otto, sendo os seguintes tempos:

Admissão: nesta fase, em que o pistão se encontra no PMS e começa o movimento de descida até o PMI, gerando uma depressão no interior do cilindro, fazendo com que a mistura ar-combustível entre no cilindro através da válvula de admissão, pois nesta fase se encontra aberta.

Compressão: começa após a admissão, quando o êmbolo que se encontra no PMI começa a subir até o PMS com as válvulas de admissão e escape fechadas, comprimindo a mistura ar-combustível no cilindro. À medida que o êmbolo sobe, o volume do cilindro diminui, aumentando a pressão até que ocorra a centelha elétrica para iniciar a combustão.

Expansão: ocorre após a compressão com o êmbolo no PMS e com as válvulas de admissão e escape fechadas. Através da centelha, pela vela de ignição, ocorre a combustão da mistura ar-combustível. Há uma intensa liberação de energia e um grande aumento de pressão, resultando uma força que empurra o êmbolo para baixo até o PMI.

Escape: após a expansão, com êmbolo no PMI, abre-se a válvula de escape. Com o êmbolo subindo ao PMI, os gases provenientes da combustão são escoados pela válvula de escape.

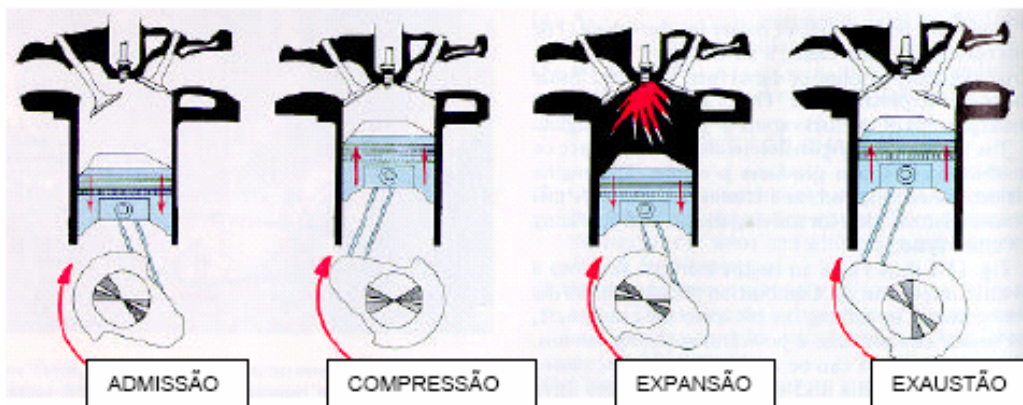


Figura 3.1 – Ciclos dos motores a combustão interna de quatro tempos. Fonte: Bosch, 2004.

Os motores de combustão interna utilizam normalmente vários tipos de hidrocarbonetos como combustível: gasolinas, oxigenados (álcoois, éteres), gás natural (GNV), Diesel entre muitos outros.

Atualmente, estes motores apresentam um sistema de admissão de ar, alimentação de combustível e ignição com controle eletrônico para que ocorra uma combustão mais eficiente em

todos os cilindros, buscando uma resposta rápida para os transientes, baixa emissões de poluentes, alta performance, etc.

Na parte superior da figura 3.2, têm-se os momentos de abertura e fechamento das válvulas de escape e admissão, juntamente com os ciclos de admissão, compressão, expansão e escape em relação ao ângulo do eixo de manivelas. Este sincronismo das válvulas depende da graduação do comando de válvulas. A linha preta representa a variação da pressão no cilindro com combustão, e a linha tracejada, sem a combustão, ocorrendo somente à compressão da mistura, sem que ocorra a centelha na vela de ignição. Costuma-se dizer que o motor nesta condição está no ‘modo compressor’.

Para a entrada de ar-combustível no cilindro, ocorre a abertura da válvula de admissão (IVO), mas a válvula de escape ainda se encontra aberta, se fecha somente alguns graus após o PMS. Este é o período que se denomina “cruzamentos de válvulas”, que tem a função de realizar uma melhor limpeza dos gases residuais no cilindro.

A válvula de admissão é fechada (IVC) somente depois do PMI, com o objetivo de aumentar a eficiência volumétrica do motor nos regimes de alta rotação, aproveitando a inércia dos gases.

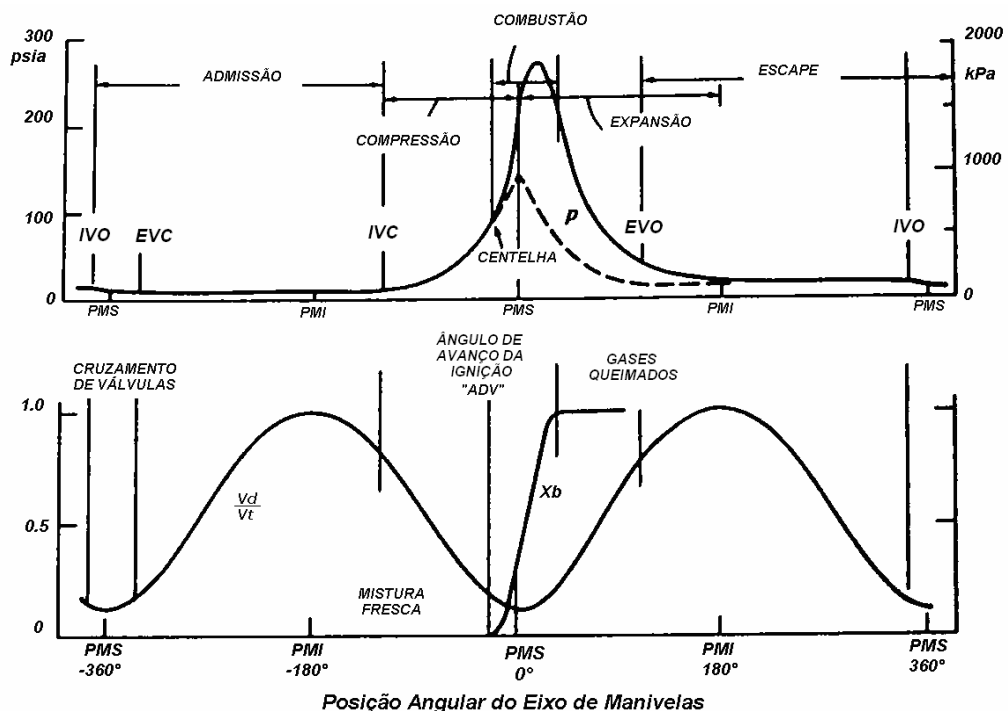


Figura 3.2 – Eventos do motor de Ciclo Otto e ignição por centelha. Fonte: Heywood ,1988.

Observando-se a figura 3.2 na região da combustão, percebe-se que a centelha ocorre em torno de 30° antes do PMS para que o pico de pressão seja em torno de 10° a 15° graus

depois PMS. O momento em que ocorre a centelha é definido como “ângulo de avanço da ignição” e depende de algumas variáveis, como a rotação, a velocidade de queima do combustível e a turbulência da câmara.

Na mesma figura 3.2, na região inferior, tem-se a variação do volume deslocado em relação ao tempo (V_d/V_t) e também a função Wiebe (X_b), que representa a fração mássica dos gases queimados em relação ao ângulo da árvore de manivelas. Através do X_b , pode-se avaliar a duração da combustão, como comentada anteriormente na seção da revisão bibliográfica.

Para um ciclo de potência completo, são necessários duas voltas na árvore de manivelas, isso resulta em dois picos de máximo na curva V_d/V_t , ou seja, o êmbolo move-se do PMS ao PMI duas vezes.

3.2 Processos de Admissão e Exaustão

A combustão é fortemente influenciada pela formação de mistura que por sua vez é influenciada pelo tipo de sistema de admissão do motor. Em motores à combustão interna, o sistema de admissão da mistura ar-combustível consiste de um filtro de ar, um carburador ou injetores de combustível e um coletor de admissão. Durante o processo de admissão, ocorre diminuição da pressão ao longo do sistema de admissão, ou seja, ocorre uma perda de carga no sistema.

Um sistema típico de exaustão é formado por um coletor de escape, por tubos de escapamento, catalisadores de gases poluentes e silenciadores para reduzir nível de ruído.

A variação da pressão ao longo do sistema de admissão depende da rotação do motor, da perda de carga do sistema, da seção transversal, do comprimento do coletor e da densidade da mistura. Esta variação de pressão no sistema de admissão pode influenciar a eficiência volumétrica e a formação de mistura [Bosch, 2005].

3.3 Preparação da Mistura por Injeção de Combustível

Os sistemas de injeção de combustível em motores à combustão interna para a formação externa da mistura são caracterizados pelo fato de que a mistura ar-combustível é formada fora da câmara de combustão (no coletor de admissão), obtendo uma dosagem e atomização para proporcionar uma melhor formação da mistura em relação aos sistemas carburados.

Além da dosagem precisa de combustível é importante considerar o momento em que ela ocorre. Por essa razão, na injeção eletrônica de combustível individual, se utiliza uma válvula injetora eletromagnética para cada cilindro, e cada válvula é ativada individualmente, conforme o sincronismo do motor.

Na injeção no coletor de admissão o combustível é enviado através da bomba de combustível, da tubulação de combustível e dos filtros, sob pressão de sistema, à galeria de combustível, a qual garante que o combustível seja distribuído igualmente às válvulas injetoras (figura 3.3). É de suma importância para a qualidade da mistura ar-combustível a preparação do combustível pelas válvulas injetoras, cuja pulverização deve disponibilizar gotículas as menores possíveis.

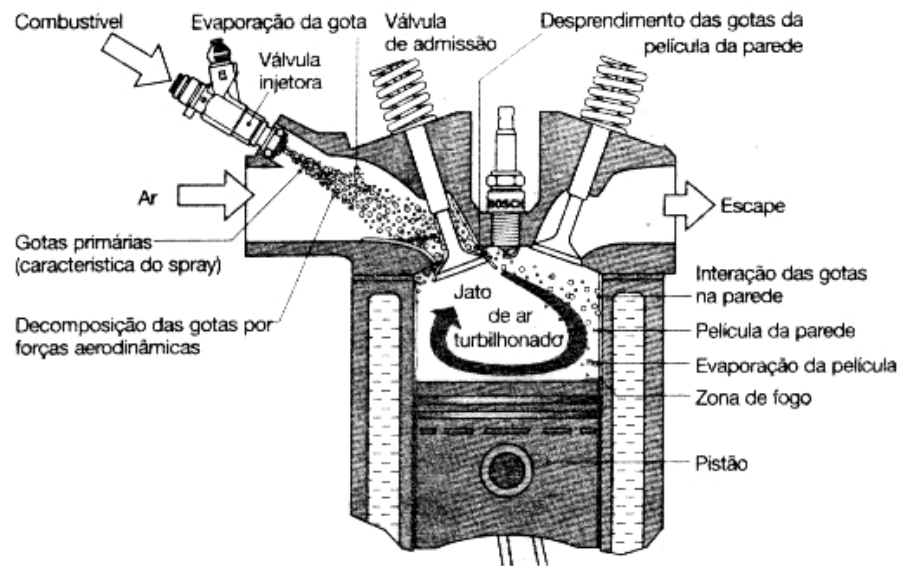


Figura 3.3 - Sistema de injeção de combustível. Fonte: Bosch, 2005.

O formato e o ângulo do jato das válvulas injetoras são adaptados à geometria do coletor de admissão. Na injeção de combustível dosada antes das válvulas de admissão do cilindro, uma grande parte do combustível finalmente pulverizado pode evaporar. O tempo disponível para a formação da mistura pode ser aumentado pela injeção nas válvulas de admissão ainda fechadas.

O combustível injetado pelas válvulas injetoras no coletor de admissão, forma um complexo sistema com ar e combustível na forma de gotas, vapor e um filme líquido nas paredes do coletor, cabeçote e válvulas (figura 3.3).

Uma parte do combustível se precipita na parede do coletor de admissão formando uma película, cuja espessura depende essencialmente da pressão no coletor de admissão e da condição de carga do motor. No funcionamento dinâmico do motor, esse filme de combustível na parede pode levar à variação da condição de mistura e diminuição da eficiência volumétrica, de modo que a massa de combustível armazenada nessa película deve ser a mínima possível.

A presença de película de filme no coletor de admissão pode provocar variações na mistura dentro do cilindro, gerando misturas não homogêneas na câmara de combustão. Isto ocorre quando temos grandes gotas arrastadas das paredes próxima à válvula de admissão pela mistura ar-combustível, gerando regiões de diferentes condições de mistura (estratificação). Mas isso depende do tamanho e da distribuição das gotas de combustível no sistema de admissão, também do tempo da indução e da condição de carga do motor.

Se na região da vela de ignição ocorrer uma condição de mistura que não favoreça a propagação da chama, aumenta o atraso e a duração da combustão. As regiões muito pobres estarão presentes em posição contrária às regiões ricas, ocasionando o problema da variação ciclo a ciclo observado nestes motores [Lenz, 1990].

Efeitos da formação da película de filme na parede do canal de admissão não podem ser negligenciados sob condições de partida a frio, pois, como o combustível não pode evaporar suficientemente, mais combustível é necessário na fase de partida para criar uma mistura inflamável. Quando a pressão no coletor cai, a seguir, partes da película de filme se vaporizam, e combustível no estado líquido pode entrar na câmara de combustão o que pode levar à elevação das emissões de HC se o catalisador não operar na temperatura de funcionamento.

Por ocasião de uma injeção de combustível irregular pode ocorrer uma péssima formação de mistura, formando áreas com películas na parede da câmara de combustão, dificultando a mesma, aumentando emissões e também influenciando no desempenho do motor.

Considerações sobre o alinhamento geométrico definido do jato de combustível possibilitam a escolha das válvulas injetoras adequadas, com as quais a umidificação da parede do coletor de admissão e nas válvulas de admissão pode ser controlada e minimizada.

Em comparação com motores carburados e sistemas de injeção central, a formação de película nas paredes dos sistemas de injeção individual é menor.

3.4 Eficiência Volumétrica

Um parâmetro usado para determinar a capacidade que o motor possui em admitir a massa de ar atmosférico é a eficiência volumétrica (η_v), conforme a equação 3.1. Pode-se dizer

que a eficiência volumétrica é a vazão mássica de ar no conduto de admissão dividida pela taxa que o volume de ar é deslocado pelo pistão [Heywood, 1988]. A deficiência no enchimento depende basicamente do desenho do motor, devido a suas restrições e perdas de carga pelos dutos de admissão e ainda a posição da borboleta de aceleração.

$$\eta_v = \frac{2\dot{m}_i}{\rho_i V_d N} \quad (3.1)$$

Onde:

V_d – volume deslocado pelo pistão entre PMI e PMS (m^3)

N – velocidade de rotação do motor (rev/s)

ρ_i – densidade admissão (kg/m^3)

\dot{m}_i – vazão mássica da mistura (kg/s)

A potência do motor depende principalmente da quantidade de ar admitida pelo motor. Quanto maior é o volume de ar introduzido, maior será a quantidade de combustível que poderá queimar-se e, em conseqüência, maior serão energia e a potência fornecidas.

Para calcular a eficiência volumétrica, é necessário definir a densidade de admissão da mistura próxima à janela da válvula de admissão. Quando ρ_i é determinada desta maneira, a eficiência volumétrica resultante mede a qualidade de bombeamento do cilindro e das válvulas.

Mas nem sempre é possível medir ρ_i na janela da válvula de admissão. Entretanto, a densidade pode ser medida na atmosfera, próximo da tomada de ar para o motor. Desse modo, estamos utilizando a densidade do ar admitido ($\rho_{a,i}$) como densidade da mistura (ρ_i). Com isso, a eficiência volumétrica resultante mede o desempenho do escoamento para todos os componentes do sistema de admissão. A eficiência volumétrica baseada neste método se chama eficiência volumétrica global [Heywood, 1988].

$$\rho_{a,i} = \frac{P_a}{R \cdot T_a} \quad (3.2)$$

Onde P_a é a pressão do ar admitido (kPa), T_a é a temperatura do ar admitido (K) e R é a constante do ar (0,287 kJ/kg.K).

Valores típicos da eficiência volumétrica para motores aspirados são de 80% a 90%.

As variáveis que influenciam o rendimento volumétrico são:

- i. A densidade da carga e a diluição da mistura originada pelos gases residuais são de certa importância;
- ii. As paredes dos condutos de admissão e do cilindro transferem calor e elevam sua temperatura; diminuindo a densidade da carga, ocasionando uma perda no rendimento volumétrico;
- iii. A diminuição da temperatura devido à mudança de fase do combustível, favorece um aumento da eficiência volumétrica;
- iv. Os gases residuais presentes no cilindro depois do escape contribuem para diminuir a densidade da mistura;
- v. A geometria do sistema de admissão e de escape tem grande importância. Os condutos de escape devem opor mínima resistência à saída dos gases e os de aspiração devem permitir a entrada de maior quantidade possível de ar;
- vi. Relação de compressão;
- vii. Rotação do motor;
- viii. Tempos de abertura e fechamento das válvulas são outras variáveis que influenciam no rendimento volumétrico.

3.5 Variação da Temperatura da Mistura pela Vaporização do Combustível.

Em motores à combustão interna por centelha, a presença de vapores do combustível e vapor de água no sistema de admissão reduz a pressão parcial do ar abaixo da pressão total da mistura.

Para misturas de ar, vapor d'água e combustíveis gasosos ou evaporados pode-se escrever a pressão de admissão como a soma das pressões parciais, conforme a equação 3.3 (lei de Dalton).

$$p_i = p_{a,i} + p_{f,i} + p_{w,i} \quad (3.3)$$

Onde:

p_i – pressão total da mistura [kPa]

$p_{a,i}$ – pressão parcial de ar [kPa]

$p_{f,i}$ – pressão parcial de combustível [kPa]

$p_{w,i}$ – pressão parcial de vapor d'água [kPa]

Supondo que cada componente se comporta como gás ideal, pode-se escrever [Heywood,1988].

$$\frac{P_{a,i}}{P_i} = \left[1 + \left(\frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} \right) \left(\frac{M_a}{M_f} \right) + \left(\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} \right) \left(\frac{M_a}{M_w} \right) \right]^{-1} \quad (3.4)$$

Sendo:

\dot{m}_f - vazão mássica de combustível [kg/s]

\dot{m}_a - vazão mássica de ar seco [kg/s]

\dot{m}_w - vazão mássica de vapor d'água [kg/s]

$\frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a}$ - fração do combustível evaporado (F_i)

M_a - peso molecular do ar [u. de massa]

M_f - peso molecular do combustível [u. de massa]

M_w - peso molecular vapor d'água [u. de massa]

Para determinar a fração do combustível evaporado (F_i), quando este for gasoso no ponto de medida da densidade da mistura, a razão entre a massa de vapor do combustível evaporado e a do ar seco é igual à relação global entre eles. Entretanto, quando for incompleta a evaporação do combustível no ponto em questão, não há um método simples para determinação de (F_i).

As flutuações usuais de pressão em um tubo de admissão obviamente introduzem dificuldades na medida da pressão de mistura ar-combustível (p_i) e da temperatura da mistura ar-combustível (T_i). Além disso, quando o combustível líquido está presente, existe uma grande dificuldade em medir T_i , a temperatura da porção gasosa da mistura.

Em muitos experimentos, para representar os motores alimentados com uma mistura de ar-combustível, o combustível é introduzido no sistema de admissão, e a temperatura no tanque é mantida suficientemente alta para que a evaporação do combustível seja completa, antes que a mistura com combustível líquido alcance o termômetro que mede T_i . Se esse termômetro, juntamente com a medida de pressão, for localizado no sistema de admissão, as medidas resultantes serão T_i e p_i , especificadas na definição de eficiência volumétrica.

No caso de motores com carburação e sem sobrealimentação, p_i e T_i são freqüentemente medidos na frente do carburador, e a eficiência volumétrica global é registrada considerando algumas hipóteses:

- i. p_i é igual à leitura de um manômetro instalado em algum ponto no coletor de admissão.
- ii. T_i é igual à leitura de um termômetro na corrente de ar na frente do carburador, a menos que haja alguma razão para se acreditar que a evaporação de combustível seja

completa no coletor de admissão. Neste caso, pode-se usar a leitura de um medidor de temperatura no coletor de admissão.

Para um escoamento, a pressão constante com evaporação do combustível líquido e com transferência de calor. A diferença de temperatura pode ser expressa através da equação 3.5 [Taylor C. F.,1988].

$$T_A - T_B = \frac{\left(\frac{\dot{Q}}{\dot{m}_a}\right) - F_i \cdot \phi \cdot h_{f,LV}}{c_{p,a} + \phi \cdot c_{f,L}} \quad (3.5)$$

$$h_{f,V} - h_{f,L} = h_{f,LV}$$

Sendo:

$T_A - T_B = \Delta T$ (Resfriamento)

Q – taxa de transferência de calor

F_i – fração mássica de combustível evaporado

Φ - relação da mistura

$h_{f,L}$ - entalpia combustível estado líquido

$h_{f,V}$ – entalpia combustível estado vapor

$h_{f,LV}$ – entalpia de vaporização

$c_{p,a}$ – calor específico a pressão constante do ar

Se não ocorre transferência de calor para a mistura no coletor de admissão, a temperatura da mistura diminui quando ocorre a troca de fase do combustível. Por exemplo, para a completa evaporação do isoctano com $\lambda=1,00$, a variação de temperatura é de 19 °C (resfriamento), para o metanol, nas mesmas condições, o resfriamento fica em torno de $\Delta T=128^\circ\text{C}$. Na prática, ocorre o aquecimento do coletor de admissão, sem ocorrer a total evaporação do combustível. Dados experimentais mostram que a diminuição da temperatura do ar admitido devido à evaporação do combustível líquido aumenta a eficiência volumétrica, apesar de diminuir a pressão parcial do ar na mistura [Lenz, 1990].

3.6 Parâmetros de Desempenho

3.6.1 Rotação e Velocidade Angular

Rotação do motor N (rev/s): é a velocidade de rotação do eixo de manivelas em revoluções por segundo. É expressa por:

$$N = \frac{\text{revoluções}}{\text{segundos}} [\text{Hz}] \quad (3.6)$$

Este valor é medido diretamente no eixo do dinamômetro por métodos mecânicos, elétricos ou de interferência (estroboscópica).

Frequência angular do motor ω (rad/s): é uma outra forma de expressar a rotação do motor.

$$\omega = 2\pi N \quad (3.7)$$

Pode-se representar a relação entre a velocidade angular ω em rad/s e a variação do ângulo do eixo de manivelas θ em graus através da equação:

$$\omega = \frac{\pi}{180} \frac{d\theta}{dt} \quad (3.8)$$

3.6.2 Trabalho Indicado por Ciclo

A combustão promove um aumento de pressão e temperatura dentro do cilindro, causando uma expansão dos gases. Esta pressão desenvolvida no cilindro e seu volume correspondente podem ser expresso pelo diagrama p-V, que é usado para calcular o trabalho transferido dos gases para o êmbolo. No diagrama p-V, pode-se calcular o trabalho pela expressão a seguir [Heywood, 1988]:

$$W_c = \oint p dV \quad (3.9)$$

Onde:

W_c – Trabalho indicado (J)

p- pressão no interior do cilindro (Pa)

dV – variação do volume do cilindro (m^3)

O trabalho indicado por ciclo pode ser classificado como:

Trabalho indicado bruto por ciclo ($W_{c,ig}$), sendo o trabalho entregue ao êmbolo pelos gases nos cursos de compressão e expansão somente, representado (pela área A + área C) na figura 3.4.

Trabalho indicado líquido por ciclo ($W_{c,in}$), sendo o trabalho considerando o ciclo completo em motores a 4 tempos, representados (pela área A – área B) na figura 3.4.

Área B + área C representa o trabalho gasto durante a fase de admissão e exaustão, chamado de trabalho de bombeamento. Isto acontece nos motores naturalmente aspirados.

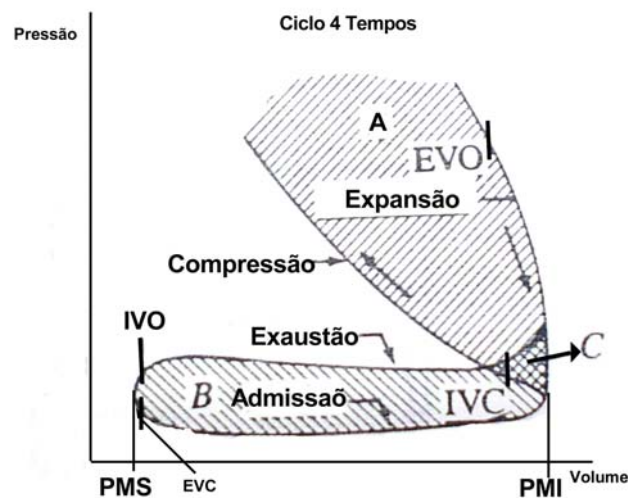


Figura 3.4 - Diagrama PV de um ciclo 4 tempos. Fonte: Richard Stones, 1999.

3.6.3 Torque

Torque ou momento torçor do motor T (Nm): é uma medida da capacidade do motor de produzir trabalho, é o potencial que a árvore de manivelas possui de fazer girar uma massa em torno de si mesmo. Esse momento gerado pelo motor na saída do eixo de manivelas é o torque efetivo desenvolvido pelo motor [Heywood, 1998].

$$T = F \cdot b \quad (3.10)$$

Onde:

F - medida de reação, que representa a carga no motor [N].

b distância do centro do eixo do dinamômetro de freio até o ponto de medição da força [m].

Este valor é medido diretamente a partir da medição da força exercida pelo motor sobre o dinamômetro, utilizando, por exemplo, uma célula de carga extensiométrica ou piezoelétrica (axial).

3.6.4 Potência

O torque é a capacidade do motor de realizar trabalho, enquanto a potência é a medição da quantidade de trabalho que o motor realiza em um certo período de tempo. Portanto, pode-se dizer que o torque é a capacidade de se deslocar o veículo, e a potência se desenvolve durante esse deslocamento.

A potência desenvolvida no interior do cilindro não é transmitida integralmente ao eixo de manivelas, porque uma parte desta é absorvida pela resistência passiva.

Existem três tipos de potência: a potência indicada, a potência absorvida pelo atrito e acessórios (resistência passiva) e a potência de freio no eixo de manivelas. A potência indicada pode ser calculada através do ciclo indicado, no qual a área obtida do diagrama p - V representa o trabalho realizado pelos gases no interior do cilindro durante um ciclo.

A potência de freio pode ser calculada através de medição, utilizando um freio (dinamômetro), que possibilita calcular o trabalho realizado pelo eixo de manivelas na saída do motor. A potência absorvida pela resistência passiva pode ser medida através de um dinamômetro ativo, imprimindo uma velocidade de rotação no eixo de manivelas com o motor sem combustão, ou pela diferença entre a potência indicada e a potência de freio.

A potência de maior interesse prático é a potência de freio no eixo, disponível na saída do eixo de manivelas do motor, calculada segundo as equações abaixo [Giacosa, 1970].

Trabalho de freio por revolução $W_{r,b}$ (J): é o trabalho executado pelo motor em cada revolução (360° de variação do ângulo do eixo de manivelas) É expressa por:

$$W_{r,b} = 2\pi T \quad (3.11)$$

Potência de freio no eixo P_b (W): é o valor calculado a partir das medições de torque e rotação e é calculada através de:

$$P_b = W_{r,b} N = 2\pi TN \quad (3.12)$$

Onde:

P_b – potência no eixo [W];

$W_{r,b}$ – trabalho de freio por revolução [J];

T – torque efetivo, eq (3.10) [Nm];

N – rotação do motor, eq (3.6)[rev/s];

As unidades práticas são kW e hp [1 kW = 0,7457 hp].

Para calcular a potência absorvida pela resistência passiva, utiliza-se a equação seguinte [Giacosa, 1970]:

$$P_p = P_i - P_b \quad (3.13)$$

Onde:

P_p - potência absorvida pela resistência passiva [W];

P_i - Potência indicada [W];

P_b - potência de freio eixo, eq (3.12) [W].

O rendimento mecânico é a relação entre a potência no eixo e a potência indicada (Giacosa, 1986):

$$\eta_m = \frac{P_b}{P_i} \quad (3.14)$$

Onde:

η_m - Rendimento mecânico (adimensional);

P_b - potência no eixo, eq (3.12) [W].

P_i - Potência indicada [W].

3.6.5 Pressão Média Efetiva.

A pressão média efetiva é a média da pressão de trabalho no cilindro do motor baseado na potência de freio. Então, tem-se a pressão média efetiva de freio, derivada da potência de freio no eixo.

A pressão média efetiva no eixo é um parâmetro importante para medição da performance do motor, e também para a comparação entre motores de diferentes cilindradas, pois ela apresenta uma pequena variação em relação ao tamanho do motor. É obtida pela razão do trabalho por ciclo pelo volume deslocado no cilindro, ou seja, é a potência produzida pelo motor em função do seu tamanho.

Pressão média efetiva MEP [Pa]: é o trabalho útil executado, dividido pelo volume de ar deslocado por ciclo (cilindrada unitária) [Heywood, 1988].

$$MEP = \frac{W_{c,i} n_r}{V_d} = \frac{P n_r}{V_d N} \quad (3.15)$$

Onde:

$W_{c,i}$ – trabalho de freio [J]

N - é o número de revoluções da manivela para cada ciclo [rev/s];

$n_r = 2$ para 4-tempos ou 1 para 2-tempos.

P – potência de freio no eixo[W];

V_d - volume deslocado pelo cilindro [m³];

Cabe salientar que, no motor quatro tempos, existem dois processos: o de expansão e o de compressão para cada volume de ar admitido (admissão - compressão - expansão - exaustão), enquanto, no motor de 2 tempos, existe apenas um processo de compressão e um processo de expansão para cada volume de ar admitido.

Como o torque depende do tamanho do motor, o parâmetro mais indicado para caracterizar a capacidade do motor é a pressão média efetiva de freio (é uma medida da capacidade do motor de produzir trabalho relativo ao tamanho deste). Assim, é um parâmetro útil para comparação entre motores de tamanhos diferentes.


3.7 Combustíveis para Motores à Combustão Interna Ciclo Otto.

Em motores à combustão interna, os principais combustíveis utilizados estão, em geral, divididos em dois grupos principais: os “derivados do petróleo” ou “hidrocarbonetos” e os “oxigenados” ou “hidrocarbonetos oxigenados”.

A produção de combustíveis líquidos e gasosos tem como principal fonte natural o petróleo, composto por diversos tipos de hidrocarbonetos. Esses hidrocarbonetos presentes no petróleo estão classificados em famílias de parafinas, de naftenos e de compostos aromáticos (cíclicos), entre outros. A diferente proporção de cada um deles condiciona o refino, operação pela qual se extraem os combustíveis, sejam gasosos, como o propano e o butano; sólidos, como as parafinas; ou líquidos, como o querosene, as gasolinas automotivas, o óleo diesel e o óleo combustível.

A característica dos átomos de carbono nos hidrocarbonetos de se ligarem através de ligações químicas simples, duplas ou triplas, proporciona uma grande variedade de estruturas moleculares de hidrocarbonetos, conforme tabela 3.1.

Tabela 3.1 - Classificação geral dos hidrocarbonetos. Fonte: Guibet, 1999.

Tipo de família	Nome comum	Nome oficial	Estrutura	Fórmula geral
Saturados	Parafinas	Alcanos	$\begin{array}{c} & \\ -C & -C- \\ & \end{array}$	C_nH_{2n+2}
	Naftênicos	Cicloalcanos	Anéis 3, 4, 5 ou 6 átomos de carbono	$C_nH_{2n}^*$
Insaturados	Olefinas**	Alquenos	$\begin{array}{c} \diagdown & \diagup \\ C & =C \\ \diagup & \diagdown \end{array}$	$C_nH_{2n}^{***}$
	Acetileno	Alquinos	$-C \equiv C-$	C_nH_{2n-2}
Aromáticos	Aromáticos	-		$C_nH_{2n-6}^{****}$

* Fórmula válida somente para compostos com um anel

** Cicloolefinas, diolefinas e poliolefinas são classificadas nesta categoria

*** Fórmula válida somente para monoolefinas não cíclicas

**** Fórmula válida somente para compostos com um único anel e uma ligação lateral saturada

Existem vários processos de refino do petróleo, como a destilação, o craqueamento, que apresentam como resultado quatro componentes básicos: o gás liquefeito de petróleo – GLP, a nafta, o óleo combustível, querosene e resíduos. Na fração conhecida como nafta, que representa entre 10% e 20% do óleo cru, estão os hidrocarbonetos com ponto de vapor na faixa das gasolinas e na fração de óleos combustíveis. Outros componentes como enxofre e o nitrogênio também fazem parte da composição. Assim, a composição do petróleo é variável e depende da localização do campo de exploração [Owen, 1995].

Um combustível oxigenado muito utilizado e fabricado a partir da cana de açúcar por fermentação e destilação, é o álcool de baixo peso molecular, sobretudo o etanol. A característica da família dos álcoois é que um dos átomos de hidrogênio é substituído por um radical OH. Assim, o álcool metílico, também chamado de metanol, é CH_3OH . O Brasil foi pioneiro na produção de álcool combustível para veículos automotivos, após a crise provocada pelo súbito aumento dos preços de petróleo.

Atualmente há uma tendência para o uso industrial e automotivo de combustíveis gasosos como o gás natural. É um hidrocarboneto natural de fácil extração, sem impurezas ou

cinzas, sem odor e que resulta em alto poder calorífico. O gás natural (GNV), normalmente encontrado em bolsões ou jazidas subterrâneas, flui para a superfície associado ao petróleo, sendo então novamente injetado nos poços para aumentar a vazão do óleo cru ou separado para consumo.

Devido à natureza das ligações químicas entre os átomos de hidrogênio, carbono e em alguns tipos oxigênio, pode-se classificar os hidrocarbonetos em saturados e insaturados.

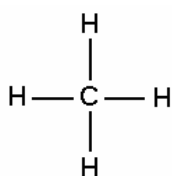
3.7.1 Saturados

A primeira classificação decorre do tipo de ligação química entre os carbonos. Os hidrocarbonetos apresentam somente ligações simples entre carbonos, podendo apresentar cadeias de ligações retas ou ramificadas.

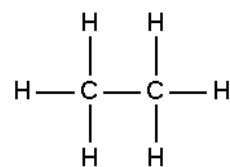
➤ Parafinas

As parafinas são compostas de uma mistura de hidrocarbonetos saturados de alto peso molecular. Elas possuem seus átomos de carbono organizados em cadeias abertas, utilizando apenas ligações simples, podendo ser cadeias normais ou ramificadas. As parafinas que apresentam cadeia linear são conhecidas como parafinas normal (n –parafinas) e as cadeias ramificadas são chamadas de isoparafinas. Os primeiros quatro membros da família das parafinas são: metano (CH₄), etano (C₂H₆), propano (C₃H₈) e butano (C₄H₁₀)

Na temperatura e pressão ambiente as parafinas são gases até C₄, entre C₄ e C₁₆ são líquidas; e sólidas acima de C₁₆. Entretanto, para os componentes de cadeia longa, o ponto de ebulição e a densidade dos líquidos aumenta quando aumentam o número de átomos de carbono [Guibet, 1999].



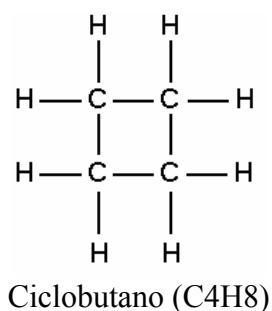
Metano (CH₄)



Etano (C₂H₆)

➤ Naftenos ou Cicloparafinas

Naftenos são hidrocarbonetos que apresentam cadeias fechadas, tendo uma estrutura anelar, onde cada átomo de carbono é ligado a dois átomos de hidrogênio por ligações simples. Para um mesmo número de átomos de carbono, a densidade tende a crescer, comparando-se um composto naftênico com uma parafina, bem como o ponto de fusão e de ebulição. Sua fórmula geral é C_nH_{2n} . Os primeiros quatro membros desta família são: ciclopropano (C_3H_6), ciclobutano (C_4H_8), ciclopentano (C_5H_{10}) e o ciclohexano (C_6H_{12}).

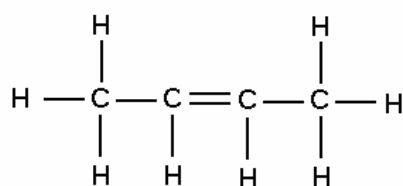


3.7.2 Insaturados

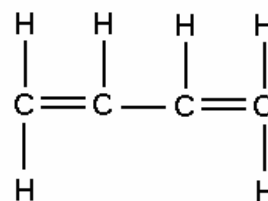
São hidrocarbonetos que apresentam ligações duplas ou triplas entre carbonos, podendo apresentar cadeias de ligações abertas ou cíclicas.

➤ Oleofinas ou Alquenos

As oleofinas são hidrocarbonetos que apresentam ligações duplas entre átomos de carbono em cadeias abertas. Sua fórmula geral é C_nH_{2n} . Se apresentar múltiplas ligações duplas, é chamada de poliolefinas e, com uma ligação dupla, monoolefinas. Os primeiros quatro membros da família são: eteno ou etileno (C_2H_4), o propeno ou propileno (C_3H_6), buteno ou butileno (C_4H_8) e o penteno (C_5H_{10}) [Guibet, 1999].



Butileno (C_4H_8)

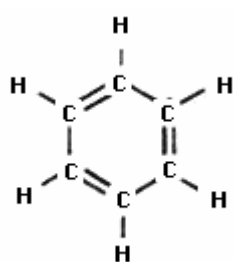


Polibutileno (C_4H_6)

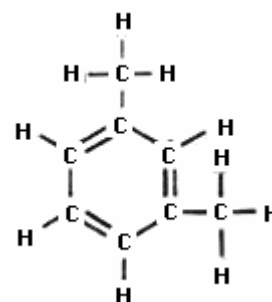
➤ Aromáticos

Um grande grupo dos hidrocarbonetos utilizado como combustível são os aromáticos, que possuem como estrutura principal a molécula do benzeno (C_6H_6), com três ligações simples e três ligações duplas intercaladas. Outros aromáticos formam-se através da ligação de radicais orgânicos ao anel benzênico, como por exemplo, o tolueno ($C_6H_5 - CH_3$), o xileno ($CH_3 - C_6H_4 - CH_3$) ou o etilbenzeno ($C_6H_5 - C_2H_5$) assim o número total de arranjos moleculares é muito grande. Os prefixos *ortho*, *meta* e *para*, são utilizados para identificar a posição no anel de benzeno em que um carbono é substituído pelo radical orgânico. Para o xileno, três isômeros são possíveis: o *ortho*-xileno, o *meta*-xileno e o *para*-xileno [Guibet, 1999].

Do ponto de vista toxicológico o benzeno é o composto mais prejudicial, porque é considerado como um agente carcinogênico para o homem por várias organizações, tais como: a *International Agency of Research on Câncer* (IARC) e o *The American Conference of Governamental Industrial Hygienists* (ACGIH).



Benzeno (C_6H_6)



m-xileno (C_8H_{10})

Os hidrocarbonetos aromáticos são identificados pela sua alta densidade, maior que $0,870 \text{ g.cm}^{-3}$. O benzeno possui densidade mais alta que o tolueno, xileno ou cumeno. O ponto de ebulição do benzeno é de aproximadamente 80°C . A temperatura dos demais aromáticos excede a 100°C . Compostos com vários anéis benzênicos apresentam uma densidade que tende a se aproximar de 1 gcm^{-3} e são freqüentemente sólidos à temperatura ambiente. Hidrocarbonetos poliaromáticos estão presentes na fumaça e particulados emitidos pelos gases de exaustão resultante da combustão.

3.7.3 Oxigenados

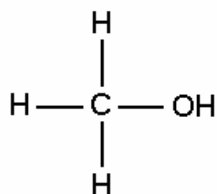
Os combustíveis que apresentam na sua composição teores de oxigênio são denominados de oxigenados, como os álcoois etanol e metanol e ainda os éteres, como MTBE, TAE, TAME, etc.

➤ Álcoois

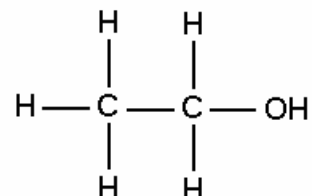
Álcoois: são compostos orgânicos que apresentam um ou mais grupos hidroxilas (–OH) ligados a átomos de carbono saturados. Os álcoois são mais reativos que os hidrocarbonetos e apresentam caráter praticamente neutro. Na nomenclatura dos álcoois, utilizamos o sufixo -ol para indicar o grupo funcional –OH.

Os álcoois para combustível podem ser obtidos a partir de vegetais ricos em açúcares principalmente a cana-de-açúcar, através da fermentação e da destilação ou reações de oxidação do petróleo.

Alguns álcoois utilizados como combustíveis são: o metanol ou álcool metílico (CH₃OH), o etanol ou álcool etílico (C₂H₅OH), entre outros.



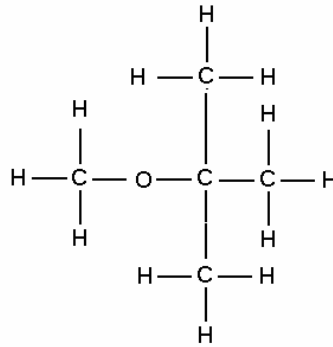
Metanol (CH₃OH)



Etanol (C₂H₅OH)

➤ Éteres

Os éteres são compostos orgânicos oxigenados que apresentam um átomo de oxigênio ligado a dois radicais orgânicos (R – O – R). Os éteres utilizados como combustível ou aditivo são o ETBE (Etil-Tércio-Butil-Éter) e o MTBE (Metil Tércio Butil Éter), obtidos através da reação do etanol e do metanol com olefinas leves, como isobuteno.



Éter Metil Tércio **Butílico** – $(\text{CH}_3)_3\text{COCH}_3$

A tabela 3.2 apresenta as principais propriedades físicas dos combustíveis que serão utilizados neste trabalho.

Tabela 3.2 - Propriedades físicas dos combustíveis utilizados neste trabalho. Fonte : Guibet, 1999

Comb.	Fórmula	A/F	ΔH [kJ/kg]	Temp. Ebulição [°C]	Pressão Vapor a 37,8°C [kPa]	Densidade a 15,5°C [kg/cm ³]	Temp. Ignição [°C]	MON ²	RON ²
Metanol	CH ₄ O	6,46	1100	64,7	32,00	796,0	510	96	126
Etanol	C ₂ H ₆ O	8,99	855	78,3	15,30	794,0	490	95	115
MTBE	C ₅ H ₁₂ O	11,74	338	55,3	53,80	746,0	435	113	93
Tolueno	C ₇ H ₈	13,47	363	110,6	6,70	870,0	585	103,5	120
Xilenos	C ₈ H ₁₀	13,64	423	138,0	0,70	873,3	506	93	103
Penteno	C ₅ H ₁₀	14,70	357	29,9	107,45	648,6	275,2	61,9	61,7
Etilbenzeno	C ₈ H ₁₀	13,64	338	136,2	2,55	866,0	460	97,9	107,4

² Fonte: Hartman, 1996.

3.8 Propriedades Físicas dos Combustíveis

3.8.1 Volatilidade

Uma propriedade importante dos combustíveis para motores de combustão interna é a volatilidade. É uma grandeza que está relacionada à facilidade de uma substância passar da fase líquida à fase vapor. Pode ser expressa por uma ou várias características como: pressão de vapor, entalpia de vaporização, curvas de destilação e, menos freqüente, a razão vapor/líquido.

A volatilidade exerce uma grande influência na formação da mistura, favorecendo a combustão, pois combustíveis que trocam de fase com facilidade podem proporcionar uma mistura mais homogênea, mas podem também apresentar alguns fenômenos indesejáveis, que afetam os sistemas de combustíveis dos veículos, como: bolsa de combustível vaporizado entre o tanque de combustível e os injetores ou carburador (*vapor lock*) e percolação que é uma

vaporização descontrolada de combustível, que pode acontecer quando se desliga o motor do veículo depois de um longo período operando a altas temperaturas [Silva, R., 2004].

3.8.2 Pressão de Vapor

A pressão de vapor é uma propriedade importante usada para avaliar a tendência do combustível de evaporar-se, de modo que, quanto maior for a pressão de vapor, mais facilmente o combustível se evapora. Essa pressão, também fornece indicações do comportamento do combustível sob diferentes condições de operação do motor com ignição por centelha. Esta propriedade é utilizada, principalmente, para indicar as exigências que devem ser satisfeitas para o transporte e armazenamento do produto, de modo a evitar acidentes e minimizar as perdas por evaporação.

A Agência Nacional do Petróleo (ANP) utiliza as normas ASTM D4953, D5190, D5191 e D5482 e ABNT NBR 4149 e NBR 14156 para determinar a pressão de vapor dos combustíveis.

Um teste mais utilizado é a pressão de vapor *reid* (PVR), que se realiza em uma câmara fechada imersa num banho a temperatura de 37,8°C. Com a evaporação do combustível, a pressão da câmara sobe até atingir o equilíbrio das fases. A volatilidade está diretamente relacionada com a pressão de vapor. Para as gasolinas, a pressão de vapor depende particularmente das concentrações relativas de hidrocarbonetos, que têm pontos de ebulição abaixo de 37,8°C.

Combustíveis com alta pressão de vapor apresentam facilidade de evaporação e proporcionam uma mistura mais homogênea, e uma taxa mais alta de voláteis é emitida. Entretanto, existe um mínimo necessário para a partida a baixas temperaturas. Combustíveis com baixa pressão de vapor e elevada entalpia de vaporização apresentam dificuldades para a vaporização completa no coletor de admissão, dificultando o início do processo de combustão e diminuindo o rendimento do motor.[Silva, R., 2004].

Pressões de vapor elevadas e temperaturas a baixo do ponto de 10% da curva de destilação levam a facilidade de partida do motor, por outro lado, aumentam a tendência ao tamponamento pelo vapor de combustível.

3.8.3 Curvas de Destilação

Utiliza-se a norma NBR 9619 para determinar as curvas de destilação das gasolinas automotivas, determinando, em termos de volatilidade as proporções de todos os hidrocarbonetos presentes. O teste feito pela norma consiste em destilar 100ml de gasolina e registrar as temperaturas nas quais as várias porcentagens destilam em geral, 10%vol. (T10), 50%vol. (T50) e 90%vol. (T90). A identificação destes pontos visa a atender as diferentes condições de operação dos motores.

Representando-se em gráfico as porcentagens da destilação e as temperaturas correspondentes, obtém-se a chamada curva de destilação de grande utilidade para prever o desempenho da gasolina no motor (figura 3.5).

Na figura 3.5, tem-se o perfil do comportamento da curva de destilação, mostrando como o motor se comporta com as diversas frações que compõe a gasolina automotiva. Os componentes da gasolina que possuem ponto de ebulição perto do ponto T10% evaporados influenciam na partida a frio, pois a temperatura deve estar dentro de uma determinada faixa de, onde seja possível a partida a frio, mas que não permita o excesso de vapor nas linhas de combustível (*vapor lock*), prejudicando o fornecimento. A faixa intermediária, próxima ao ponto T50%, indica como o motor irá se comportar em clima frio, o tempo para o motor se aquecer e a tendência de formação de gelo em motores carburados em climas úmidos, recomenda-se que a temperatura permaneça na faixa dos 100°C. A parte final, que contém componentes com alto ponto de ebulição e alto poder calorífico, situados ao redor do ponto T90, é importante para a economia de combustível quando o motor está completamente aquecido, mas não deve ser excessivamente alto, a fim de diminuir a tendência de formação de filme de combustível nas paredes do coletor e do cilindro, o que causa a diluição do óleo lubrificante e a heterogeneidade da mistura [Lenz, 1990].

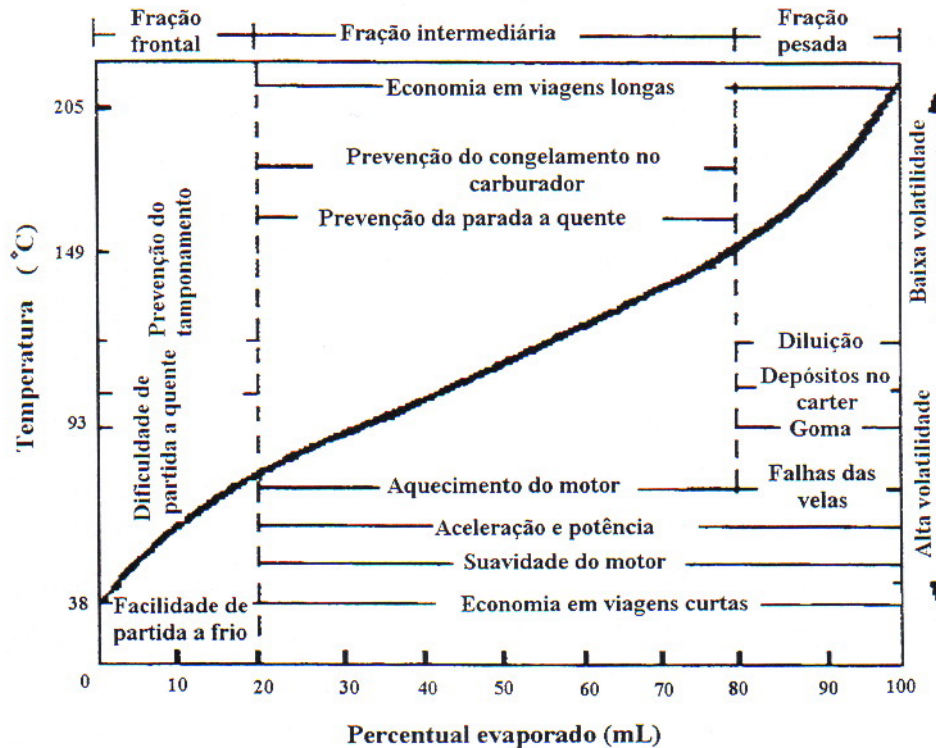


Figura 3.5 - Curva de destilação e o comportamento do motor com as diversas frações que a compõe. Fonte: Silva, 2004.

As características de destilação dos combustíveis são de extrema importância principalmente para a operação de motores à combustão interna, juntamente com as condições ambientais, pois combustíveis com alto grau de destilação, usados em motores que trabalham em temperaturas muito baixas, poderão ter a formação da mistura prejudicada, influenciando na combustão da mistura. Um exemplo disto foram os motores que utilizavam álcool etanol hidratado no sul do Brasil, que apresentavam sérios problemas, principalmente na partida a frio. Para compensar este defeito, era necessário uma série de dispositivos, como o aquecimento do coletor de admissão e do ar admitido e a injeção de gasolina para a partida [Guibet, 1999].

3.8.4 Calor de Vaporização ou Entalpia de Vaporização

Calor de vaporização ou entalpia de vaporização é definida como a energia necessária para converter um mol de líquido para vapor, ou seja, a energia necessária para a mudança de estado líquido para vapor. Algebricamente, pode ser descrito pela equação 3.16 de Clapeyron [Guibet, 1999]:

$$L = T(V_2 - V_1) \frac{d\pi}{dT} \quad (3.16)$$

Onde,

L – Calor de vaporização [kJ/mol];

T – Temperatura absoluta [K];

V_1 – volume molar do líquido [m³/mol];

V_2 – volume molar do vapor [m³/mol];

π – pressão de vapor [kPa].

Em faixas de temperatura usual, a variação de volume V_1 para V_2 é desprezível e, se considerar a fase vapor como um gás perfeito, pode-se reescrever a equação 3.16 como [Guibet, 1999]:

$$\ln \frac{\pi_2}{\pi_1} = \frac{L}{R} \left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2} \right) \quad (3.17)$$

Onde:

R – constante universal dos gases [8,3143 kJ/kmol.K], isto é freqüentemente usado para estimar a mudança da pressão de vapor com a temperatura.

Utilizando a equação 3.17, pode-se determinar a pressão de vapor para uma determinada temperatura conhecendo-se a pressão de vapor para uma temperatura qualquer.

A entalpia de vaporização tem uma forte influência do motor, pois, quanto maior seu valor, maior será a quantidade de calor retirado do ar que está no coletor de admissão e, com isso, menor a temperatura da mistura admitida. Esta diminuição da temperatura na região do coletor de admissão aumenta a densidade da mistura, aumentando a massa ar-combustível a ser admitida no motor, ou seja, melhora a eficiência volumétrica do motor [Guibet, 1999].

3.8.5 Densidade

As gasolinas produzidas no estado do Rio Grande do Sul possuem densidade absoluta entre 0,740 a 0,761 g/cm³ a 20 °C, segundo ANP (Agência Nacional Petróleo) [Silva, R., 2004].

A densidade relativa pode ser obtida pelo quociente entre a massa específica do combustível e a massa específica de um padrão. De modo geral, o padrão utilizado é a água destilada a 15,5°C e 101,325 MPa, cuja densidade absoluta pode ser considerada como 1g/cm³.

A densidade do combustível é muito importante para economia do mesmo, pois ela está relacionada ao conteúdo de energia do mesmo. As densidades das gasolinas comuns estão na

faixa de 0,72 e 0,78 e dependem dos tipos das frações de hidrocarbonetos que fazem sua composição [Owen, 1995].

Estas propriedades são responsáveis para se obter a máxima potência por quilo/litro de combustível. Os hidrocarbonetos de baixa densidade relativa (iso-parafinas) possuem baixa energia térmica por quilo de combustível. Os hidrocarbonetos de alta densidade relativa (aromáticos) possuem a máxima energia por quilo de combustível [Owen, 1995].

3.8.6 Poder Calorífico

O poder calorífico representa a quantidade de calor transferido quando ocorre uma oxidação do combustível (combustão) à temperatura constante, sendo determinado num equipamento chamado de calorímetro. Os combustíveis normalmente utilizados contêm hidrogênio e, muitas vezes, umidade. Durante a combustão, a água produzida pela oxidação do hidrogênio, acrescida da umidade do ar, passa a fazer parte dos produtos de combustão. Em relação ao estado da água nos produtos, pode-se considerar o poder calorífico superior ou inferior.

Poder calorífico superior (PCS) quando se considera a água nos produtos da combustão no seu estado líquido.

Poder calorífico inferior (PCI) quando se considera a água nos produtos da combustão no seu estado vapor.

As condições para determinar o poder calorífico são padronizadas e normalmente adota-se a pressão de 1atm e temperatura de 20°C como condições padrão para os reagentes e os produtos após a combustão. Nesse caso, o poder calorífico é dito à pressão constante, pois a diferença do poder calorífico a volume constante é muito pequena.

Em motores a combustão interna considera-se o PCI, pois toda a água presente nos produtos da combustão está no estado de vapor devido a altas temperaturas dos gases de escape.

Determina-se o PCI como sendo o PCS menos o calor de vaporização da água formada na combustão e contida nos produtos.

3.8.7 Poder Antidetonante de um Combustível

Uma propriedade de importância fundamental é a qualidade antidetonante de um combustível. O poder antidetonante do combustível é determinado pelo número de octano (NO)

ou octanagem do combustível que relaciona a capacidade do combustível de resistir à detonação. Representa a resistência da mistura de ar-combustível dentro da câmara de combustão de estar submetido a altas temperaturas sem entrar em combustão espontaneamente. Quando pequenas parcelas de ar-combustível entra em combustão espontânea, ocorre o fenômeno conhecido por detonação, ou seja, ocorrem varias combustões pequenas em pontos distintos da câmara, geralmente no final da combustão, antes da chegada da frente de chama, o que ocasiona uma combustão extremamente rápida e descontrolada (detonação) e com um ruído bem característico devido às variações de pressão no cilindro [Heywood, 1988].

Para a determinação do NO de um combustível, é utilizado uma mistura de dois hidrocarbonetos: o isoctano (C_8H_{18} – trimetilpentano) e o n-heptano ($n-C_7H_{17}$). O isoctano apresenta uma alta resistência à detonação, sendo seu NO igual a 100; o n-heptano possui uma baixa resistência à detonação, sendo seu NO igual a zero. A partir da mistura destes dois hidrocarbonetos em volume, se estabelece o NO das amostras de referência. O NO será a proporção de mistura existente o n-heptano e o isoctano.

Os principais métodos para medição de octanagem são: o método motor e o método pesquisa, ambos feitos em motores monocilíndricos padronizados e conhecidos como *Cooperative Fuel Research - American Society for Testing and Materials* (CFR-ASTM). Nestes motores, a relação de compressão é variável, permitindo ajustes para geração da detonação, que pode estar sob controle e monitoramento. Este motor queima a mistura sob análise e misturas padrões conhecidas, compostas de uma mistura de n-heptano e isoctano em níveis de detonação padronizados e monitorados principalmente por um sensor de detonação eletrodinâmico, que, a partir dos dados adquiridos e através de uma metodologia normalizada, pode-se calcular o NO da amostra.

O método “Motor” determina o número de octanagem (RON ‘*Research Octane Number*’) que determina o grau requerido de octanagem do combustível pelo motor simulando as condições típicas de suave dirigibilidade, sem cargas pesadas no motor.

O método “Pesquisa” determina o número de octanagem (MON ‘*Motor Octane Number*’) que representam a octanagem requerida pelo motor, em condições de severas cargas e altas velocidades.

3.8.8 Temperatura de Ignição

A partir de uma certa temperatura, todo combustível entra em combustão sem haver necessidade de uma fonte externa de energia, como a centelha de uma vela de ignição. A temperatura mínima para que ocorra a auto combustão é denominada de temperatura de ignição.

Quando se trata de materiais facilmente inflamáveis, o "ponto de ignição" passa a ter o nome comercial de "*flash point*", que significa, na prática, a temperatura na qual uma quantidade definida de material (sólido, líquido ou gás) libera uma quantidade de vapor suficiente para formar uma mistura explosiva se uma fonte de calor for aproximada da mistura.

Com o aumento da pressão, a temperatura mínima de auto-ignição diminui, pois maior é o nível de energia da mistura [Guibet, 1999].

3.8.9 Condições de Ignição e Limites de Inflamabilidade

Para que uma mistura de ar-combustível possa iniciar e manter uma combustão, deve estar dentro da região de inflamabilidade da mistura. Esta região está relacionada com a concentração de vapor de combustível presente no ambiente, geralmente expressa em volume, que define um limite inferior e superior de inflamabilidade para cada combustível.

O limite inferior de inflamabilidade (L_i) determina que, abaixo de uma concentração mínima de vapor de combustível em ar ou oxigênio a combustão não se mantém.

O limite superior de inflamabilidade (L_s) determina o nível máximo de concentração do vapor de combustível para que a combustão possa se manter.

Todo combustível misturado com ar ou oxigênio não entra em combustão se sua concentração for muito baixa ou muito alta, isto é, se a mistura ar-combustível estiver muito pobre (abaixo do limite inferior de inflamabilidade) ou muito rica (acima do limite superior de inflamabilidade). A combustão só ocorre se a mistura combustível-comburente estiver dentro da faixa delimitada pelos dois limites citados.

Na tabela 3.3, tem-se os limites inferior e superior de inflamabilidade para alguns combustíveis presentes no ar, à temperatura de 25°C, sendo que L_i e L_f indicam as concentrações do vapor de combustível em percentual no ar [Guibet, 1999].

Tabela 3.3 - Limites de inflamabilidade de alguns combustíveis. Fonte: Guibet, 1999.

Combustível	$L_{inferior}$ [%]	$L_{superior}$ [%]
Metano	5,0	15,0
Isooctano	1,0	6,0
Tolueno	1,4	7,1
o-Xileno	1,0	6,0
Etanol	3,3	19,0
Acetileno	2,5	81,0
Metanol	6,7	36,0
Mtbe	1,6	6,8

Muitas variáveis podem influenciar o limite de inflamabilidade dos combustíveis, como a temperatura, a pressão, a diluição e a cinética química. Um aumento na temperatura da mistura resulta no crescimento da região de inflamabilidade, mas, quando a temperatura é aumentada a níveis mais altos, atinge-se a temperatura de auto-ignição, ocorrendo a chamada combustão espontânea. O efeito da pressão é mais complexo e pode aumentar ou diminuir a zona de inflamabilidade dependendo do combustível [Guibet, 1999].

Para alguns combustíveis se ocorrer um aumento da pressão, a faixa de inflamabilidade aumenta, já que resulta no aumento da concentração dos reagentes em vasos de pressão fechados. Assim, com a elevação da pressão, misturas que não eram inflamáveis podem passar a ser. É importante ressaltar que os dados podem diferir significativamente devido ao fato de que o efeito da pressão é fortemente afetado pela forma e geometria do vaso.

3.8.10 Mudança de Fase

No sistema de admissão de um motor à combustão interna utilizando combustíveis líquidos, ocorre o processo de preparação da mistura, ou seja, tem-se uma mudança da fase líquida para a fase vapor do combustível. Esta mudança de fase do combustível é um parâmetro muito importante, pois apresenta uma grande relação com a eficiência volumétrica e com a condição de mistura.

Existem dois tipos principais para a de mudança de fase [Lenz, 1990]:

Evaporação: é a passagem da fase líquida para a gasosa, que ocorre lentamente abaixo da temperatura de vapor quando grandes áreas molhadas de combustível estão presentes. Ela ocorre na superfície do combustível. Dependendo das condições de temperatura e pressão, o combustível que evapora por este processo representa um pequeno percentual na mistura, em torno de 0,1% a 0,8%.

Vaporização: é a passagem da fase líquida para a fase vapor quando o combustível está a uma temperatura acima da temperatura de vapor, ocorre principalmente no coletor de admissão próximo à válvula de admissão.

O processo de vaporização do combustível é de extrema importância e necessita de um tempo para poder ocorrer. Dependendo das condições de temperatura e pressão no coletor, a mudança da fase líquida para a fase vapor ocorrerá com maior intensidade tanto menor for o grau de saturação do ar admitido com combustível.

No coletor de admissão, ocorre a mudança de fase do combustível, reduzindo a temperatura da mistura, conforme a entalpia de vaporização do combustível e a condição de

mistura. Com a queda da temperatura, a pressão de saturação diminui, podendo ocorrer saturação da mistura antes que todo combustível tenha sido evaporado; por outro lado, a redução da temperatura aumenta a eficiência volumétrica do motor. A saturação, por sua vez, favorece a formação de uma película de combustível no sistema de admissão, prejudicando a formação da mistura.

Para misturas de ar-combustível, a pressão total da mesma pode ser tomada como uma mistura de gases perfeitos e suas pressões parciais. Conforme Lenz, 1990, existem muitos fatores que influenciam na mudança de fase do combustível, tais como: a umidade do ar, temperatura do meio externo, a pressão no coletor, a pressão de vapor do combustível, entre outras. Para combustíveis que apresentam uma mistura de muitos hidrocarbonetos, como a gasolina, as frações mais leves mudam de fase mais rapidamente que as frações mais pesadas.

3.9 Relação de Mistura Ar Combustível

Para se determinar qual é a condição de mistura na câmara de combustão tem-se, que relacionar a taxa de massa de ar admitido com a taxa de massa de combustível que entra no motor.

O parâmetro denominado “ λ (lambda)” dado pela equação 3.19 e seu inverso simbolizado pela letra ϕ , dada pela equação 3.20, representam a relação entre a taxa de combustível e ar admitido pela taxa combustível e ar estequiométrico [Heywood, 1988].

$$\lambda = \phi^{-1} = \frac{(A/F)_{at}}{(A/F)_{st}} \quad (3.18)$$

$$\phi = \lambda^{-1} = \frac{(F/A)_{at}}{(F/A)_{st}} \quad (3.19)$$

Onde,

$(A/F)_{at}$ – é a relação real de massas de ar e combustível que está sendo admitida pelo motor [kg/kg];

$(F/A)_{st}$ – é a relação ideal de massas de combustível e ar estequiométrica [kg/kg];

$(F/A)_{at}$ – é a relação real de massas de combustível e ar que está sendo admitida pelo motor [kg/kg].

A condição de mistura em que os motores operam fica em torno da condição de estequiometria ($\lambda = 1$), porém, para cada operação do motor, se utiliza uma condição de mistura:

para a máxima potência, misturas levemente ricas; e para a redução de poluentes condição mais próxima à estequiométrica.

Em relação à quantidade de ar ou combustível podemos classificar a mistura em “pobre” ou “rica”. Para “mistura rica”, utiliza-se ($\lambda < 1$), quando se tem falta de oxigênio para a completa oxidação dos reagentes (ou excesso de combustível); para a “mistura pobre” ($\lambda > 1$), quando se tem excesso de oxigênio no processo (ou falta de combustível), na tabela 3.4, caracteriza-se a condição de mistura conforme λ ou ϕ .

Tabela 3.4 - Condições de mistura: λ e de ϕ .

Mistura	λ	ϕ
Rica	<1	>1
pobre	>1	<1
estequiométrica	=1	=1

A relação de mistura da carga admitida é um dos fatores de relevância para a eficiência dos motores de combustão interna alternativos. A combustão só ocorrerá nestes motores se a mistura estiver dentro dos limites de inflamabilidade, característico de cada combustível. Contudo, existirá uma relação de mistura ótima para o desempenho dentro destes limites.

3.10 Gerenciamento do Motor

Um sistema de alimentação, utilizado antes da injeção eletrônica de combustível, era o carburador, sendo um sistema mecânico responsável pela dosificação da mistura ar-combustível. Essa mistura deve obedecer a uma relação chamada “razão da mistura”, que é a razão entre a massa de ar e de combustível admitido. Essa relação de mistura estequiométrica deve ser alterada conforme a mudança de combustível, otimizando a redução de emissões [Guibet,1999].

Um sistema de alimentação deve realizar as seguintes funções essenciais:

- a) controle preciso do fluxo de combustível e ar;
- b) atomização do combustível para assegurar uma mistura ar-combustível que vaporize durante a entrada no cilindro;
- c) igual distribuição da mistura para todos os cilindros.

No funcionamento do motor, no entanto, verifica-se que a razão da mistura ar-combustível é variável conforme a rotação do motor (posição da borboleta). Para isso, o carburador conta com diversos sistemas de auxílio para obter essa variação.

Pode-se dividir a posição da borboleta em quatro períodos:

- (A) Marcha lenta: borboleta quase totalmente fechada;
- (B) Faixa intermediária: 0 a 25% de abertura da borboleta;
- (C) Faixa média: 25 a 75 % de abertura da borboleta;
- (D) Potência Máxima: 75 a 100% de abertura da borboleta;

Na posição “(A)”, o motor opera com mistura rica para estabilizar a rotação, tem os maiores níveis de emissões e, como a borboleta encontra-se fechada, existe um circuito auxiliar que permite a passagem de combustível.

Na posição “(B)”, o motor ainda opera com mistura rica, existe outro circuito auxiliar que injeta combustível.

Na posição “(C)”, o motor opera com mistura pobre, que pode ser obtida com o auxílio de um tubo tipo flauta, que possui diversos orifícios ao longo de seu comprimento, colocado dentro do pulverizador.

Finalmente, na posição “(D)”, o motor opera com mistura rica, pois necessita potência máxima, baixa temperatura nas válvulas de escape e maior rendimento volumétrico (relação entre o volume real de ar que entra na câmara de combustão e o volume que poderia entrar).

Os sistemas de injeção e ignição eletrônica, que se encontram nos veículos atualmente, são sistemas integrados e recebem sinais de diversos sensores dispostos no motor. Esse sistema apresenta a grande vantagem de ter um controle mais efetivo do processo de combustão, proporcionando obtenção de maiores potências, redução de emissões e maior economia de combustível. Um sistema semelhante foi utilizado nos experimentos deste trabalho.

Os sistemas de injeção eletrônica de combustíveis podem ser classificados em monoponto, que possui apenas um eletro-injetor para todos os cilindros, ou multiponto, que possui um eletro-injetor para cada cilindro, posicionados o mais próximo possível da válvula de admissão [Rech, 2002].

O sistema de injeção multiponto de combustível pode, ainda, ser subdividido em três outros tipos:

- **Injeção eletrônica multiponto sincronizada:** a injeção de combustível ocorre simultaneamente em todas as válvulas injetoras;
- **Injeção eletrônica multiponto seqüencial:** a injeção de combustível obedece à seqüência de abertura das válvulas de admissão;
- **Injeção eletrônica multiponto seqüencial fasada:** além do combustível ser injetado obedecendo à seqüência de abertura das válvulas de admissão, a injeção

em cada cilindro é dividida em duas etapas: uma quando a válvula de admissão abre, e a outra pouco antes da válvula de admissão fechar. Esse sistema, utilizado principalmente em motores de competição, proporciona melhor homogeneização da mistura ar-combustível, contribuindo dessa forma para um melhor rendimento do motor.

O principal elemento dos sistemas de injeção eletrônica é o módulo de controle eletrônico, que recebe os sinais dos sensores, interruptores, bobina de ignição e bateria. Esses sinais são avaliados e processados, transformando-se em um sinal de saída, que acionará os eletro-injetores no momento adequado.

Os principais sensores que esse sistema utiliza para mapear as condições de operação são:

- **Sensor de temperatura da água do motor:** geralmente é um sensor do tipo NTC, que mede e informa ao módulo de controle a temperatura da água do motor;
- **Sensor de vazão de ar:** mede a quantidade de ar que o motor está admitindo para que a injeção eletrônica defina a vazão de combustível através da largura do pulso do eletro-injetor. Estes sensores geralmente são do tipo anemômetro de fio quente, relaciona a massa de ar admitida com a potência necessária para manter um fio aquecido a uma certa temperatura; pressão absoluta, relaciona a massa de ar admitida com a pressão absoluta; ou ângulo de posição da borboleta, palheta localizada no coletor, em cujo eixo está acoplado um potenciômetro que informa a posição da borboleta, e conseqüentemente, a quantidade de ar admitida pelo motor;
- **Sensor de temperatura do ar:** este sensor informa ao módulo eletrônico de controle a temperatura do ar admitido, está localizado no sistema de admissão;
- **Sensor de rotação do motor:** trata-se de uma roda dentada instalada no eixo de manivelas, com uma falha de dois dentes e um sensor indutivo montado no bloco. Quando o motor entra em funcionamento, a roda dentada entra em movimento e a falha passa pelo sensor. Então, é gerada uma tensão de maior amplitude, que é utilizada pelo módulo de controle para reconhecer o PMS do motor;
- **Sensor de O₂:** conhecido como “sonda lambda”, mede a quantidade de oxigênio presente nos gases resultantes da combustão, controlando a dosagem de combustível. Existem dois tipos:

Um que apresenta uma faixa pequena de trabalho, ou seja, funciona somente no valor de lambda estequiométrico, é chamada de *Heated Exhaust Gas Oxygen Sensor* (HEGO).

Outro que apresenta uma faixa mais larga de trabalho, ou seja, apresenta uma resposta linear na faixa de λ 0,7 a 1,8, denominada “banda larga” (*Wideband*).

- **Sensor de detonação:** trata-se de um sensor de ruído ou vibração instalado no bloco do motor, tendo a função de informar ao módulo central de injeção a ocorrência do processo de detonação do combustível.

3.11 Ângulo de Avanço da Ignição (ADV)

Em motores à combustão interna, o pico de pressão no cilindro sempre deve ocorrer em torno de 10° a 15° em relação à árvore de manivelas. Este pico de pressão depende da duração da combustão [Guibet, 1999]. Observa-se, na figura 3.6, que se o ponto de ignição for fixo, quando ocorre um aumento da rotação do motor, a amplitude da pressão diminui, e seu pico ocorre cada vez mais tarde em relação ao ângulo da árvore de manivelas, isto se deve ao aumento da intensidade de turbulência, que não é linear com a rotação, sendo que a duração da combustão está diretamente relacionada ao aumento da turbulência [Heisler, 1995].

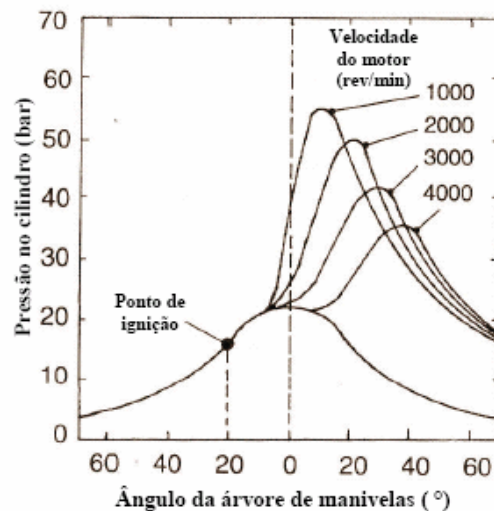


Figura 3.6 – Avanço de ignição fixo com aumento da rotação. Fonte: Heisler, 1995.

Na figura 3.7, o avanço do ponto de início da centelha, procurando uma otimização, ocorre um aumento da rotação do motor. Como resultado, obtém-se um pico de pressão da combustão aproximadamente no mesmo ângulo depois do ponto morto superior (DPMS) com valores próximos, com um pequeno decréscimo do valor do pico devido à redução da eficiência volumétrica na medida em que há um aumento da rotação do motor [Heisler, 1995].

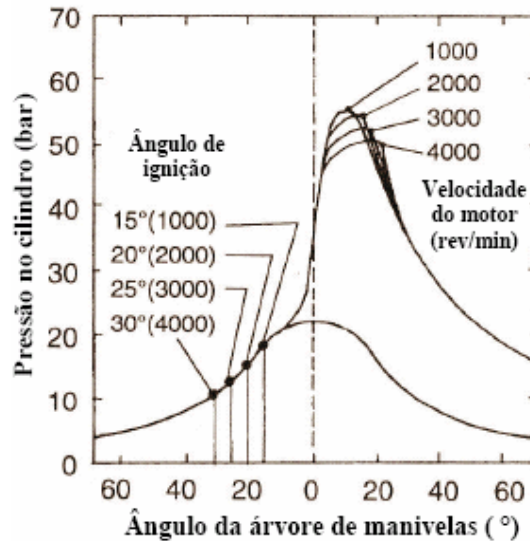


Figura 3.7 – Variação do ponto de ignição e sua influência na pressão do cilindro. Fonte: Heisler, 1995

As figuras 3.6 e 3.7 mostram a influência do tempo da centelha relativo ao ponto morto superior no desenvolvimento da pressão no cilindro do motor. Observa-se que para avanços de ignição muito adiantados, a combustão inicia mais cedo, e o trabalho dos gases sobre o êmbolo ao final do curso de compressão é maior, o que diminui o trabalho líquido do ciclo. Por outro lado, se estiver com avanço de ignição atrasado (ponto atrasado), a combustão inicia muito tarde, e diminui o trabalho dos gases sobre o êmbolo durante o curso de expansão pelo deslocamento dos picos de pressão para ângulos maiores depois do PMS (figura 3.9) [Taylor, 1988].

Na figura 3.8, pode-se notar a influência do momento da centelha no gráfico $P \times V$ de um típico motor à combustão interna de quatro tempos. Os avanços de ignição estão representados pelos números 1, 2, 3 e 4, que representam o avanço da centelha de 0° , 13° , 26° e 39° respectivamente em relação ao ponto morto superior. As condições de operação do motor para este resultado são λ de 1,13 (mistura pobre) e a rotação do motor é de 1200 rpm [Taylor, 1988].

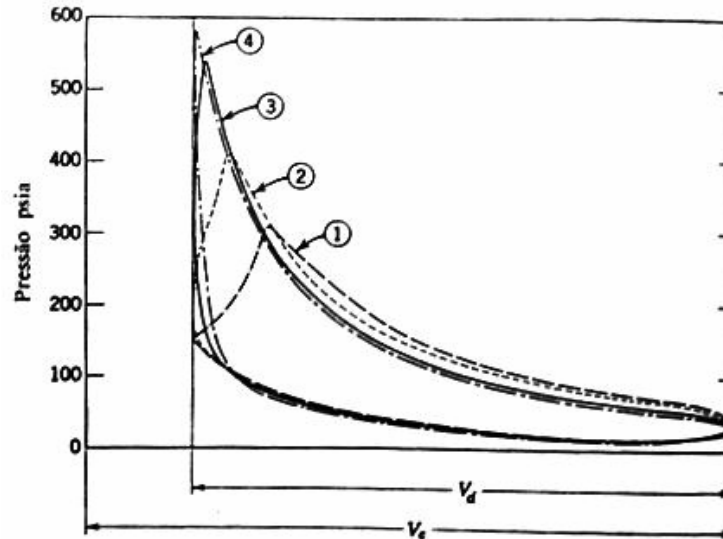


Figura 3.8 – Diagrama p & V. Fonte: Taylor ,1988

Nota-se que, com o aumento do avanço de ignição, ocorre um aumento na área do diagrama P x V, significando um aumento na potência indicada, mas existe um avanço de ignição ótimo para cada condição de operação do motor para se obter o máximo torque.

Muitos fatores podem influenciar no avanço de ignição ótimo, tais como: a velocidade do motor, a velocidade de queima, a massa de mistura admitida, a relação de mistura e o combustível utilizado.

Conclui-se que, ao aumentar a rotação do motor, o início da ignição deve ser adiantado para que o pico de pressão ocorra em uma faixa bem estreita em relação ao ângulo da árvore de manivelas. O avanço de ignição aumenta o tempo de desenvolvimento da chama (atraso de combustão), pois a pressão no cilindro decorrente da compressão está mais baixa. O excessivo avanço de ignição pode provocar o fenômeno conhecido como detonação, uma combustão anormal decorrente das altas temperaturas na câmara de combustão.

Por outro lado, em um avanço de ignição atrasado, se exagerado ocorre perda de potência, diminuição da eficiência térmica do motor, aumento da temperatura dos gases de escape decorrente do término da combustão depois da abertura da válvula de escape alguns graus antes do PMI.

3.12 Movimento da Carga no Cilindro

A formação da mistura em motores à combustão interna está muito relacionada ao movimento do escoamento antes e depois de entrar no cilindro. Toda mistura de ar-combustível

apresenta um comportamento em relação ao seu escoamento. Este tipo de escoamento é consequência da geometria do coletor de admissão, da geometria da câmara de combustão, que favorece o aumento da intensidade de turbulência, melhorando o processo de combustão da mistura ar-combustível. Considera-se o movimento da carga, o comportamento do escoamento da mistura ar-combustível, juntamente com os gases queimados após a combustão.

O movimento da carga também é muito relevante nos fenômenos de transferência de calor [Turns, S. R., 1996].

O movimento de carga pode-se dividir basicamente em dois movimentos principais, os quais são: o turbilhonamento axial e o radial, que estão submetidos a mistura de ar-combustível e os gases de escape.

O aumento da turbulência resulta em aumento da velocidade de propagação da chama e aumento da taxa de pressão, favorecendo a queima em condições de mistura pobre [Lucas G. et alli, 1979].

A turbulência aumenta a área de contato da frente de chama com a mistura não queimada devido à quebra da frente da chama formando cristas, melhora a combustão pela difusão da massa, aumenta a concentração de radicais reativos e também a transferência de partículas queimadas na região não queimada. Este aumento da turbulência que favorece a propagação da chama é resultado do turbilhonamento axial (*swirl*) e radial (*squish*) [Y. Hamamoto, 2003].

Conforme a figura 3.9, existe uma relação entre a intensidade de turbulência e a duração da combustão. Para cada curva temos, uma parcela da combustão em porcentual [Y. Hamamoto, 2003].

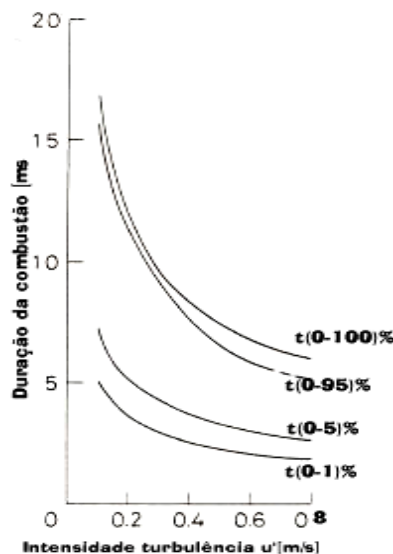


Figura 3.9 - Duração da combustão em relação a intensidade de turbulência. Fonte: Y. Hamamoto, 2003.

3.12.1 Turbilhonamento Axial

Em trabalhos de motores à combustão interna, utiliza-se muito a palavra ‘*Swirl*’ para relacionar a causa de um tipo de turbilhonamento, que, por suas características, se classifica como um turbilhonamento axial que ocorre na carga, ou seja, um escoamento que apresenta uma rotação em torno do eixo axial do cilindro (figura 3.10).

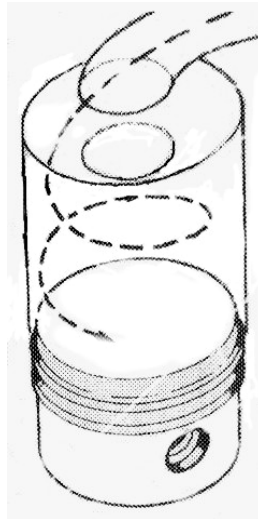


Figura 3.10 - Turbilhonamento axial da carga no cilindro. Fonte: Ricard Stone, 1993.

A origem desse turbilhonamento decorre principalmente da geometria do coletor de admissão e da região de entrada e saída da válvula de admissão e também a posição das válvulas em relação ao eixo de simetria do cilindro. Utiliza-se condutos de admissão em espiral ou hélice para se obter altos coeficientes de descarga, em consequência, elevados níveis de turbilhonamento axial.

O turbilhonamento axial gerado na admissão geralmente permanece através dos processos de compressão, combustão e expansão. Nos motores equipados com câmara de combustão na parte superior do êmbolo, o movimento rotacional inicia durante a admissão e é substancialmente modificado durante a compressão.

Este turbilhonamento proporciona uma eficiente mistura do ar com o combustível. É importante principalmente em motores diesel e em alguns que apresentam carga estratificada como a combustão por ignição auto controlada (CAI) ou a combustão pela ignição por compressão de carga homogênea (HCCI), com o objetivo de melhorar o processo de combustão [Hua Zhao et al., 2002].

O motor padrão ASTM-CFR apresenta um refletor na válvula de admissão para favorecer o turbilhonamento axial, conforme a figura 4.3.

3.12.2 Turbilhonamento Radial

Outro tipo de turbilhonamento, originado do ‘*Squish*’, corresponde ao movimento radial ou transversal da carga em direção ao interior do cilindro, formando vórtices rotacionais, que ocorrem no fim do período de compressão. A principal origem desse turbilhonamento é a geometria do êmbolo e da câmara de combustão.

Na figura 3.11, tem-se dois tipos de câmara de combustão. À direita, figura 3.11 a, tem-se o turbilhonamento radial gerado pela geometria da câmara de combustão, em formato de cunha, gerando uma circulação radial da carga na câmara de combustão. À esquerda da figura 3.11, é mostrada uma câmara de combustão, em que o êmbolo apresenta uma depressão de um motor diesel.

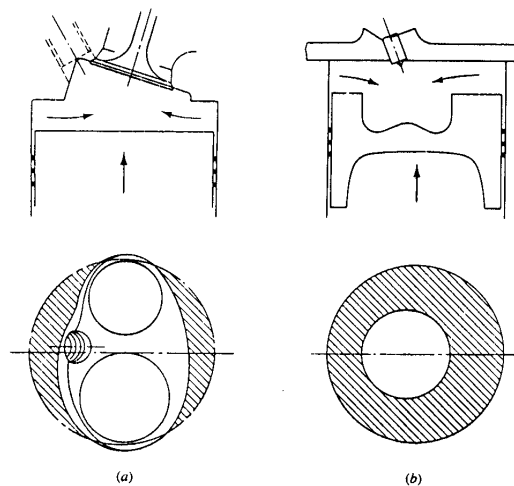


Figura 3.11 – Tipos de câmara de combustão com turbilhonamento radial: (a) câmara de combustão tipo cunha; (b) câmara de combustão de um motor diesel de injeção direta. Fonte: Heywood, 1988.

O motor padrão ASTM-CFR não apresenta uma geometria da região de combustão que favorece o turbilhonamento devido ao *Squish*, pois a câmara de combustão e a parte superior do êmbolo são cilíndrica e plana, conforme figura 4.2.

3.13 Fluxos em Fendas

Todos os equipamentos formados por um conjunto de peças mecânicas apresentam folgas especificadas para manter o funcionamento do sistema. Em motores à combustão interna,

em que se tem movimentos alternativos e rotativos de muitos componentes mecânicos, a folga é de extrema importância.

Um das dimensões mais importantes em motores, principalmente durante o ciclo de compressão e expansão é a folga entre o êmbolo e o cilindro.

Durante a compressão, a mistura de ar-combustível é forçada a penetrar nas regiões entre os anéis. Se estes volumes forem pequenos e estreitos, terá uma grande relação entre a superfície e o volume. A mistura que penetra na fenda sofre resfriamento, através da transferência de calor para temperaturas próximas às da parede.

Durante a combustão, a pressão no interior do cilindro aumenta rapidamente, aumentando a quantidade de gases na região. Depois da frente de chama chegar a superfície das folgas no primeiro anel de vedação, os gases queimados fluem para dentro de cada espaço até que a pressão de cilindro começa a diminuir. Quando a pressão no cilindro começa a diminuir, os gases queimados e o combustível, que estavam dentro dos volumes nas folgas começam a sair, ocasionando aumento dos níveis de HC e variações ciclo a ciclo.

Estas folgas ou fendas sofrem modificações ao longo do tempo de uso devido a variações de temperatura de desgaste.

Na figura 3.12, tem-se um corte no conjunto êmbolo-cilindro para indicar as regiões de folga, que consistem em um conjunto de volumes numerados de 1 a 5. Com a figura 3.13, podemos relacionar a amplitude da pressão em cada região correspondente, definidas pelos planos a, b, c, d, e pela fenda no anel g versus o eixo de manivelas na compressão e expansão.

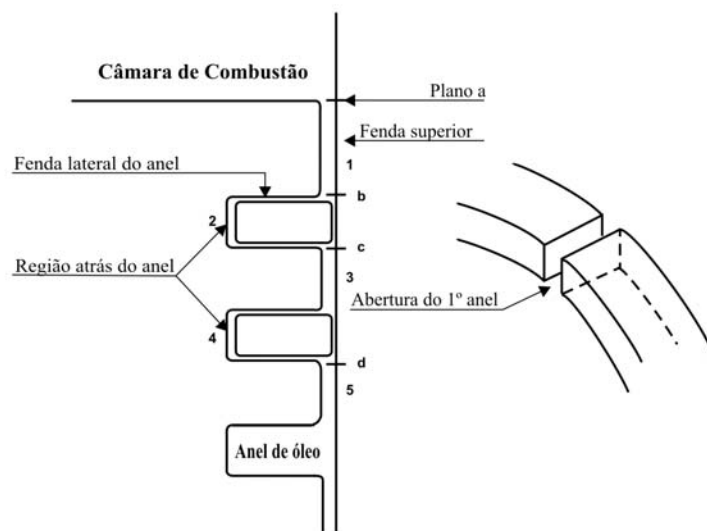


Figura 3.12 - Esquema do êmbolo e anéis montados em um motor SI. Fonte: Heywood, 1988.

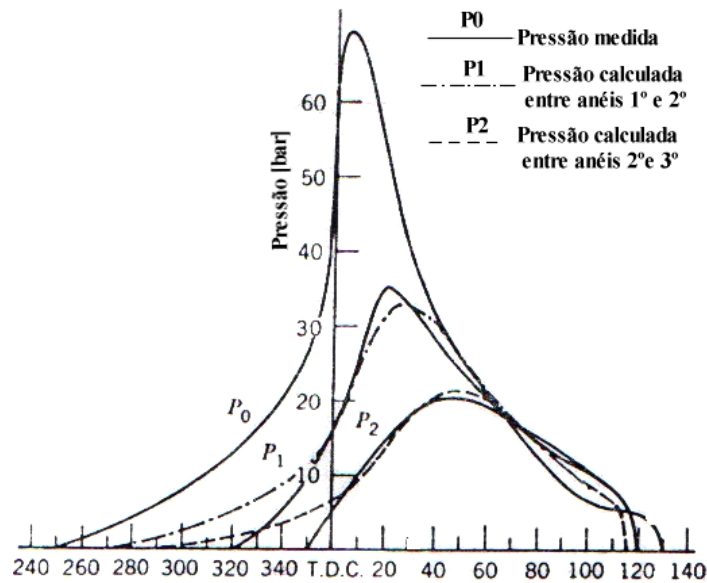


Figura 3.13 - Pressões medida e calculada entre os anéis. Fonte: Ferguson, C. R., 1985.

As pressões da figura 3.13 são determinadas como: P_0 é a pressão medida no cilindro, refere-se ao plano ‘a’ na figura 3.12; P_1 é a pressão atrás do primeiro anel, ou seja, entre o 1º e 2º anel, refere-se ao ponto 3 na figura 3.12; P_2 é a pressão entre o 2ª e 3ª anel, refere-se ao ponto 5 na figura 3.12. A pressão no cilindro começa a diminuir depois de 15° após PMS fluxos de gás saem das regiões 1 e 2 da figura 3.12 no cilindro, mas continua entrando nas regiões 3, 4, e 5 até que a pressão no cilindro caia abaixo da pressão mais baixa do anel de topo.

Existe um fluxo mínimo de gases que passa por todos os anéis de vedação até a caixa de depósito de óleo (cárter) que se denomina “vazamento” ou *blowby*. Este vazamento diminui a pressão máxima no cilindro, prejudicando os processos de combustão ocasionando diminuição da potência do motor, por isso deve ser minimizado. Os gases passados ao cárter eram lançados diretamente na atmosfera, contribuindo significativamente na emissão de HC. Atualmente, os gases do cárter são reenviados ao sistema de admissão, ou seja, reciclados.

3.13.1 Consumo Específico de Combustível

Em motores à combustão interna, o parâmetro mais usado para determinar o consumo específico de combustível (CEC) é a massa de combustível por unidade de potência, representando a eficiência com que o motor está convertendo a energia do combustível em trabalho mecânico, ou seja, é a taxa de consumo de combustível pelo motor dividido pela potência líquida efetiva [Heywood,1988]:

$$CEC = \frac{\dot{m}_f}{P_b \times 10^{-3}} \quad (3.20)$$

Onde:

CEC – consumo específico de combustível no freio [kg/kW.h];

\dot{m}_f – taxa de consumo de combustível [kg/h].

3.13.2 Eficiência de Conversão - η_f

Em processos reais, a temperatura adiabática de chama não é alcançada, pois a combustão não é absolutamente completa, nem mesmo na zona estequiométrica da mistura. A eficiência da combustão é definida, portanto, como sendo a relação entre a potência líquida efetiva e a energia contida no combustível para produzir esta potência.

$$\eta_f = \frac{P_b \times 3600}{\dot{m}_f \times PCI} \quad (3.1)$$

Onde,

η_f – eficiência de conversão

PCI – poder calorífico superior [J/kg]

As perdas acontecem devido à troca de calor com o meio, à turbulência na câmara de combustão, à vaporização do combustível, etc.

3.14 Combustão em Motores de Combustão Interna Ciclo Otto Alternativos

A oxidação do combustível em motores à combustão interna compreende-se como uma reação química entre o ar e o combustível, definindo-se, assim, a combustão. Ela pode ocorrer através de uma mistura de ar-combustível pré-misturada. Esta massa pré-misturada pode ser homogênea ou estratificada dentro da câmara de combustão: homogênea, quando a maior parte do volume ocupado apresenta uma mistura uniforme; quando apresenta gradientes de mistura, é estratificada. A combustão iniciada em determinado ponto da câmara que pode ser deflagrada por condições externas, como uma centelha elétrica, ou por meios naturais, para proporcionar condições favoráveis de temperatura e pressão dando início à combustão. Estes processos são conhecidos como ignição.

O movimento da chama resulta de uma reação química limitada a uma pequena zona na câmara de combustão comparada às dimensões de toda a fronteira. A forma de propagação espacial da frente da chama resulta da força entre a reação química, o processo de transporte de massa e condução de calor e a dinâmica dos gases. O regime estacionário é alcançado quando há um balanço entre a geração de calor e espécies ativas, que aceleram a reação química com o resfriamento dos reagentes governados pela velocidade de convecção [Heywood, 1988].

A propagação da frente de chama, através de uma zona definida é proveniente da energia contida na centelha no ponto entre os eletrodos da vela de ignição e se propaga através do volume da câmara. A propagação é muito influenciada pelas velocidades locais e intensidade de turbulência. Ocorre uma combustão dita normal quando a propagação da frente de chama progride de forma crescente e constante até que se extingue nas paredes do cilindro.

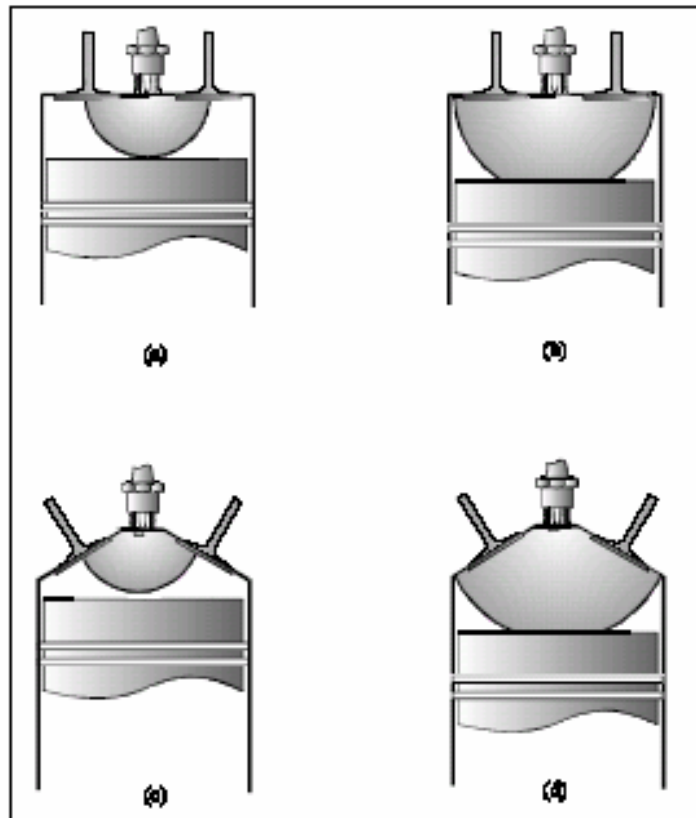


Figura 3.14 - Desenvolvimento da frente de chama em dois formatos de câmara diferentes. Fonte:Heywood, 1988.

Após a centelha, ocorre a formação de uma pequena zona de reação, chamada “frente de chama”, que é caracterizada por uma fina superfície esférica, conforme figura 3.14. Essa superfície divide a câmara de combustão em duas regiões diferentes: à frente da chama, no sentido de sua propagação, através das reações químicas entre as espécies químicas intermediárias, está a mistura fresca; e atrás dentro da esfera, no mesmo sentido, estão os gases

queimados. A velocidade de propagação da frente da chama é chamada de “velocidade de chama ou velocidade de queima”, e é influenciada por características como composição do combustível, relação de mistura, temperatura da mistura, geometria da câmara. Mas também é muito influenciada pela turbulência na câmara de combustão, e a velocidade de queima turbulenta é maior que a velocidade de queima laminar [Heywood, 1988].

O processo de combustão, ou seja, a velocidade de propagação da chama depende da velocidade da reação química de oxidação do combustível. A velocidade de propagação da chama (VPC) pode ser dividido em fases distintas: ignição da centelha, propagação da chama propriamente dita e término da chama.

Depois de ter ocorrido a centelha de ignição até o início de uma frente de chama propriamente dita, decorre um período que se denomina atraso de ignição (*delay time*), que corresponde ao início da combustão e apresenta uma VPC baixa, devido a muitos fatores tais como: a cinética química, o avanço de ignição, a estrutura química do combustível, a diluição da mistura, a relação de compressão, entre outros [Guibet, 1999].

Como a centelha de ignição ocorre antes do final da compressão, é provável que a fase após o atraso de ignição comece também nesta fase e termine em um ponto após o pico de pressão dentro do cilindro. Se o avanço de ignição for adiantado progressivamente para antes do PMS, o trabalho negativo resultante da fase de compressão, que é do êmbolo sobre os gases do cilindro, aumenta, diminuindo o trabalho útil. Se o fim da combustão for atrasado, retardando-se progressivamente a centelha, o pico de pressão dentro do cilindro ocorre mais tarde no curso da expansão e terá uma redução no seu valor. Estas mudanças reduzem a transferência do trabalho do curso de expansão dos gases do cilindro ao êmbolo.

A fase de propagação e desenvolvimento pleno da chama apresenta uma taxa de crescimento alta, devido aos radicais reativos provenientes das reações químicas intermediárias que estão relacionadas principalmente com a cinética química do combustível.

A combustão deve fornecer uma pressão máxima na câmara, num momento correto em relação à árvore de manivelas (DPMS), resultando em torque máximo e/ou potência máxima.

O avanço de ignição ótimo depende da propagação da chama, do comprimento da trajetória da chama através da câmara de combustão, e dos processos químicos e físicos como a transferência de calor na câmara de combustão pelas paredes do cilindro. À medida que a frente de chama se aproxima das paredes do cilindro e do cabeçote, aumentam as transferências de calor até terminar a combustão. Estas dependem do projeto do motor, das condições de operação e das propriedades da mistura ar-combustível queimada [Guibet, 1998 e Heywood, 1988].

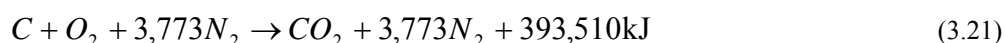
Pode ocorrer uma combustão que denominamos de anormal, devido basicamente a duas causas em geral: por pontos quentes ou incandescentes (válvula de escape, eletrodos das velas devido ao seu grau térmico, depósitos de carvão). Estes são pontos quaisquer dentro da câmara de combustão, que atingem uma alta temperatura, que o ponto possa dar origem à combustão, isto é, inicia a combustão da mistura antes ou depois de ocorrer a centelha, isto se denomina de pré ou pós ignição (ignição superficial).

Outro fator que favorece a combustão anormal é quando uma parte da mistura entra em auto-combustão, devido às altas temperaturas da câmara de combustão, produzindo altas velocidades de chama e ondas de choque, que causam riscos ao motor, ou seja, ocorrência de detonação.

3.14.1 Combustão Estequiométrica

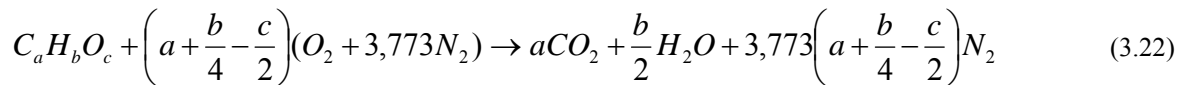
A combustão é uma reação de oxidação do combustível com o oxigênio presente no ar atmosférico. Quando o oxigênio consumido é plenamente suficiente para oxidar completamente o combustível, diz-se que a reação é estequiométrica. Quando a quantidade de oxigênio é maior, fala-se em excesso de oxigênio; caso contrário, fala-se em falta de oxigênio. Como usualmente o oxigênio é retirado do ar atmosférico, fala-se em excesso de ar ou falta de ar [Guibet, 1999].

O ar atmosférico é composto basicamente em volume por 20,9% de oxigênio e 78,6% de nitrogênio e restante de outros gases raros. A partir das reações básicas de combustão (equação 3.22), é possível determinar a quantidade de ar consumido, bem como a quantidade de gases gerados em massa e em volume.



A reação de oxidação do combustível quando balanceadas quimicamente são denominadas reação estequiométrica, mas depende da massa de cada elemento químico, da composição e da proporção necessária entre combustível e ar. A reação pode ser completa, quando o total de carbono é convertido em dióxido de carbono (CO₂) e água (H₂O); ou incompleta, quando não apresenta a estequiometria da reação, produzindo, além do dióxido de carbono (CO₂) e da água (H₂O), o monóxido de carbono (CO).

A combustão completa de um hidrocarboneto de fórmula geral $C_aH_bO_c$ pode ser representada pela seguinte equação [Guibet ,1999]:



A equação 3.24 define a proporção estequiométrica entre o ar e o combustível, isto é, a quantidade suficiente de oxigênio (O_2) para converter todo combustível em produtos. Os pesos moleculares da composição dos hidrocarbonetos são 32,00; 28,16; 12,01 e 1,00 para o oxigênio, nitrogênio atmosférico, carbono atômico e hidrogênio atômico respectivamente, conforme equação 3.25 [Heywood, 1988]:

$$(A/F)_{ST} = \frac{\text{massa} \cdot \text{de} \cdot \text{ar}}{\text{massa} \cdot \text{de} \cdot \text{combustível}} = \frac{\left(1 + \frac{y}{4} - \frac{z}{2}\right)(32 + 3,773 \times 28,16)}{12,011 + 1,008 \times y - z} \quad (3.23)$$

Onde:

A – é a massa de ar

F – é a massa de combustível

ST – representa a condição estequiométrica

y – relação entre os átomos de hidrogênio e carbono do combustível, $y = b/a$

z – relação entre os átomos de oxigênio e carbono.

3.15 Combustão Anormal

A combustão anormal revela-se de várias maneiras nos vários processos de combustão anormais existentes, porém dois tipos têm maior importância prática, que são: a ignição de superfície (pré-ignição e pós-ignição) e a detonação. A detonação tem sido um fator relevante sobre o mapa de avanço da ignição, ela está relacionada com a velocidade de chama, que também é um fator limitante na geração de potência em motores de combustão interna desde sua invenção por Otto. O ajuste de um motor para trabalhar em máxima potência exige a compreensão do mecanismo e dos problemas provocados pela combustão anormal. Este fenômeno é preocupante, pois quando ocorre pode causar danos ao motor e, quando não provoca danos, gera perda de potência, redução da longevidade dos componentes e aumento das emissões de gases prejudiciais ao meio ambiente.

3.15.1 Detonação

A detonação é um fenômeno de combustão anormal que depende de processos físicos e químicos estreitamente interligados com o projeto do motor, como a relação de compressão e as condições de operação do motor, como relação de mistura e mapa de avanço de ignição.

Na combustão normal, a mistura ar-combustível deve queimar suave e uniformemente, após a centelha de ignição. Na combustão anormal, entretanto, a frente da chama varre a câmara de combustão e a porção final ainda não queimada de combustível fica submetida à alta temperatura e pressão, ocorrendo uma auto combustão extremamente rápida e descontrolada. A combustão anormal ocorre em várias pequenas parcelas de ar-combustível na câmara de combustão, ou seja, ocorrem várias pequenas explosões, conforme imagens da figura 3.15. Esse fenômeno é denominado de detonação [Heywood, 1988].

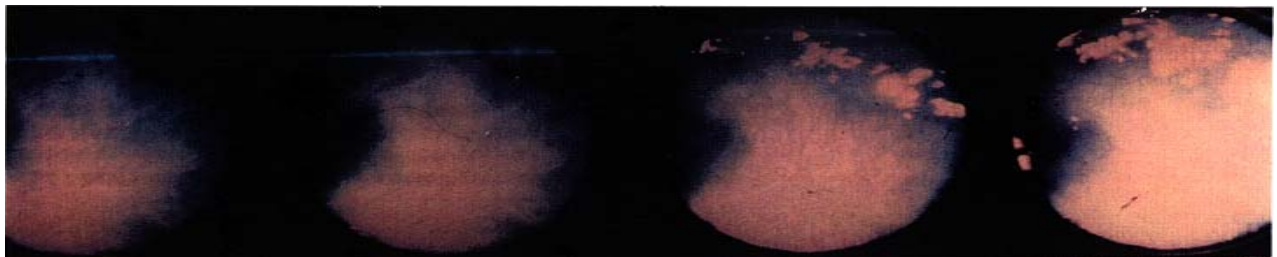


Figura 3.15 - Combustão com detonação. Fonte: Heywood, 1988.

O êmbolo, em vez de ser empurrado de modo uniforme, sofre um forte impacto instantâneo, devido às pequenas explosões que provocam grandes variações de pressão no cilindro, o qual ele não pode responder em movimento, devido à inércia do sistema (êmbolo, biela, árvore e volante). A súbita liberação de energia da detonação na área do gás residual provoca flutuações de pressão de elevada frequência através da câmara de combustão (figura 3.16), que são registrados pelo ouvido como um ruído metálico forte, característico da detonação ou “batida de pico”. A energia do combustível, que poderia ser convertida em trabalho útil, é dissipada sob forma de ondas de pressão e aumento do calor radiante para as peças como êmbolo e câmara danificando-as.

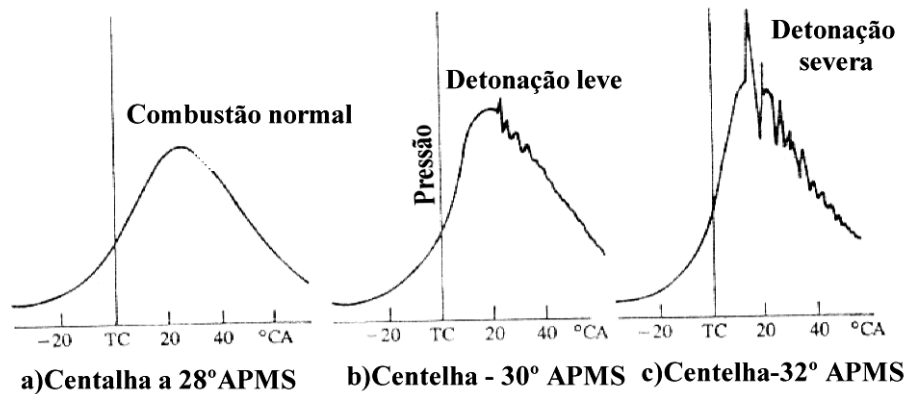


Figura 3.16 – Diagrama de pressão: a) Combustão normal; b) Detonação leve; c) Detonação severa, motor a 4000 rpm. Fonte: Heywood, 1988.

Acredita-se que a detonação seja o resultado final de reações químicas que começam na mistura ar-combustível praticamente logo após ser admitida no cilindro. À medida que a temperatura da mistura é progressivamente elevada pelas paredes quentes do cilindro, e pela elevação da pressão devido à compressão antes da fase de potência, e também pelo aquecimento adicional dos gases queimados, alguns dos hidrocarbonetos do combustível sofrem uma série de reações de oxidação e craqueamento, convertendo-se em compostos instáveis, suscetíveis à detonação e à pré ignição [Guibet, 1999 e Heywood, 1988].

3.15.2 Ignição de Superfície

A autoignição ou ignição de superfície é a ignição da mistura ar-combustível pelo superaquecimento das válvulas, das velas, de depósitos ou por qualquer outro ponto quente no interior da câmara de combustão do motor com temperaturas superiores a 1000°C, ou seja, é a ignição provocada por outras fontes que não seja centelha da vela. Ela pode ocorrer antes da ignição pela vela (pré-ignição) ou após a ignição normal (pós-ignição), podendo produzir uma única frente de chama ou várias. A combustão incontrolada provocada pela pré-ignição é mais evidente e tem seus efeitos mais severos, pois ocorre na fase inicial de potência do ciclo e pode ocasionar detonação. A pós-ignição acaba sendo controlada pelo processo de combustão.

3.16 Velocidade de Queima ou Chama

A chama é uma região onde ocorre a reação de oxidação (combustão), que pode ser estacionária ou em movimento, propagando-se com velocidade subsônica. Esta zona de reação

apresenta uma espessura pequena em relação ao espaço onde ocorre. A zona de reação pode ser estacionária ou estar em movimento.

A chama pode ser classificada baseada nas características do escoamento da mistura na zona de reação, que pode ser laminar ou turbulento, ou seja, a chama pode apresentar uma velocidade laminar ou turbulenta. Esta também apresenta uma classificação em relação à mistura ar-combustível; se a mistura ocorrer uniformemente antes de entrar na zona de reação, resulta em chama pré-misturada.

Em motores à combustão interna, esta zona de reação (frente de chama) é pré-mistura e turbulenta. No caso de ser estacionária, como em queimadores (bico de bunsen), a mistura ar-combustível alimenta a zona de reação numa velocidade de queima laminar, e os gases queimados saem da zona de combustão a frente da zona de reação, conforme figura 3.17 [Anders Tunestal, 1993].

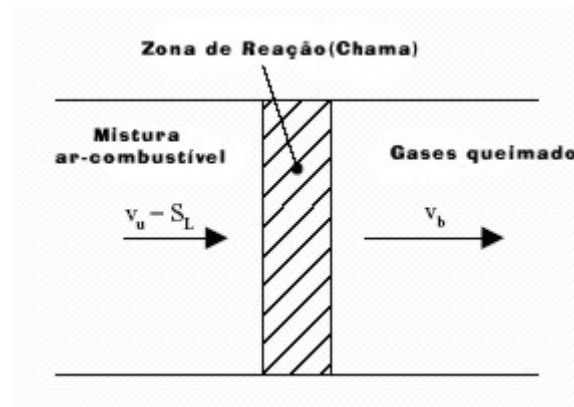


Figura 3.17 – Chama laminar estacionária, tipo Bico de Bunsen. Fonte: Anders T., 1993.

Na figura 3.17, tem-se uma chama laminar estacionária. A mistura ar-combustível entra na zona de reação com velocidade (V_u), a combustão ocorre com velocidade de chama laminar (S_L), e os gases queimados saem da zona de reação com velocidade (V_b). Os gases queimados saem com velocidade maior, pois a densidade dos gases queimados é menor que a densidade da mistura.

Esta zona de reação (frente de chama) pode apresentar um movimento como na combustão em câmaras esféricas, combustão em tubos e, principalmente, em motores de combustão interna, que é o foco deste trabalho. Nestes casos, a zona de reação propaga-se através da mistura, conforme a figura 3.18, que pode apresentar uma velocidade laminar ou turbulenta.

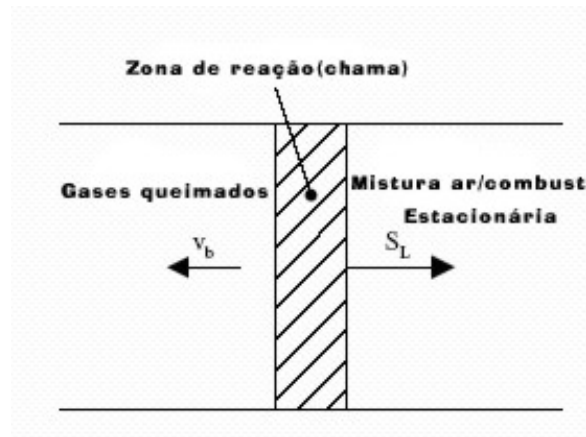


Figura 3.18 - Propagação da chama laminar. Fonte: Anders T., 1993.

A zona de reação não estacionária propaga-se através da mistura ar-combustível com velocidade laminar (S_L), e os gases queimados saem em direção contrária com velocidade (V_b), conforme a figura 3.18. Entretanto, se a condição de escoamento da mistura for turbulenta, a chama apresentará velocidade turbulenta.

A velocidade de propagação da chama estabelece a duração da combustão num motor de combustão interna, que está relacionada a muitos fatores já citados.

3.16.1 Velocidade de Chama em Regime Laminar

A velocidade de chama em regime laminar é definida como a velocidade relativa e normal da frente de chama sob condições de fluxo laminar. A chama é resultado de reações químicas sustentáveis (em cadeia), ocorrendo numa região do espaço chamada frente de chama, onde a mistura ar-combustível vai sendo transformada em produtos.

Considere a frente de chama estacionária em uma mistura ar-combustível em fluxo laminar (Bico de Bunsen). A velocidade espacial da chama ou deslocamento (V_s) em relação a um ponto fixo pode ser expressa por [Guibet, 1999]:

$$V_s = V_u + S_L \quad (3.24)$$

Onde V_u é a velocidade do gás fresco, e S_L é a velocidade relativa da zona de reação em relação aos gases não queimados.

S_L se refere a uma velocidade normal laminar da propagação ou deflagração; isto é uma característica intrínseca da mistura inflamável.

Usando o exemplo clássico da chama de um bico de Bunsen estabilizado, S_L é facilmente determinado a partir da vazão de gás (F) e da superfície da frente de chama (S), que pode ser medida fotograficamente [Guibet, 1999]:

$$S_L = \frac{F}{S} \quad (3.25)$$

S_L é usualmente expresso em cm/s, F em cm³/s e S em cm².

A mudança de S_L também é função da relação ar-combustível. Para a maioria dos compostos orgânicos, os valores de S_L ficam entre 30 e 50 cm/s. Valores maiores ocorrem com hidrogênio, acetileno, etileno, óxido de etileno, óxido de propileno e carbono disulfídrico.

A máxima velocidade laminar é normalmente alcançada nos valores de lambda próximo da razão estequiométrica e decresce para misturas pobres. S_L é uma função da estrutura química do hidrocarboneto e é geralmente baixa em parafínicos frente ao metano e ao isooctano, e alta em comparação a muitos aromáticos, como o benzeno e, igualmente, ao metanol e acetileno.

O hidrogênio (H₂) apresenta uma alta velocidade de queima devido à sua alta difusividade térmica e mássica em relação aos combustíveis hidrocarbonetos, alta cinética química das reações de oxidação do H₂, frente às reações (CO→CO₂) dos hidrocarbonetos, que são muito lentas [Turns, 1996].

A velocidade de propagação laminar aumenta juntamente com a temperatura inicial da mistura ar-combustível e decresce com a diluição com gás inerte. Aumentos de pressão também tendem a aumentar a velocidade de propagação de chama [Turns, 1996].

Pode-se calcular a velocidade de chama laminar S_L com base na temperatura e pressão após a compressão na câmara de combustão como [Heywood, 1988]:

$$S_L = S_{L,0} \left(\frac{T_u}{T_0} \right)^\alpha \left(\frac{p}{p_0} \right)^\beta \quad (3.26)$$

Onde $T_u=298K$, $p_0=1atm$ e $S_{L,0}$ são a temperatura, pressão de referência e a velocidade de queima laminar do combustível utilizado, conforme a condição da mistura e podem ser determinadas como:

$$\begin{aligned} S_{L,0} &= B_m + B_\phi (\phi - \phi_m)^2 \\ \alpha &= 2,18 - 0,8(\phi - 1) \\ \beta &= -0,16 + 0,22(\phi - 1) \end{aligned} \quad (3.27)$$

Onde ϕ representa a condição de mistura do motor, ϕ_m é a condição de mistura para a máxima velocidade de queima laminar do combustível, B_m e B_ϕ são constantes tabeladas conforme o combustível, para o Metanol $B_m = 36,9$ cm/s e $B_\phi = -140,5$ cm/s [Heywood,1988].

3.16.2 Velocidade de Chama em Regime Turbulento.

A velocidade de chama turbulenta com mistura pré-misturada é encontrada em motores à combustão interna, é governada pelas condições térmicas locais, condição de mistura, porcentagem de gases residuais na câmara de combustão, eficiência térmica e principalmente pela intensidade da turbulência. A mistura pré-mistura está submetida ao fenômeno da turbulência ligada às flutuações de velocidades e velocidade efetiva, resultando a composição das velocidades médias do escoamento.

A mistura de ar-combustível é produzida pelo sistema de admissão e alimentação do motor desde o carburador até os sistemas de injeção eletrônica de combustível

A duração da combustão é um importante parâmetro para a operação dos motores sendo que a velocidade de chama e sua propagação sofrem ação da turbulência.

A velocidade de chama laminar depende unicamente das propriedades térmicas e químicas das misturas de ar-combustível, e a velocidade de chama turbulenta depende também das características do escoamento.

O escoamento turbulento resulta da instabilidade de velocidade do fluido, pois o fluido não apresenta um amortecimento da flutuação de velocidades pelas forças viscosas, definido pelo número de Reynolds.

A turbulência pode ser analisada para qualquer propriedade em um intervalo de tempo ($\Delta t = t_2 - t_1$) do fluido, como velocidade, temperatura, pressão, etc. Para a velocidade, ela é composta por uma velocidade média e suas flutuações em um meio desordenado por todo o tempo e não podem ser descritas matematicamente, exceto por modelos estatísticos.

A flutuação da velocidade (u') é a diferença entre o valor instantâneo da velocidade (U_i) e a media desta velocidade (\bar{u}) [Turns, 1996].

$$U_i = \bar{u} + u' \quad (3.28)$$

A intensidade de turbulência u' é a média da raiz quadrada, dada em m/s, definida por [Guibet, 1999]:

$$u' = \sqrt{\bar{u}^2} \quad (3.29)$$

Define-se velocidade de chama turbulenta S_t como a velocidade que a mistura não queimada entra na zona de reação, normal à frente de chama. Nesta definição assume-se que a superfície da chama é representada numa quantidade média no tempo, um ponto que determine uma posição instantânea na zona de reação apresenta uma enorme variação. Com isso, determina a velocidade turbulenta numa região de reação é extremamente difícil. Usualmente, as medidas para determinar a velocidade de chama turbulenta são baseadas nas taxas do escoamento dos reagentes (ar-combustível). A velocidade de chama turbulenta pode ser calculada pela equação 3.30, conforme a figura 3.21.

$$V_t = \frac{\dot{m}}{S_a \rho_u} \quad (3.30)$$

Sendo:

V_t – velocidade da chama turbulenta [m/s]

\dot{m} - vazão dos reagentes (mistura ar-combustível) []

S_a - área da superfície aparente da chama [m²]

ρ_u - densidade da mistura ar combustível

Para calcular a velocidade de chama turbulenta usando-se a equação 3.30, tem-se que determinar experimentalmente a área média aparente da frente de chama (\bar{A}) num determinado intervalo de tempo. Esta determinação da (\bar{A}) apresenta muitas incertezas experimentais [Turns, 1996].

A intensidade de turbulência altera a velocidade de propagação da chama turbulenta como mostra os resultados da figura 3.20. Este efeito é predominante em motores à combustão interna, uma vez que todo o escoamento do fluido apresenta um alto número de Reynolds, caracterizando o escoamento turbulento. Observa-se, entretanto, que a relação da intensidade de turbulência e a velocidade de chama turbulenta não são lineares.

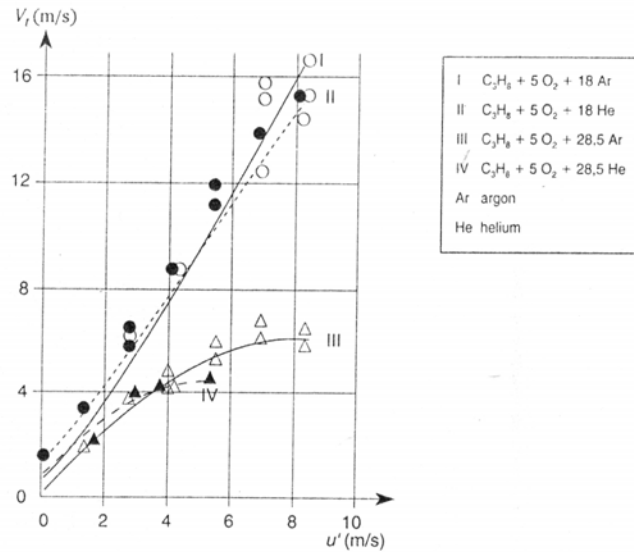


Figura 3.19 - Intensidade da turbulência u' versus velocidade St. Fonte: Guibet 1999.

Um importante parâmetro para a determinação da velocidade de chama turbulenta é o número de *Damköhler* (Da), que é muito utilizado em trabalhos experimentais e numéricos. O fundamental significado deste parâmetro é que representa a relação entre as características do escoamento com as características químicas do fluido, usando a teoria das escalas de turbulência para determinar o comportamento do escoamento.

Um modelo simplificado de chama utilizado para calcular a velocidade de chama turbulenta é denominado frente de chama enrugada, conforme a figura 3.21. Utilizando um modelo de chama enrugada, pode-se relacionar a velocidade de queima laminar com a velocidade de queima turbulenta. Como a zona de reação passa por um grande número de desordenadas flutuações em relação à posição média, durante uma variação instantânea da vazão de gás, o aumento da velocidade da frente de chama resulta em um aumento da ondulação da estrutura da área da superfície da chama (S_r) em relação à área da superfície aparente da chama (S_a), conforme a figura 3.20.

Portanto,

$$\dot{m} = \rho_u \cdot S_a \cdot Vt = \rho u \cdot S_r \cdot Vt \quad (3.31)$$

$$\frac{V_t}{V_l} = \frac{S_r}{S_a} \quad (3.32)$$

Onde:

V_t – velocidade de chama turbulenta [m/s]

V_l – velocidade de chama laminar [m/s]

S_r - área da superfície da chama[m²]

S_a - área da superfície aparente da chama [m²]

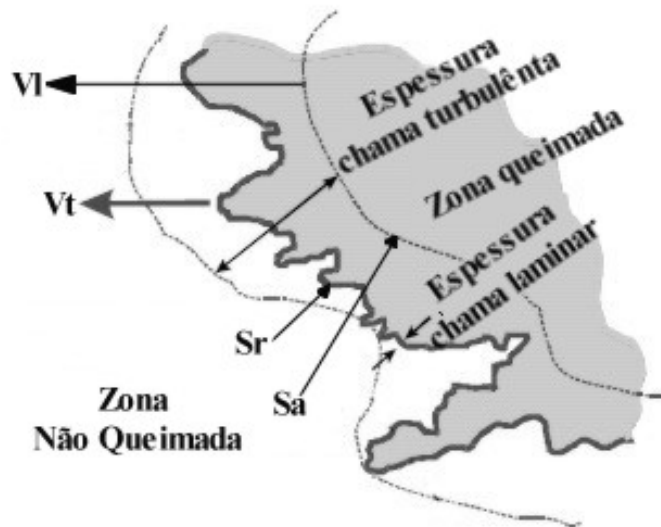


Figura 3.20 - Modelo de frente de chama enrugada, sendo V_l (Velocidade de chama laminar), V_t (Velocidade de chama turbulenta), S_r (Superfície aparente) e S_a (Superfície real). Fonte: Heywood, 1988.

Muitos trabalhos utilizam este modelo para representar algum tipo de escoamento nos motores à combustão interna. O modelo gera resultados de acordo com os experimentos, especialmente no que se refere às diferenças relativas na velocidade de propagação da chama entre diferentes combustíveis.

Em todos os casos, à frente de chama em motores pode sempre ser considerada como uma zona contínua. A combustão turbilhonada espalha-se em todas as direções, especialmente para os gases não queimados nas situações em que causam combustões espontâneas localizadas. A representação matemática deste processo é, evidentemente, muito complexa, se forem utilizados modelos de turbulência como κ - ϵ , LES, entre outros.

Pode-se observar, nas figuras 3.21 e 3.22, a curva de pressão no cilindro e a taxa de aumento de pressão no cilindro, diretamente relacionada com a velocidade de chama. Quando maior for a velocidade da combustão, maior será a taxa do aumento de pressão. Com isso, ocorre

uma menor área entre o início do crescimento da pressão e o PMS, diminuindo o trabalho de compressão e gerando um aumento na pressão máxima.

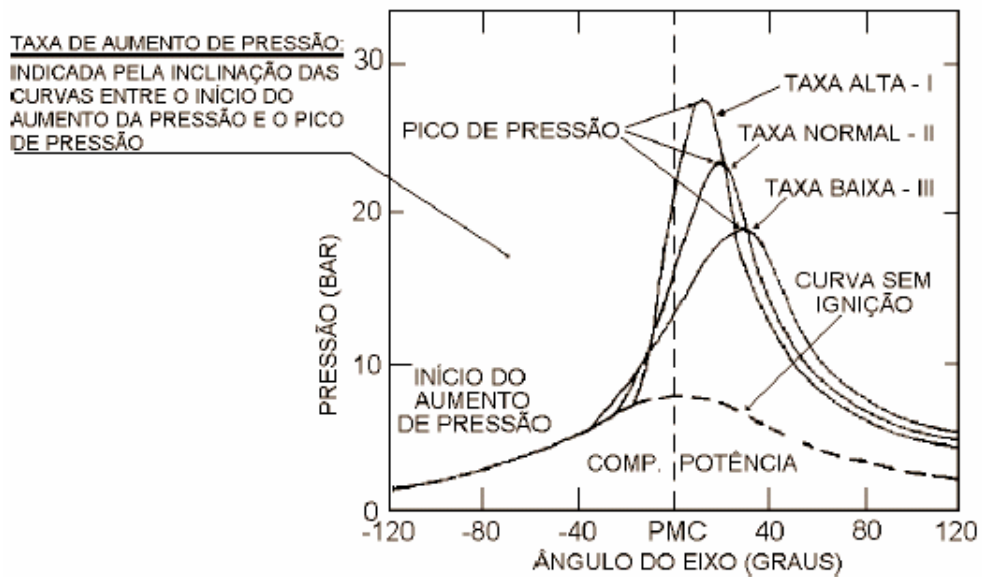


Figura 3.21 - Gráfico pressão vs ângulo do virabrequim evidenciando os ganhos obtidos com o aumento da velocidade de combustão: menor área antes do PMS, maiores pressão máxima e pressão média efetiva e maior área após o PMS. Fonte: Ganesan, 1996.

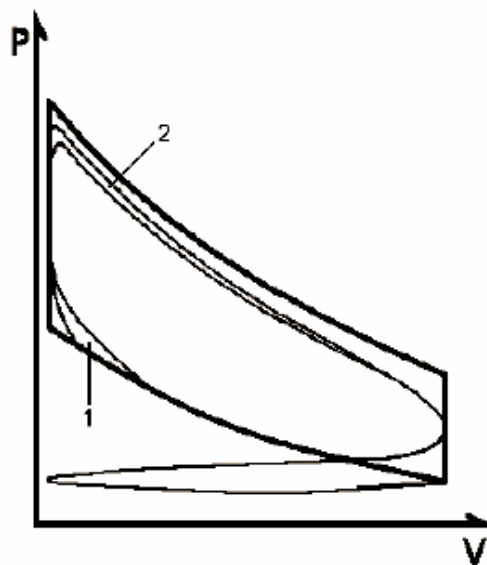


Figura 3.22 - Gráfico pressão vs volume evidenciando os ganhos obtidos com o aumento da velocidade de combustão: menor trabalho de compressão (área representada por 1) e maiores pressão máxima e pressão média efetiva e maior área após o PMS (área representada por 2). Fonte: Ganesan, 1996.

4 METODOLOGIA EXPERIMENTAL

4.1 Materiais

O presente capítulo apresenta os equipamentos e componentes utilizados no sistema experimental, as modificações feitas no motor à combustão interna utilizado, bem como todos os procedimentos experimentais para obtenção dos resultados.

4.1.1 Características Originais do Motor CFR

Para a realização dos ensaios dos combustíveis, foi utilizado um motor denominado *Cooperative Fuel Research* (CFR), fabricado pela *Waukesha*, mostrado na figura 4.1.

Em 1928, foi decidido pelo comitê de pesquisas de combustíveis (CFR) o desenvolvimento de um motor padrão, monocilíndrico, para teste de gasolina. Este motor foi o primeiro a ser aceito universalmente para testar e certificar a gasolina. Este projeto sobrevive até hoje sem alterações na geometria da câmara de combustão.

Neste motor, é possível variar a relação de compressão de 4:1 a 16:1 através de um sistema mecânico simples, sem afetar a regulagem das válvulas ou a configuração básica. Atualmente, ele é utilizado principalmente nas refinarias para determinação da octanagem da gasolina, pois todo o combustível deve ter uma amostra testada, segundo a Norma ASTM D357-64. Este método é aceito em todo mundo como padrão na determinação do número de octanas MON e RON de um combustível.

O motor ASTM-CFR é acoplado por uma polia e correias a um motor síncrono, que funciona como freio ou motor, tendo como função estabilizar a rotação do motor CFR e, assim, garantir sua constância. A alteração de rotação para os testes MON (900 RPM) e RON (600 RPM) é feita pela substituição da polia acoplada ao motor síncrono.

O sistema original que efetua a mistura ar-combustível é composto por um carburador com três cubas de alturas reguláveis, que contêm mostradores de nível de combustível. Através de uma chave seletora, pode-se selecionar qual cuba alimentará o motor de combustível, que também apresenta medidores de temperaturas dos combustíveis e da mistura ar-combustível. A dosagem de combustível é feita regulando-se a altura das cubas, conseqüentemente aumentando-se a altura da coluna de combustível. O sistema de ignição original é composto por sistema mecânico, com platinado, que efetua o chaveamento da bobina de ignição.

Tabela 4.1 - Especificações do motor padrão ASTM-CFR. Fonte: ASTM, 1964.

Motor ASTM-CFR	
Cilindro	Monocilíndrico
Diâmetro	82,55 mm
Curso	114,3 mm
Volume Deslocado	611,3 cm ³
Abertura da Válvula de Admissão	30° APMS
Fechamento da Válvula de Admissão	214° DPMS
Abertura da Válvula de Exaustão	160° APMS
Fechamento da Válvula de Exaustão	355° APMS
Comprimento de Abertura das Válvulas	6,05 mm



Figura 4.1 – Motor CFR em configuração original.

A escolha do motor CFR para este trabalho é justificada principalmente por ser um motor padronizado, favorecendo a garantia da repetibilidade dos ensaios propostos neste

trabalho. O motor possui uma relação de compressão variável, uma câmara de combustão plana e também apresenta os parâmetros de funcionamento constantes, permitindo que, em um experimento, seja alterada apenas a variável de interesse; no caso deste trabalho, a relação ar-combustível e a relação de compressão.

4.1.2 Alterações, Reforma e Instrumentação do Motor CFR

Para a realização dos testes, foi feita uma reforma completa no cabeçote-cilindro e modificações nos sistemas de arrefecimento, de alimentação de combustível e de ignição, assim como também foi implementado no motor um sistema de aquisição de dados, descritos a seguir.

A reforma do cilindro foi executada para garantir a repetitividade e a confiabilidade dos testes, pois o motor já não apresentava uma boa vedação de compressão nos anéis e nas válvulas. Com isso, os seguintes procedimentos foram executados:

- I. Um brunimento no cilindro e uma retífica das sedes de válvulas do cilindro, (figura 4.2).



Figura 4.2 – Cilindro e sedes de válvulas reformadas.

- II. Foi realizado, também neste cabeçote, um furo com rosca na região oposta à vela de ignição para a adaptação de um sensor de ionização.
- III. Uma retífica e assentamento das válvulas de admissão e escape. Na figura 4.3a, observa-se pontos de corrosão na região de vedação das válvulas e, na figura 4.3b, após a retífica.



Figura 4.3 a e b – Válvulas de escape e admissão antes e depois da retífica.

IV. No setor de controle dimensional de anéis da empresa Dana em Gravataí, foi realizada uma avaliação dimensional dos 5 anéis, indicando que estes estavam muito desgastados, sendo, portanto, necessário efetuar sua substituição. Devido ao elevado custo dos anéis originais, escolhemos substituí-los por anéis da própria empresa. Para isso, foi realizada uma pesquisa no banco de dados da empresa com base no dimensional dos anéis. Os anéis equivalentes encontrados são aplicados em compressores de grande porte industrial.

4.2 Sistemas do Motor CFR-ASTM

4.2.1 Sistema de Alimentação de Combustível e Ignição

O sistema de alimentação de combustível é originalmente por carburação, figura 4.4. Com este sistema, não é possível obter uma variação precisa da relação ar-combustível nem apresenta uma boa formação de mistura.



Figura 4.4 – Carburador original do motor CFR.

Por essa razão, este sistema foi substituído por um outro de injeção eletrônica de combustível, tendo como unidade de controle uma unidade eletrônica microprocessada *Electromotive TEC-II* (figura 4.5). Este último proporciona ao usuário completo controle sobre a operação do motor. Ele consta de dois sistemas básicos: o de ignição eletrônica e o de injeção eletrônica de combustível. Ambos os sistemas podem ser programados pelo usuário em ambiente Windows, de acordo com a exigência ou a necessidade do motor para a montagem dos ‘mapas’ de controle, como o avanço de ignição e a relação ar combustível. O sistema é composto por uma bomba de combustível Bosch, por um regulador de pressão variável, sendo que a pressão nos testes foi de 300 kPa, e duas válvulas eletroinjetoras de combustível, sendo que nos testes foi utilizado somente um.

O sistema de ignição foi modificado. O módulo de injeção eletrônica também apresenta o sistema de ignição incorporado, formado por duas bobinas de ignição, cabos supressivos de ruído e velas de ignição com folga entre eletrodos de 0,7 mm, conforme mostrado na figura 4.5.

A ECU é alimentada por sinais de entrada de um conjunto de sensores distribuídos no motor o qual gerencia os atuadores: a bomba de combustível, as bobinas de ignição, o atuador de marcha lenta e os atomizadores de combustível.



Figura 4.5 – Detalhes das bobinas de ignição e unidade eletrônica de controle.

4.2.2 Coletor de Admissão do Motor

Para adaptar o sistema de injeção de combustível, foi fabricado um coletor de admissão com tubos de aço, o qual apresenta a possibilidade de trabalhar com dois injetores: um

direcionado para haste da válvula de admissão, e o outro posicionado em contra fluxo ao escoamento da admissão, com objetivo de melhorar a formação da mistura, conforme figura 4.6

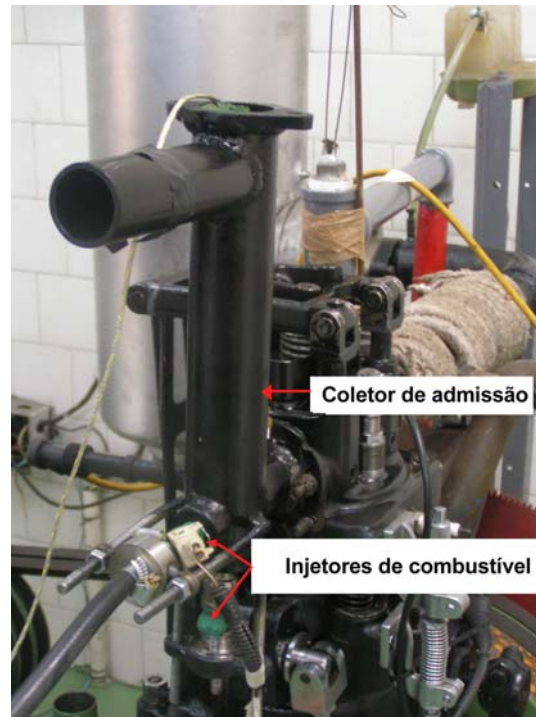


Figura 4.6 – Coletor de admissão motor CFR.

Este coletor apresenta também uma resistência para aquecer o ar admitido, a qual se localiza na parte superior do coletor. Também foi colocado um termopar para medir a temperatura da mistura ar-combustível, próxima à válvula de admissão.

4.2.3 Sistema de Arrefecimento

O sistema de arrefecimento original do motor funcionava devido ao gradiente de temperatura do líquido de arrefecimento, utilizando o princípio da convecção para retirar o calor das paredes do cilindro para a água, que circulava em um reservatório com uma serpentina. Este sistema apresentava dificuldades em manter a temperatura do motor CFR constante. Por isso, ele foi modificado por um sistema formado por uma tubulação de aço galvanizado, por uma bomba da água, por um radiador automotivo com ventilador e um controlador programável de temperatura da marca Novus. O circuito de arrefecimento e seus componentes são apresentados na figura 4.7.

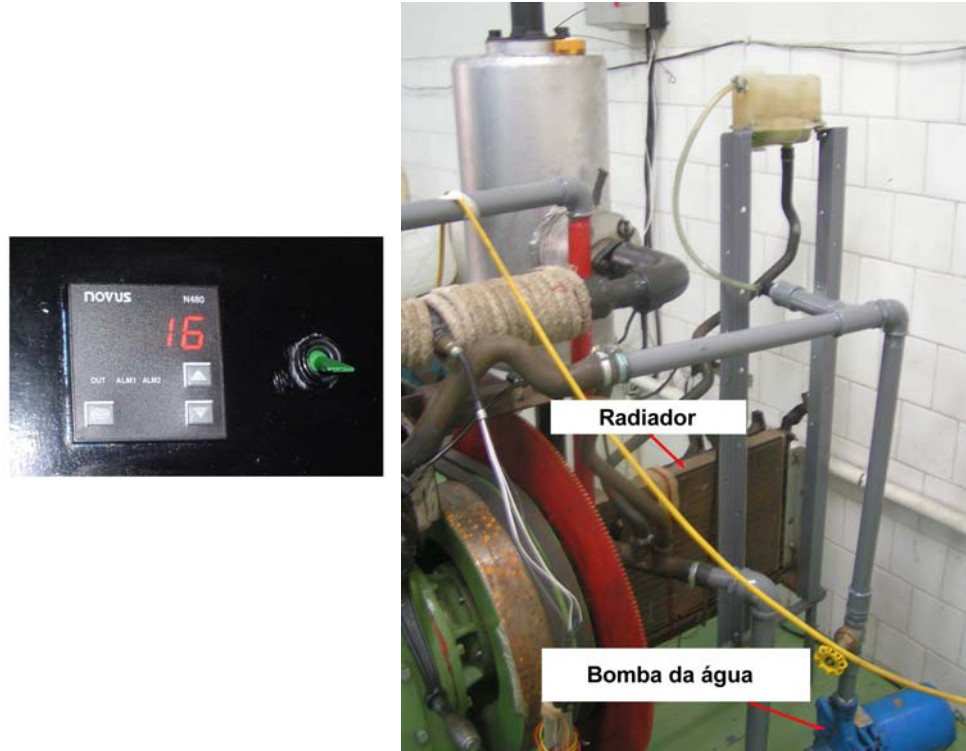


Figura 4.7 – Modificação no sistema de arrefecimento do motor.

A verificação da temperatura da água é feita com um termopar tipo K ligado ao controlador programável na saída da água do cilindro. Quando a temperatura atinge um valor de referência programado, o ventilador do trocador de calor (radiador) liga, baixando a temperatura do sistema.

4.3 Instrumentação

4.3.1 Sensor de Pressão

A variação de pressão dentro da câmara de combustão é medida através do sensor de pressão tipo D-1, componente padrão do CFR, normalizados pela ASTM (figura 4.8).

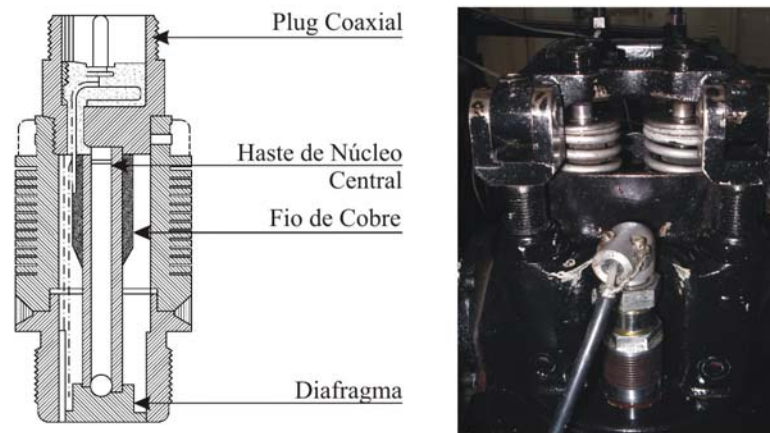


Figura 4.8 - Sensor de pressão, modelo D-1, fabricado de *Waukesha*.

O sensor de pressão do tipo D-1 possui um fundo delgado de aço inoxidável, que serve como diafragma, flexionando-se com a força exercida pela pressão e uma haste de núcleo central de liga magnetostritiva com uma bobina de fio de cobre criticamente enrolada em seu entorno. Quando a haste é movida pela ação do diafragma flexível, o campo magnético é alterado, induzindo uma tensão na bobina, que está ligada a um plugue coaxial. O sinal de saída de tensão resultante é proporcional à relação de mudança da pressão da câmara de combustão, ou seja, o sensor não mede diretamente a pressão no cilindro, mas a velocidade de variação (taxa) da pressão na câmara de combustão.

4.3.2 Medições das Temperaturas

Nos testes realizados, foram utilizados termopares tipo K (Cromel / Alumel), o mais usual dentre os termopares. Seu par metálico é formado por um fio de alumínio e outro de cromo, são sensores de baixo custo, para medições nas faixas de temperatura, que vão dos -200 °C aos 1200 °C. A sua sensibilidade é de aproximadamente 41 mV/°C, e seu tempo de resposta depende do tipo de montagem, que pode ser aberta ou em cápsulas. A resolução é de 0,1°C e o erro máximo de 0,75% da leitura, para a medição das temperaturas de entrada e saída de água do motor, temperatura da mistura ar-combustível no coletor de admissão, temperatura dos gases de escape, temperatura ambiente e temperatura do óleo do motor.

A temperatura da mistura ar-combustível foi medida com o sensor posicionado o mais próximo possível da haste da válvula de admissão, onde é mais provável que ocorra a vaporização da maior parte do combustível (figura 4.9 e 4.10).

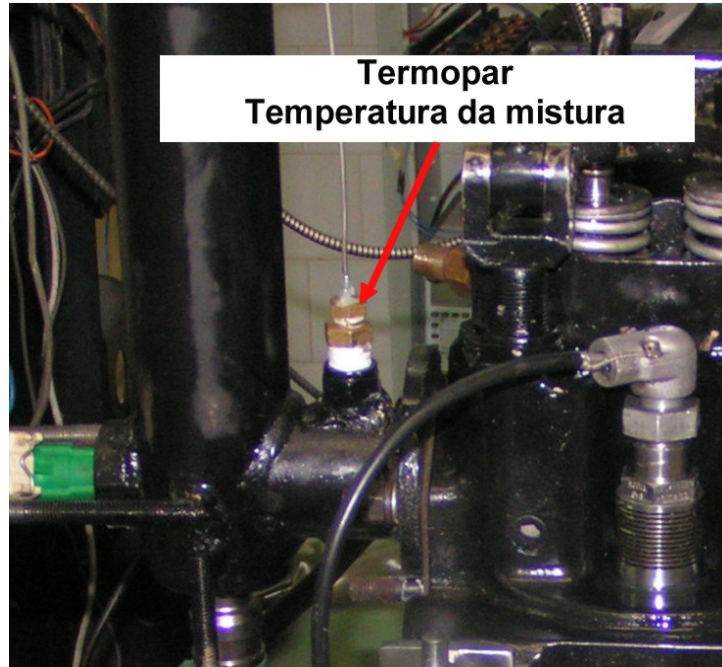


Figura 4.9 –Ponto de medição da temperatura da mistura admitida com termopar tipo K.

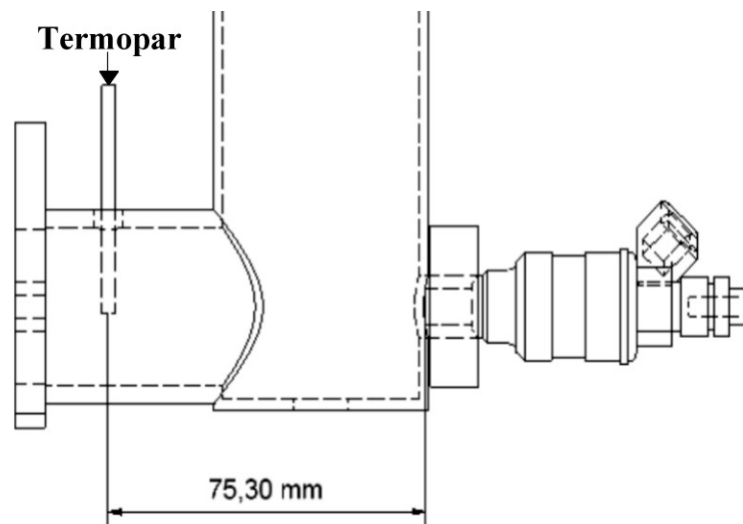


Figura 4.10 – Posição do termopar no coletor de admissão.

A temperatura dos gases de escape foi medida no interior do duto de exaustão, o mais próximo possível da válvula de escape. O ponto de coleta da temperatura do óleo do motor foi diretamente no cárter.

Também, foram instalados dois termopares do tipo K na entrada do coletor de admissão para a medição das temperaturas de bulbo seco (*TBS*) e úmido (*TBU*) do ar de admissão.



Figura 4.11 - Termopar encapsulado tipo K “Rematel” para verificação da temperatura da água de saída do motor e temperatura dos gases de escape.

4.3.3 Sistema de Aquisição dos Dados

Foram utilizados três computadores com processador AMD K6-2 de 100 Mh e 64 Mb de memória RAM para realização deste trabalho. Em todos eles foi utilizado o sistema operacional Windows 98SE.

Um dos computadores foi usado para controlar a injeção de combustível programável, *Electromotive II*, que permite monitorar em tempo real os parâmetros de funcionamento do motor e transferir os dados de mapeamento para o módulo de injeção.

Em outro computador, foram registrados os sinais dos sensores, utilizando-se uma placa de aquisição equipada com um conversor analógico/digital de dados da *Computer Boards*, modelo CIO DAS 16/330: 16 canais com 12 bits de resolução, tensões de entrada variáveis e velocidade máxima de conversão de 300 kHz (300 000 amostras por segundo) divididos pelos canais utilizados. O programa utilizado para a aquisição dos dados foi o SAD32, desenvolvido pelo LMM - Laboratório de Medições Mecânicas da UFRGS, que permite gerenciar o funcionamento da placa e exportar os dados em arquivos de extensão (DAT). Este programa,

apesar de não ser o mais atualizado, apresentou uma excelente repetitividade na taxa de aquisição dos dados. A taxa de amostragem utilizada foi de 55 kHz para cada canal, registrando os sinais dos sensores de ignição, do sensor de variação da pressão na câmara de combustão e posição do eixo de manivelas.

No terceiro computador, foi instalado o *hardware* para aquisição das temperaturas *Pico Technology* TC 08 pela entrada serial do computador e seu programa de controle e aquisição.

4.3.4 Sensor de O₂ – Sonda Lambda Banda Larga

A verificação da relação ar-combustível foi realizada através do equipamento denominado *PLM MOTECH* - “*Professional Lambda Meter*”, que faz a leitura de um sensor de oxigênio colocado no sistema de escapamento do motor. O sensor de oxigênio utilizado neste dispositivo é o Bosch LSU /NTK UEGO (banda larga) com certeza de medição de $\pm 1,5\%$ para 0% a 20% de O₂ nos gases de escapamento. O parâmetro lambda não deverá variar mais do que $\pm 0,01$ durante os testes. Esse sistema ainda possui uma saída analógica que permite registro do sinal pelo sistema de aquisição de dados, como mostra a figura 4.12.

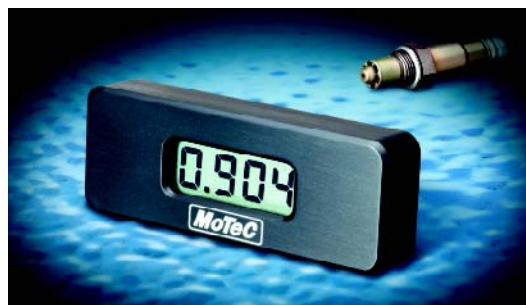


Figura 4.12 - Sistema “PLM MOTECH” com display e sonda lambda banda larga Bosch LSU /NTK UEGO.

4.4 Procedimentos Experimentais

4.4.1 Determinação da Relação de Compressão

O cabeçote do CFR apresenta um mecanismo de ajuste para alterar a altura do cabeçote, proporcionando uma alteração na relação de compressão, movimentando o cabeçote para cima ou para baixo em relação ao bloco do motor. Como alternativa conveniente para a determinação da relação de compressão efetiva, a posição vertical do cilindro pode ser medida

com um micrômetro. Conforme a indicação da altura no micrômetro, temos uma relação de compressão, a partir de um valor de referência. Este valor é definido nos procedimentos de ajuste do motor CFR, conforme a norma ASTM D357-64.

Para confirmação da RC foi realizada a medida volumétrica da câmara de combustão, utilizando uma bureta graduada para cada altura do cabeçote, determinando a relação de compressão correta.

4.4.2 Determinação do PMS e Posição Angular do Eixo de Manivelas

O sistema utilizado para determinar o ponto morto superior (PMS) e a posição angular da árvore de manivelas é constituído de uma roda dentada ou de uma roda fônica de aço carbono, com 600 mm de diâmetro e 304 dentes retos, e de um sensor de relutância magnética (figura 4.13 e 4.14). O sensor foi fixado em um suporte localizado próximo à parte traseira da árvore de manivelas. O sensor é protegido das perturbações eletromagnéticas por um revestimento com malha de aço. Um segundo revestimento em p.v.c. o protege das altas temperaturas.

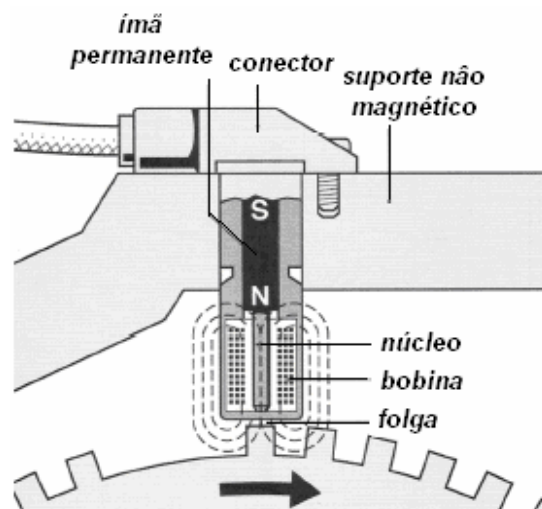


Figura 4.13 - Medição do PMS e posição angular com sensor magnético.

A tensão de pico a pico produzida por esse sensor varia desde poucos volts em baixa rotação até algumas dezenas de volts em alta rotação. É extremamente importante que a distância entre o núcleo do sensor e a extremidade do dente seja de 0,4 a 1,0 mm e que a roda esteja bem centrada para evitar a formação de frequência portadora, dificultando tratamento de dados posterior.

O sinal do sistema fornece uma onda senoidal, sendo que cada período desta onda equivale ao espaçamento dos dentes, que equivale a um deslocamento angular de $1,18^\circ$ da árvore de manivelas. Este sinal é adquirido através de um conversor analógico-digital e gravado no microcomputador. Analisando os dados, determinamos os pontos de máximo do sinal (figura 4.15). O tempo entre dois pontos de máximo refere-se ao deslocamento de $2,36$ graus da árvore de manivelas a cada $2,36$ graus.

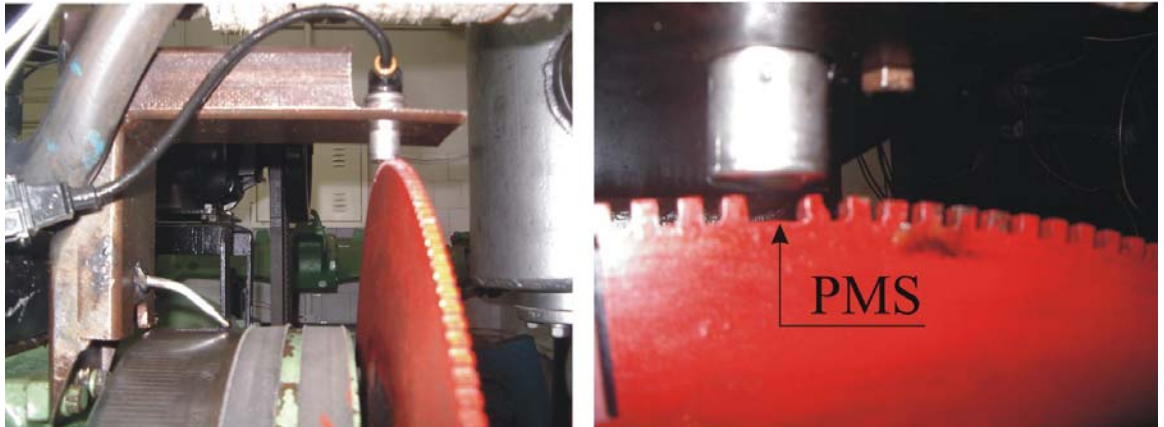


Figura 4.14 – Roda dentada em vermelho e o sensor magnético utilizado com *encoder*.

Na roda fônica, existe uma região onde o espaçamento entre os dentes é maior. Este espaçamento está sincronizado fisicamente com o PMS do motor.

O sinal gerado pelo sensor é uma onda senoidal com a frequência de acordo com a rotação do motor e apresenta um pico que cruza o nível de tensão zero, determinando, neste instante, o PMS do motor, conforme a figura 4.15.

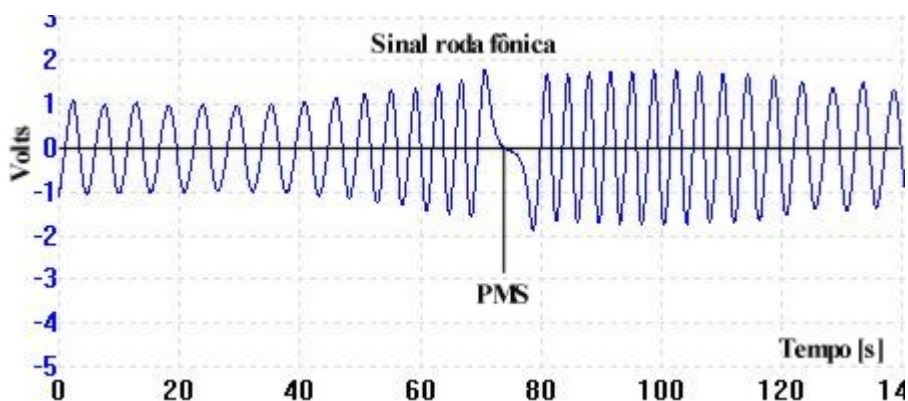


Figura 4.15 – Sinal característico do sensor magnético – posição PMS.

No lugar do sensor de pressão, que fica em cima do êmbolo, se introduz um relógio comparador para determinar com precisão o PMS do motor. Com isso, se posiciona a região da roda dentada com espaçamento maior entre os dentes exatamente abaixo do sensor, determinando-se, assim, o PMS.

Utilizando o motor CFR como compressor, ou seja, sem combustão, o pico de pressão deve ocorrer exatamente no PMS. Com o auxílio de um osciloscópio digital, modelo TDS 220 da *Tektronics*, adquirimos o sinal do sensor de PMS em um canal do osciloscópio, e o sinal do sensor de pressão em outro. Tendo como referência o ponto em que os dois sinais passam por zero (retirando qualquer nível de tensão contínua dos sinais), calculando a diferença na base de tempo, encontramos a incerteza do PMS de 10 μ s. Os sinais adquiridos permitem determinar a posição do PMS com boa exatidão, o número de rotações do motor e também o avanço real da ignição.

4.4.3 Verificação da Incerteza das Temperaturas

Todas as temperaturas citadas acima foram registradas na frequência de 1,0 Hz por um sistema de aquisição de dados da marca *Pico Technology*, modelo TC-08 com incerteza de medição de $\pm 0,3\%$ do valor lido mais $\pm 0,5^\circ\text{C}$. A ligação dos termopares ao TC-08 foi através de cabos de compensação que apresenta um erro de $\pm 1^\circ\text{C}$. Para facilitar o tratamento dos dados, foi desenvolvido um programa em *Visual Basic*, que comunica o TC-08 a um computador, gravando os registros de temperatura.

Todos os termopares usados foram submetidos a uma comparação, utilizando um multicalibrador portátil do fabricante Ecil, modelo Cappel 2 Plus. Comparamos os valores lidos pelo Cappel 2 Plus com TC-08 em três condições diferentes para todos os termopares juntos: banho na água com gelo no ambiente e banho na água em ebulição na pressão atmosférica, tendo como referência um termômetro de mercúrio certificado. A máxima diferença ficou em torno de $1,15^\circ\text{C}$, verificando-se que os termopares e o sistema de aquisição se encontravam dentro dos limites de incerteza.

4.4.4 Aquisição do Momento da Centelha

O sistema de ignição é gerenciado pelo módulo da injeção ECU, que controla o chaveamento do primário da bobina de ignição com base no sinal de uma roda fônica de 36-2 dentes sincronizado com o PMS do motor.

A estratégia utilizada pela ECU para determinar o mapa de avanço de ignição é fazer o chaveamento do negativo (primário) da bobina de ignição, sendo que o positivo (primário) permanece sempre alimentado com 12 V.

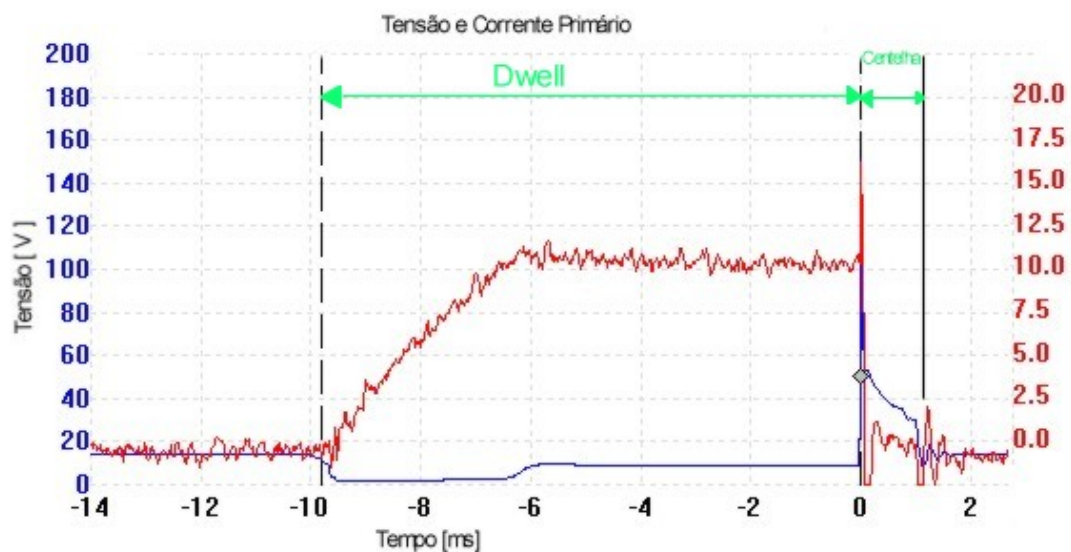


Figura 4.16 – Tensão e corrente no primário da bobina de ignição.

Não há nenhuma corrente no primário até o período do chaveamento, quando a bobina é ligada à massa (negativo), e a tensão vai a zero. Este tempo de chaveamento, denominado ângulo de permanência (*'dwell'*), é controlado pelo circuito de potência do módulo.

Quando o limite da corrente é alcançado em torno de 10 ampères, o negativo é removido. Este é o momento que inicia a centelha, o qual corresponde ao pico de 200 volts. Esta é a tensão induzida indicada pela linha azul na figura 4.16. A tensão gerada no secundário é proporcional à tensão induzida no primário. A duração da centelha é em torno de 1 ms no sistema de ignição utilizado nos testes.

4.5 Procedimentos dos testes

Os fatores que apresentam influência significativa nos resultados de experimentos, principalmente em motores a combustão interna, são a condição ambiental, a temperatura de bulbo úmido e seco, a umidade do ar e a pressão atmosférica. Para minimizar a influência dessas variações, foi realizado o número máximo de testes em um mesmo dia.

Nos testes, após ligar o motor, esperou-se a estabilização da temperatura da sala, da temperatura de arrefecimento do motor e das temperaturas de admissão e óleo. Assim, iniciou-se a aquisição de dados dos valores do tempo de ignição, da pressão na câmara de combustão e dos demais sensores por um intervalo de 15 segundos. Neste intervalo de tempo, foram desenvolvidos aproximadamente 100 ciclos, utilizando a média destes ciclos para determinar o tempo de queima total.

Após mudar um parâmetro no teste como a condição de mistura correta, esperava-se a estabilização da temperatura de escape em torno de 1,5 min para o início da aquisição dos dados por 15 segundos. Todos os testes foram realizados três vezes para verificar a repetitividade. Devido, a inércia térmica da sala, onde está localizado o motor, e dos dias dos testes, estes não apresentaram uma variação significativa da temperatura ambiental, por isso esse fator foi considerado constante.

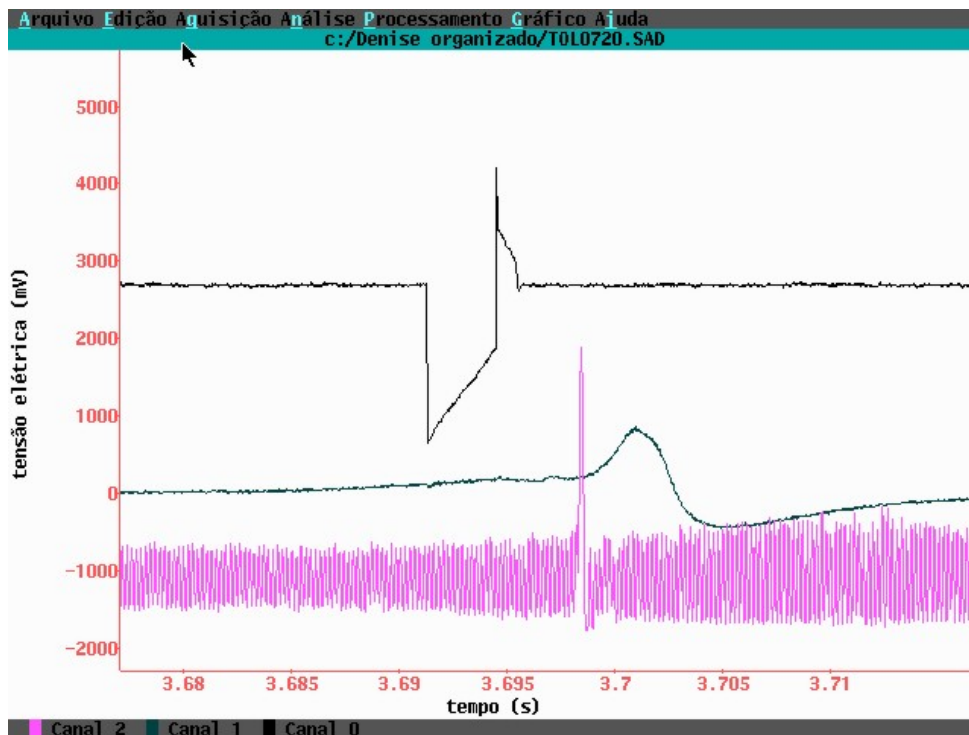


Figura 4.17 – Programa de aquisição dos dados para os 3 sinais (SAD32).

Cada teste gerou um arquivo, registrando o comportamento dos 3 canais ao longo do tempo, relativos aos sensores de posição da árvore de manivelas, à variação da pressão no cilindro e ao primário da bobina de ignição (figura 4,17).

Para realizar a análise estatística e o tratamento dos dados, foi escolhido o *software* comercial *Matlab* (versão 7), por apresentar uma flexibilidade em implementar rotinas de programação e por suportar um grande número de linhas nas matrizes de dados.

A taxa de aquisição utilizada foi de 55 kHz, sendo que cada arquivo de dados foi adquirido por 15 segundos. Com isso, a análise dos dados somente seria possível com a criação de rotinas de programação no *Matlab* Versão 7 para determinar os pontos necessários dos eventos, como: o momento em que ocorre a centelha e o pico máximo de pressão (ver anexo II).

A determinação do momento (tempo) de início da centelha foi implementada no *Matlab* 7, através de uma rotina na matriz de dados, na qual se determinou todos os pontos (tempo, amplitude) de ocorrência do início da centelha, conforme mostra a figura 4.18. Para cada arquivo de teste, devido ao tipo de ignição que apresenta centelha perdida, isto é, para cada subida do pistão ocorre uma centelha, tem-se em torno de 200 centelhas para 100 ciclos de potência. A rotina elaborada fornece um arquivo de saída (*.txt) com todos os tempos em que ocorreram as centelhas, referente somente ao ciclo de potência (combustão).

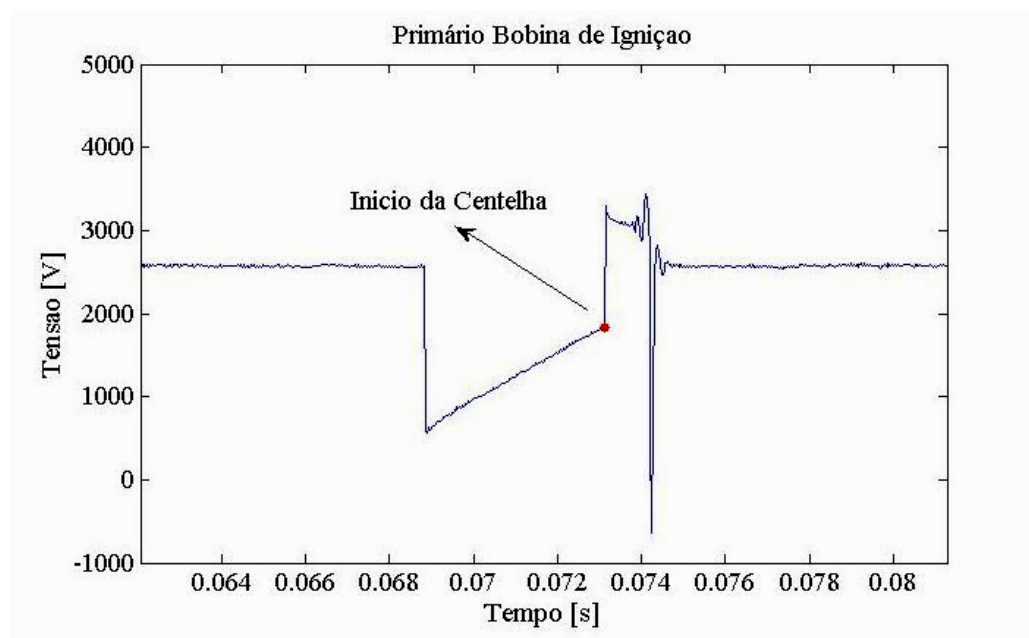


Figura 4.18 – Determinação do tempo onde iniciou a centelha em cada ciclo, 15° APMS.

A outra rotina implementada visou à determinação do momento em que ocorreu o pico máximo de pressão na matriz de dados, uma vez que o sinal adquirido é a taxa da pressão

no cilindro, que corresponde à derivada da pressão no cilindro. Com isso, o momento do pico de pressão máximo é aquele em que o sinal passa pelo zero (figura 4.19). A rotina determina todos estes pontos e fornece um arquivo de saída formado por aproximadamente 100 pontos, que correspondem aos 100 ciclos completo do motor, decorrente do tempo de aquisição.

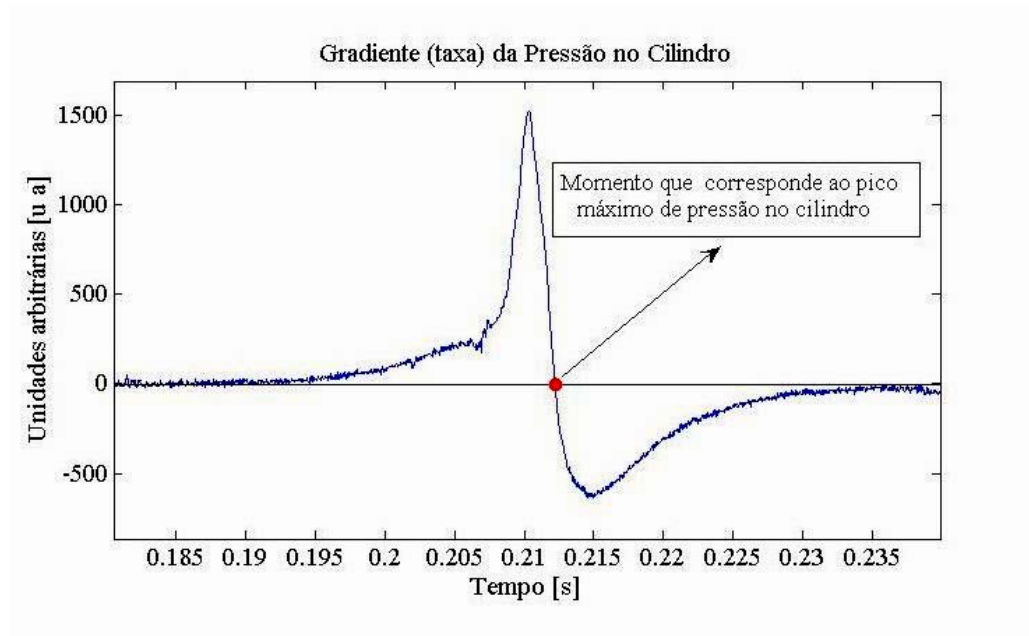


Figura 4.19 - Determinação do tempo em que ocorreu o pico máximo de pressão em cada ciclo.

Com estes dois momentos definidos, conforme mostra a figura 4.20 abaixo, pode-se determinar a duração da combustão e comparar os combustíveis utilizados no motor, variando a relação de compressão e a relação de ar-combustível.

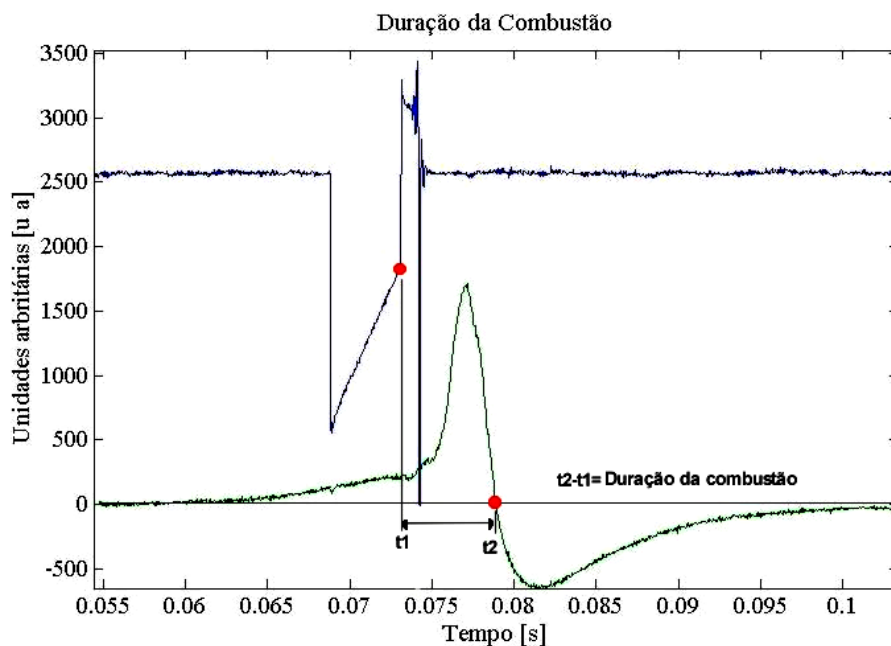


Figura 4.20 – Determinação da duração da combustão ou tempo de combustão usando Matlab 7.

Assim, foram definidas as relações de compressão de 8:1, 9:1, 10:1, 11:1. Estas relações abrangem a faixa típica de operação dos motores comerciais. No experimento, foi realizada a variação da relação ar-combustível (λ) para cada relação de compressão, sendo 0,7, 0,8, 0,9, 1,0 (mistura estequiométrica), 1,1 e 1,2, correspondentes às faixas de funcionabilidade dos motores à combustão convencionais. Em todos os testes, a rotação do motor foi de 885 ± 5 rpm, e o avanço de ignição (momento em que inicia a centelha) foi de 15 ± 1 graus antes do PMS.

Neste trabalho, a duração da combustão é definida como o intervalo entre a ignição e o pico de pressão no interior da câmara de combustão, adotando-se duas hipóteses: o início da combustão corresponde ao início da centelha; o pico máximo de pressão é o final da combustão. Entretanto, convém esclarecer que o início da centelha não corresponde exatamente ao início da combustão, e o momento do pico de pressão máximo no cilindro não corresponde ao tempo final da combustão propriamente dito. Como o trabalho é comparativo, utilizou-se estas hipóteses em todos os testes.

A velocidade de queima está relacionada ao inverso do tempo da combustão do combustível, sendo um parâmetro comparativo para as diferentes condições de testes realizados. O valor do “tempo de combustão” para cada combustível numa determinada condição foi a média de aproximadamente 100 ciclos consecutivos, após a completa estabilização das condições operacionais.

Controlando todas as condições operacionais, buscando diminuir as variações para o mesmo teste, obtém-se uma certa repetitividade dos ciclos de combustão, o que possibilita a comparação dos resultados obtidos.

Para cada combustível, após a coleta dos dados de todas as relações de ar-combustível e das relações de compressão, retornava-se a primeira condição do teste e repetia-se todo o procedimento mais duas vezes, obtendo-se três ensaios em cada condição. O valor final do tempo de queima é a média das médias.

4.6 Levantamento da Incerteza Associada ao Método Experimental

As fontes de incerteza presentes em trabalhos experimentais são decorrentes da instrumentação utilizada e do método adotado, gerando erros sistemáticos e aleatórios. Para a análise do tempo de queima, não utilizamos a amplitude dos sinais, somente a sua base de tempo para determinar o tempo de queima.

As fontes de incerteza determinadas após o tratamento dos dados foram conseqüências:

- (i) do sistema de gerenciamento da ignição, que apresentou uma variação máxima de 1 grau no avanço;
- (ii) da taxa de amostragem baixa para a posição da árvore de manivelas;
- (iii) e do método empregado para tratamento dos dados.

Para cada sinal adquirido foi necessário determinar um ponto no conjunto de dados, através de uma rotina de programação, mas ocorreu uma variação nestes pontos, ou seja, o intervalo de tempo entre eles não foi exatamente o mesmo, devido à variação de ciclo para ciclo no motor à combustão interna e também devido ao sistema de aquisição, que trabalha com um único conversor A/D para todos os canais, conforme figura 4.21.

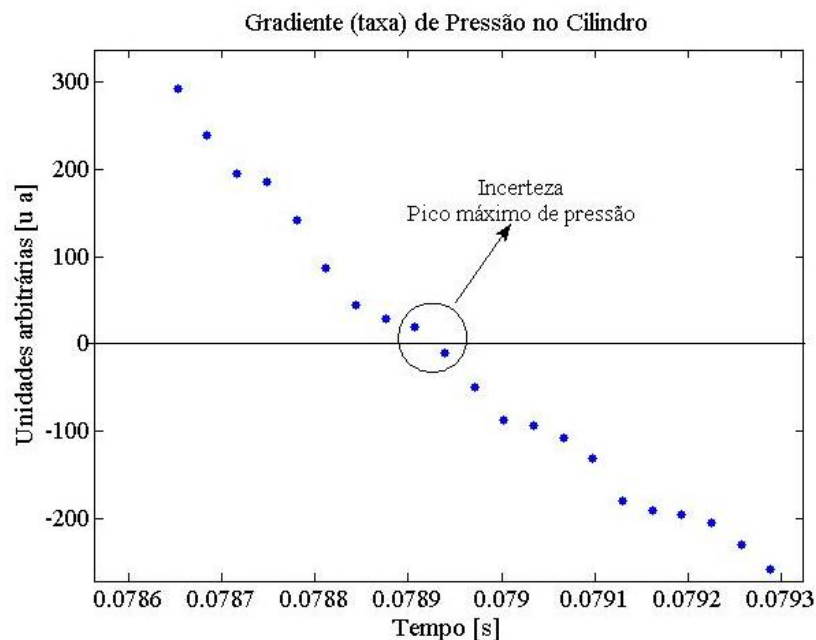


Figura 4.21 – Variação do pico máximo de pressão (incerteza).

Na figura 4.21, observamos alguns pontos de aquisição, existem dois pontos que estão próximos à amplitude zero, sendo que quando o sinal passar por zero corresponde ao pico máximo de pressão. A rotina considera o ponto mais próximo do zero (entre os pontos dentro do círculo na figura 4.21), com isso, apresenta um afastamento do nível zero, indicando uma incerteza na determinação do pico máximo de pressão.

5 RESULTADOS

Nas seções ao longo deste capítulo, são apresentados em forma quantitativa os resultados obtidos para cada combustível ensaiado, bem como as condições ambientais durante os testes. Realizaram-se os ensaios para as RC de 9:1, 10:1, 11:1 e 12:1 e para cada RC. Em todos os testes as condições de mistura utilizadas foram (λ) : 0,7, 0,8, 0,9, 1,00, 1,10 e 1,20. Utilizando-se estas condições para sete combustíveis líquidos: Etanol, MTBE, Metanol, Etilbenzeno, Tolueno, Xilenos e Penteno.

5.1 Etanol

Para o combustível Etanol (C_2H_5OH), foram realizados 72 testes, sendo que os dados de temperaturas, da taxa de pressão no cilindro e da posição da árvore de manivelas foram gravadas para cada condição de mistura ar-combustível e relação de compressão, tendo como parâmetro para iniciar a aquisição de cada condição, a estabilização da temperatura dos gases de escape.

A média da temperatura para cada condição de mistura ar-combustível admitida pelo motor e a média da temperatura dos gases de escape na mesma condição estão representadas nas figuras 5.1 e 5.2. A temperatura de arrefecimento foi mantida entre $85,0 \pm 1,5$ °C e $86 \pm 1,5$ °C, e a temperatura de bulbo seco foi de $29,0 \pm 1,2$ °C e 41% de umidade relativa.

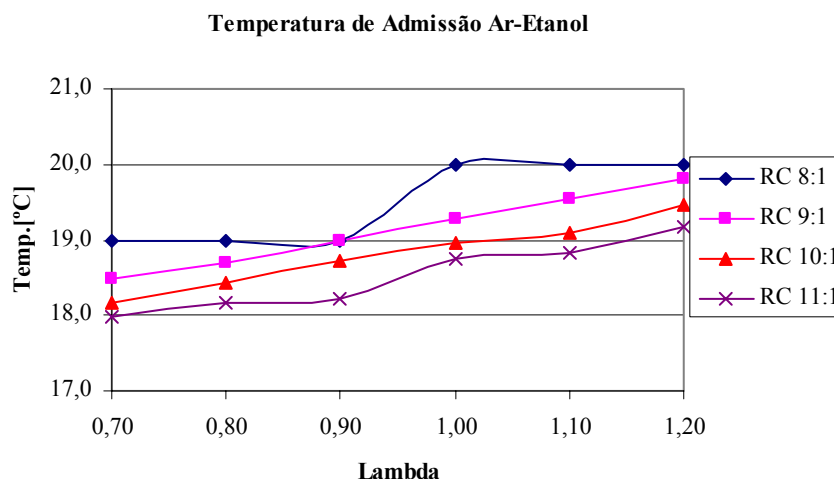


Figura 5.1 – Temperatura da mistura ar-etanol na admissão.

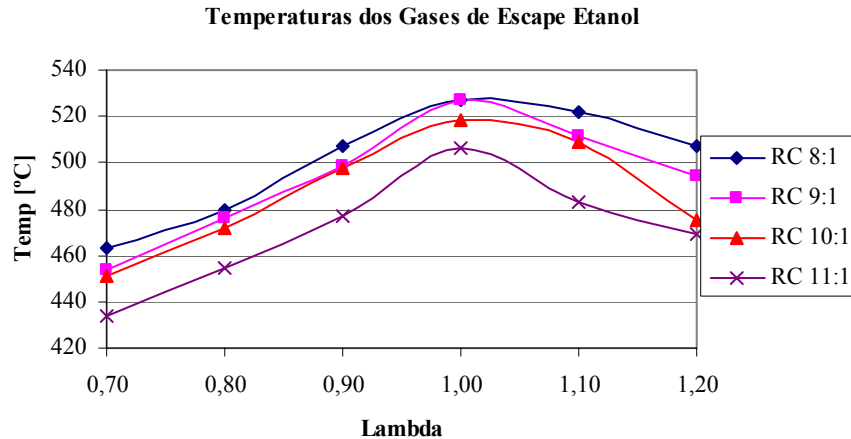


Figura 5.2 - Temperatura dos gases de escape – Etanol.

Na figura 5.1, a temperatura de admissão da mistura apresentou uma leve tendência de resfriamento, maior na condição de mistura rica ($\lambda = 0,7$) em relação à mistura pobre ($\lambda = 1,2$). A diferença máxima de temperatura, variando λ de 0,7 para 1,2 na mesma relação de compressão foi de $1,3 \pm 1,1$ °C para RC = 10:1. O resfriamento máximo em relação à temperatura do ar ambiente admitido, decorrente da vaporização do combustível, foi de $12,0 \pm 1,1$ °C para RC=9:1, $\lambda = 0,7$ e RC = 10:1, $\lambda = 0,7$; para as demais condições, o resfriamento ocorreu próximo a este valor.

A temperatura dos gases de escape apresentou um máximo de temperatura na condição de mistura estequiométrica ($\lambda = 1,00$) para todas as relações de compressão, conforme a literatura [Heywood, 1988], como mostra na figura 5.2. Observa-se também, que com o aumento da relação de compressão houve uma redução da temperatura dos gases de escape, isto ocorre devido ao aumento do rendimento térmico do motor em consequência da elevação da RC.

A tabela 5.1 mostra todos os resultados da análise da duração da combustão organizados em colunas. Na primeira coluna, tem-se todas as relações de compressão (RC). Na segunda coluna, tem-se para cada RC as condições de mistura (6 valores de λ para cada RC). Na terceira coluna, estão os resultados propriamente ditos dos ensaios do tempo de combustão. Conforme as hipóteses adotadas neste trabalho, para o combustível Etanol, a média da diferença de tempo entre o início da centelha e o pico máximo de pressão no cilindro de todos os 100 ciclos de potência que compõe um ensaio representando um teste. Na quarta coluna tem-se a incerteza associada a cada condição, adotando um intervalo de confiança de 95%. Os resultados da tabela estão representados em forma gráfica na figura 5.3.

A concentração de mistura próximo a vela de ignição no momento da centelha, o movimento da carga no cilindro e a formação da mistura estratificada são fatores que geram uma

variação nos resultados, mas esta é minimizada com um número de 100 ciclos. A incerteza máxima encontrada para o Etanol cerca de 1,2% na condição de RC 8:1, $\lambda = 1,2$.

Tabela 5.1 – Resultados do tempo de queima e incertezas para o Etanol.

RC	Lambda	Média - Duração da combustão [s]	Incerteza [s]
8:1	0,70	0,00661	$\pm 0,00004$
8:1	0,80	0,00585	$\pm 0,00004$
8:1	0,90	0,00573	$\pm 0,00005$
8:1	1,00	0,00599	$\pm 0,00006$
8:1	1,10	0,00632	$\pm 0,00006$
8:1	1,20	0,00735	$\pm 0,00009$
9:1	0,70	0,00659	$\pm 0,00006$
9:1	0,80	0,00571	$\pm 0,00004$
9:1	0,90	0,00556	$\pm 0,00004$
9:1	1,00	0,00564	$\pm 0,00003$
9:1	1,10	0,00620	$\pm 0,00006$
9:1	1,20	0,00662	$\pm 0,00003$
10:1	0,70	0,00619	$\pm 0,00005$
10:1	0,80	0,00545	$\pm 0,00005$
10:1	0,90	0,00537	$\pm 0,00005$
10:1	1,00	0,00551	$\pm 0,00005$
10:1	1,10	0,00596	$\pm 0,00006$
10:1	1,20	0,00681	$\pm 0,00008$
11:1	0,70	0,00594	$\pm 0,00005$
11:1	0,80	0,00540	$\pm 0,00004$
11:1	0,90	0,00520	$\pm 0,00005$
11:1	1,00	0,00541	$\pm 0,00006$
11:1	1,10	0,00593	$\pm 0,00006$
11:1	1,20	0,00645	$\pm 0,00007$

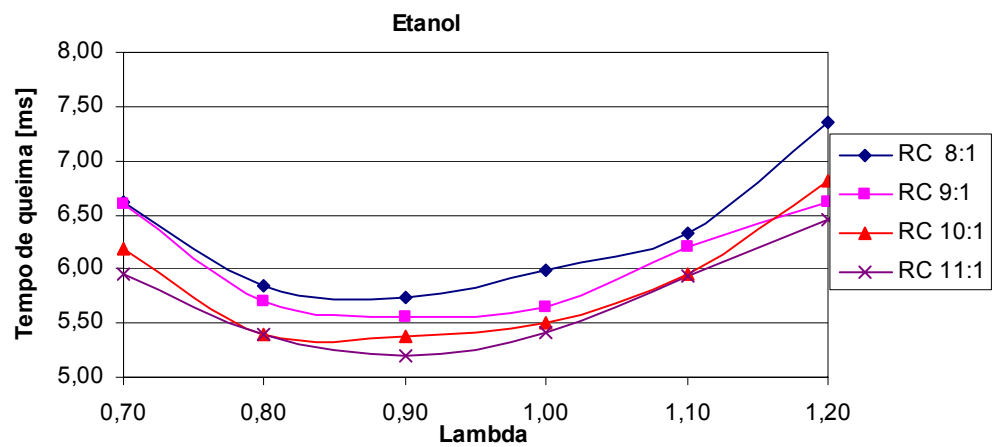


Figura 5.3 – Duração da combustão (tempo) para o Etanol.

A partir dos resultados, apresentados na tabela 5.1, pode-se observar que o menor tempo de combustão fica na região de condição de mistura ligeiramente rica ($\lambda = 0,9$); para as outras condições de mistura ($\lambda = 0,7, 0,8, 1,00, 1,10$ e $1,20$), ocorre um aumento neste tempo.

Aumentando a relação de compressão, o tempo da combustão diminui, como pode ser observado na tabela 5.1 e na figura 5.3. Na condição de $\lambda = 0,9$, ocorreu uma diminuição no tempo de queima da ordem de 9,2% quando alteramos de RC 8:1 para RC 11:1.

5.2 MTBE

O mesmo procedimento experimental foi realizado para o combustível MTBE ($C_5H_{11}OH$). Todo o conjunto de dados foi monitorado e gravado para cada condição de mistura ar-combustível e relação de compressão, após estabilização da temperatura dos gases de escape, totalizando 72 arquivos de dados.

A temperatura de arrefecimento em todas as condições destes testes foi mantida entre $85,0 \pm 1,4$ °C e $86,0 \pm 1,4$ °C, e a temperatura de bulbo seco de $31,0 \pm 1,2$ °C e 42% de umidade relativa.

As figuras 5.4 e 5.5, a seguir, correspondem respectivamente à média da temperatura de admissão para cada condição de mistura ar-combustível admitida pelo motor e a média da temperatura dos gases de escape na mesma condição.

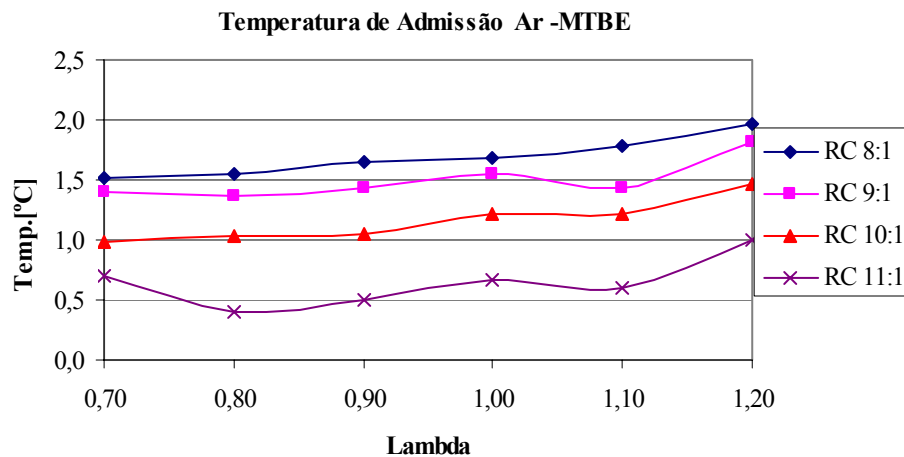


Figura 5.4 - Temperatura da mistura ar-MTBE na admissão.

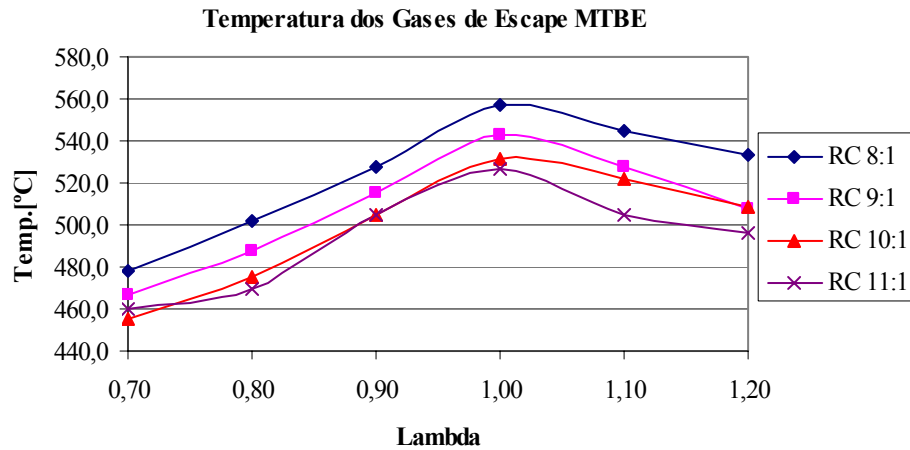


Figura 5.5 - Temperatura dos gases de escape – MTBE.

Observando a figura 5.4, nota-se o mesmo comportamento do combustível Etanol, ou seja, a temperatura de admissão da mistura também apresentou uma leve tendência de resfriamento maior na condição de mistura rica ($\lambda = 0,7$) em relação à mistura pobre ($\lambda = 1,2$), uma diferença máxima de $0,5 \pm 1,1$ °C, devido às incertezas das medições de temperatura. E a variação está dentro da margem de erro prevista no sistema de medição. O resfriamento máximo em relação à temperatura do ar ambiente admitido foi de $30,5 \pm 1,2$ °C.

O comportamento da temperatura dos gases de escape com o combustível MTBE foi semelhante aos testes realizados com o combustível Etanol. A figura 5.5, apresenta um máximo de temperatura na condição de mistura estequiométrica para todas as relações de compressão. Ocorreu também uma redução da temperatura dos gases de escape com o aumento da relação de compressão.

Na tabela 5.2 e na figura 5.6, estão os resultados dos ensaios do tempo de queima, obtidos conforme procedimento descrito anteriormente, para o combustível MTBE em função das condições de mistura e das relações de compressão. A partir destes resultados, pode-se observar que o menor tempo de combustão fica também na região de condição de mistura rica, $\lambda=0,8$ para RC 8:1 e 9:1 e para as RC 10:1 e 11:1, o menor tempo de combustão ocorre com $\lambda=0,9$. O menor atraso de combustão (*ignition delay time*) ocorre para lambda 0,9 [Chiu, C. P., 1980].

Tabela 5.2 - Resultados do tempo de queima e incertezas para o MTBE.

RC	Lambda	Média - Duração da combustão [s]	Incerteza [s]
8:1	0,70	0,00700	± 0,00006
8:1	0,80	0,00663	± 0,00005
8:1	0,90	0,00672	± 0,00005
8:1	1,00	0,00692	± 0,00004
8:1	1,10	0,00759	± 0,00006
8:1	1,20	0,00870	± 0,00004
9:1	0,70	0,00690	± 0,00008
9:1	0,80	0,00650	± 0,00006
9:1	0,90	0,00654	± 0,00005
9:1	1,00	0,00688	± 0,00006
9:1	1,10	0,00755	± 0,00008
9:1	1,20	0,00881	± 0,00008
10:1	0,70	0,00670	± 0,00004
10:1	0,80	0,00644	± 0,00004
10:1	0,90	0,00640	± 0,00005
10:1	1,00	0,00670	± 0,00006
10:1	1,10	0,00727	± 0,00006
10:1	1,20	0,00818	± 0,00008
11:1	0,70	0,00630	± 0,00008
11:1	0,80	0,00604	± 0,00006
11:1	0,90	0,00600	± 0,00004
11:1	1,00	0,00630	± 0,00004
11:1	1,10	0,00701	± 0,00006
11:1	1,20	0,00800	± 0,00008

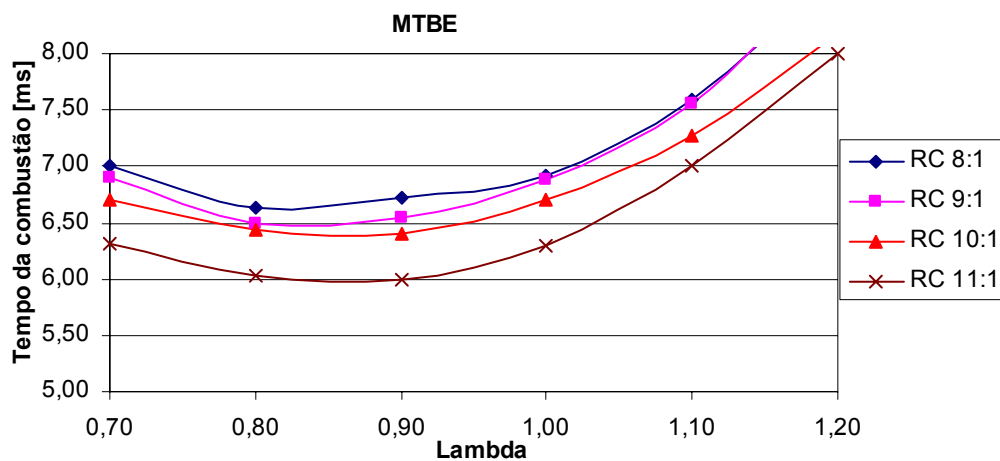


Figura 5.6 - Duração da combustão (tempo) para o MTBE.

Aumentando a relação de compressão, o tempo da combustão diminui, como pode observar na tabela 5.2 e no gráfico 5.6. Ocorreu uma diminuição no tempo de queima de 9,6% quando a RC 8:1 foi alterada para RC 11:1. A incerteza máxima encontrada para o MTBE foi de 1,3% na condição de RC 11:1 e $\lambda = 0,7$.

5.3 Metanol

O Metanol (CH_3OH), outro combustível da família dos oxigenados, foi utilizado para os testes com o mesmo procedimento experimental anterior. A temperatura média para cada condição de mistura ar-combustível admitida pelo motor e a média da temperatura dos gases de escape na mesma condição estão representadas respectivamente nas figuras 5.7 e 5.8, a seguir. A temperatura de arrefecimento foi mantida entre $85,0 \pm 1,4$ °C e $86 \pm 1,41$ °C, e a temperatura de bulbo seco de $28,0 \pm 1,2$ °C e a umidade relativa do ar de 43%.

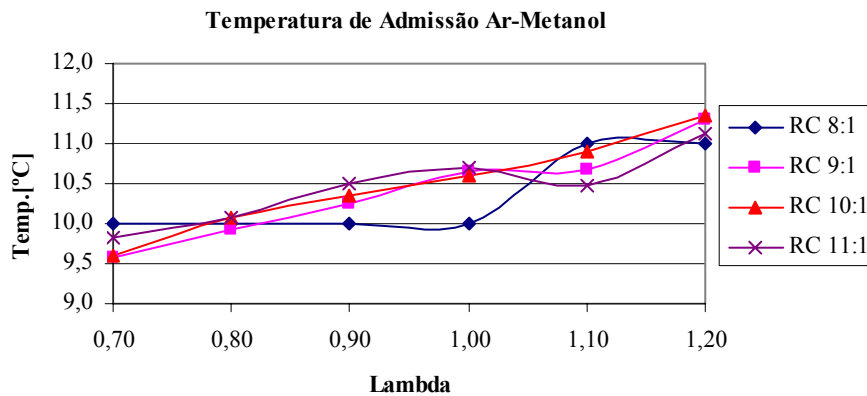


Figura 5.7 - Temperatura da mistura ar-Metanol na admissão.

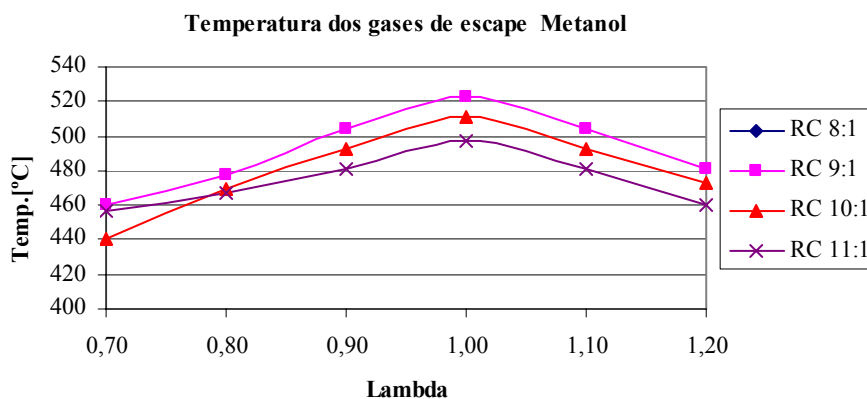


Figura 5.8 - Temperatura dos gases de escape – Metanol.

Para o combustível Metanol, a temperatura da mistura também apresentou um comportamento semelhante aos combustíveis utilizados (figura 5.7), ou seja, uma tendência de resfriamento maior na condição de mistura rica ($\lambda = 0,7$) em relação à mistura pobre ($\lambda = 1,2$), apresentando uma diferença máxima de $2,0 \pm 1,0$ °C. O resfriamento máximo em relação à temperatura do ar ambiente admitido foi de $18,5 \pm 1,2$ °C.

Os gases de escape para o Metanol, apresentaram um máximo de temperatura na condição de mistura estequiométrica para todas as relações de compressão, conforme a figura 5.8, comportamento semelhante aos outros combustíveis testados, garantindo a repetitividade dos testes.

Na tabela 5.3, estão listados os resultados dos ensaios do tempo de queima para o combustível Metanol, obtidos conforme procedimento já descrito, em função das condições de mistura e das relações de compressão. Os dados obtidos experimentalmente no motor CFR estão apresentados em forma de gráfico na figura 5.9.

Tabela 5.3 - Resultados do tempo de queima e incertezas para o Metanol.

RC	Lambda	Média - Duração da combustão [s]	Incerteza [s]
8:1	0,70	0,00654	$\pm 0,00005$
8:1	0,80	0,00617	$\pm 0,00004$
8:1	0,90	0,00628	$\pm 0,00004$
8:1	1,00	0,00653	$\pm 0,00004$
8:1	1,10	0,00703	$\pm 0,00006$
8:1	1,20	0,00760	$\pm 0,00006$
9:1	0,70	0,00638	$\pm 0,00005$
9:1	0,80	0,00604	$\pm 0,00005$
9:1	0,90	0,00610	$\pm 0,00004$
9:1	1,00	0,00631	$\pm 0,00005$
9:1	1,10	0,00676	$\pm 0,00006$
9:1	1,20	0,00750	$\pm 0,00006$
10:1	0,70	0,00610	$\pm 0,00005$
10:1	0,80	0,00585	$\pm 0,00003$
10:1	0,90	0,00587	$\pm 0,00004$
10:1	1,00	0,00607	$\pm 0,00003$
10:1	1,10	0,00639	$\pm 0,00006$
10:1	1,20	0,00720	$\pm 0,00006$
11:1	0,70	0,00608	$\pm 0,00006$
11:1	0,80	0,00570	$\pm 0,00004$
11:1	0,90	0,00565	$\pm 0,00004$
11:1	1,00	0,00582	$\pm 0,00004$
11:1	1,10	0,00611	$\pm 0,00004$
11:1	1,20	0,00662	$\pm 0,00005$

Nota-se que, a partir deles, é possível observar que o menor tempo para a duração da combustão fica também na região de condição de mistura ligeiramente rica ($\lambda = 0,9$) e, para as outras condições de mistura ($\lambda = 0,7, 0,8, 1,00, 1,10$ e $1,20$), ocorre um aumento neste tempo, repetindo o mesmo comportamento dos outros combustíveis.

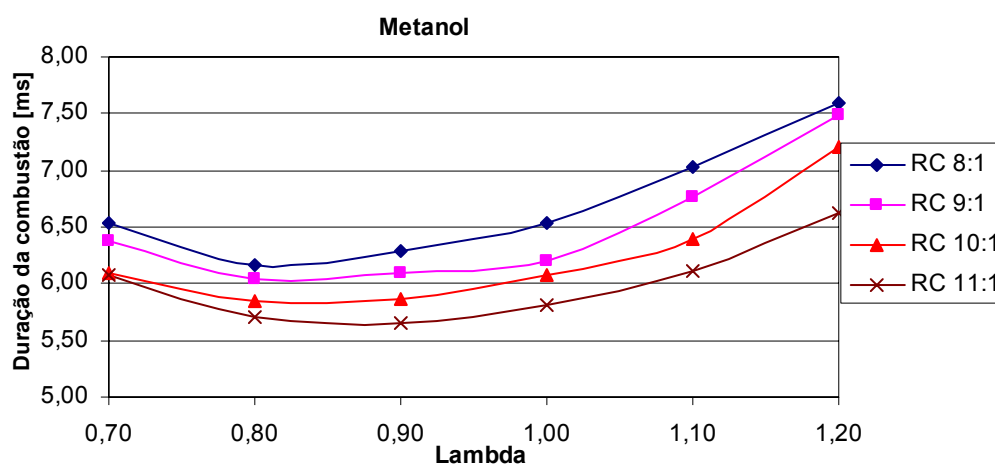


Figura 5.9 - Duração da combustão (tempo) para o Metanol.

Aumentando a relação de compressão, o tempo da combustão diminui, como pode ser observado na tabela 5.3 e na figura 5.9. Este efeito ocorre devido ao aumento da temperatura na câmara de combustão na fase de compressão, resultado do aumento da relação de compressão. Na condição de lambda 0,9, ocorreu uma diminuição de 10% no tempo de queima quando a RC passou de 8:1 para 11:1. A incerteza máxima encontrada para o Metanol foi de 0,8 % na condição de RC 11:1, $\lambda = 0,7$.

5.4 Etilbenzeno

Nas figuras 5.10 e 5.11, estão representadas as temperaturas de admissão da mistura e a temperatura dos gases de escape para o combustível Etilbenzeno (C_8H_{10}), resultado do total de 72 ensaios, sendo três ensaios para cada condição. Todos os procedimentos experimentais foram repetidos para este combustível.

A temperatura da água de arrefecimento foi mantida pelo sistema de controle entre $85,0 \pm 1,4$ °C e $87,0 \pm 1,4$ °C, a temperatura de bulbo seco foi de $26,0 \pm 1,2$ °C, e a umidade relativa do ar de 45%.

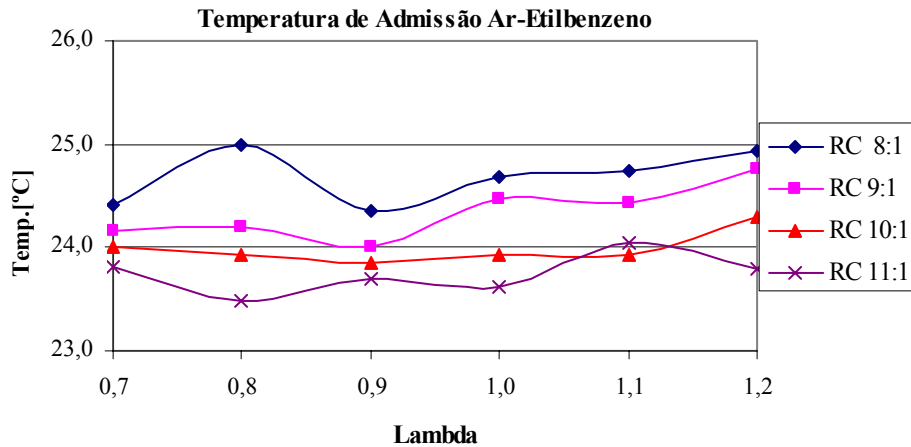


Figura 5.10 - Temperatura da mistura ar-Etilbenzeno na admissão.

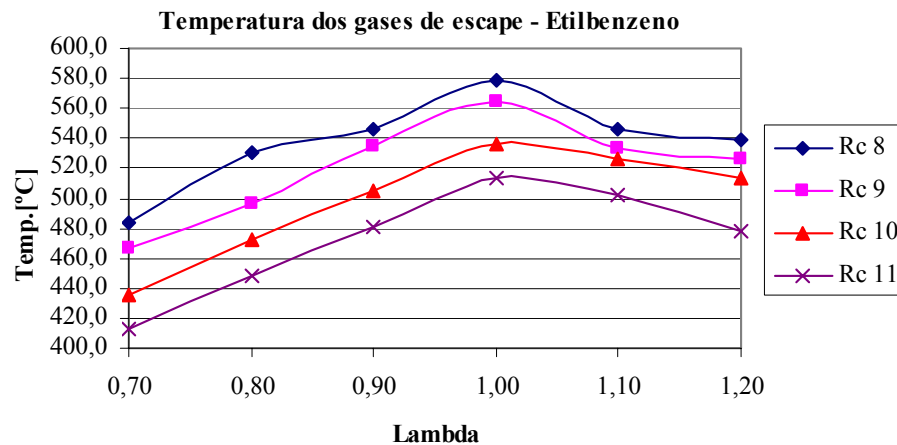


Figura 5.11 - Temperatura dos gases de escape, utilizando Etilbenzeno.

A figura 5.10, mostra que a temperatura de admissão da mistura apresentou uma tendência de resfriamento, maior na condição de mistura rica ($\lambda = 0,7$) em relação à mistura pobre ($\lambda = 1,2$) uma diferença máxima de $2,0 \pm 1,1$ °C. Devido às incertezas de medições, este resultado está próximo a faixa de erro do sistema de medição. O resfriamento máximo em relação à temperatura do ar ambiente admitido foi de $3,0 \pm 1,1$ °C.

A temperatura dos gases de escape apresentou o mesmo comportamento dos combustíveis anteriores na condição de mistura estequiométrica para todas as relações de compressão, conforme a figura 5.11. Com o aumento da taxa de compressão, houve uma redução da temperatura dos gases de escape, pois aumenta o rendimento térmico do motor.

Na tabela 5.4 e na figura 5.12 estão os resultados dos tempos de duração da combustão para o combustível Etilbenzeno em função das condições de mistura e das relações de

compressão. A partir destes resultados, pode-se observar que o menor tempo para a duração da combustão também se apresenta na região de condição de mistura ligeiramente rica ($\lambda = 0,9$); para as outras condições de mistura ($\lambda = 0,7, 0,8, 1,00, 1,10$ e $1,20$), ocorreu um aumento no tempo de combustão. Na condição de lambda 0,9, ocorreu uma diminuição de 9% no tempo de queima, quando a relação de compressão passou de 8:1 para 11:1. A incerteza máxima encontrada para este combustível foi de 1,3 % na condição de RC 9:1 e $\lambda = 1,2$.

Tabela 5.4 - Resultados do tempo de queima e incertezas para o Etilbenzeno.

RC	Lambda	Média Duração da combustão [s]	Incerteza [s]
8:1	0,70	0,00723	± 0,00006
8:1	0,80	0,00647	± 0,00006
8:1	0,90	0,00644	± 0,00004
8:1	1,00	0,00672	± 0,00006
8:1	1,10	0,00732	± 0,00007
8:1	1,20	0,00822	± 0,00010
9:1	0,70	0,00688	± 0,00005
9:1	0,80	0,00641	± 0,00005
9:1	0,90	0,00627	± 0,00004
9:1	1,00	0,00651	± 0,00005
9:1	1,10	0,00728	± 0,00008
9:1	1,20	0,00768	± 0,00010
10:1	0,70	0,00678	± 0,00006
10:1	0,80	0,00611	± 0,00005
10:1	0,90	0,00614	± 0,00005
10:1	1,00	0,00631	± 0,00006
10:1	1,10	0,00693	± 0,00006
10:1	1,20	0,00769	± 0,00009
11:1	0,70	0,00668	± 0,00005
11:1	0,80	0,00600	± 0,00005
11:1	0,90	0,00586	± 0,00005
11:1	1,00	0,00621	± 0,00006
11:1	1,10	0,00695	± 0,00006
11:1	1,20	0,00743	± 0,00007

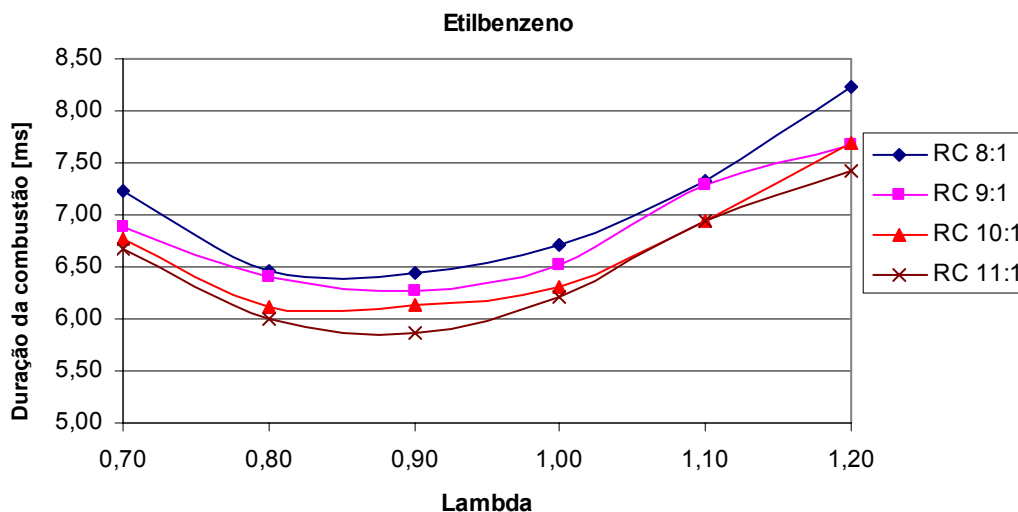


Figura 5.12 - Duração da combustão (tempo) para o Etilbenzeno.

5.5 Tolueno

A seguir, serão apresentados os resultados médios para todas as condições de ensaio, utilizando o combustível Tolueno ou Metilbenzeno (C_7H_8). Nos 72 ensaios para este combustível, se repetiu todo o procedimento experimental dos testes anteriores.

A temperatura de bulbo seco do ar admitido e a umidade relativa do ar na sala dos testes ficaram respectivamente em $29,0 \pm 1,2^\circ C$ e 43%. A temperatura máxima e mínima do líquido no sistema de arrefecimento ficou entre $83,0 \pm 1,4^\circ C$ e $85,0 \pm 1,4^\circ C$.

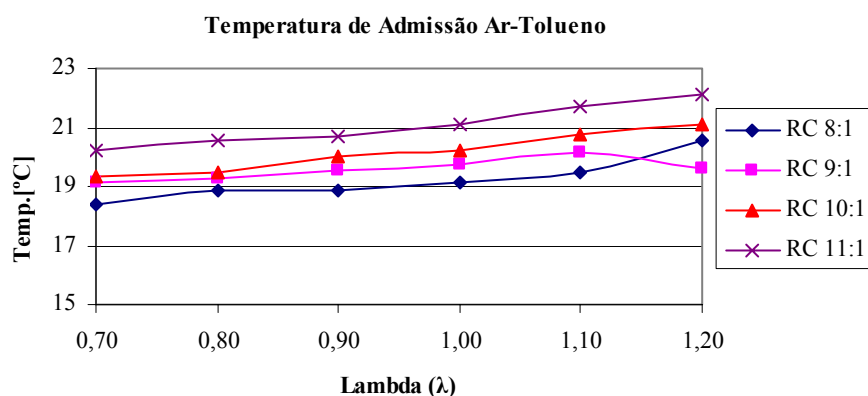


Figura 5.13 - Temperatura da mistura ar-tolueno na admissão.

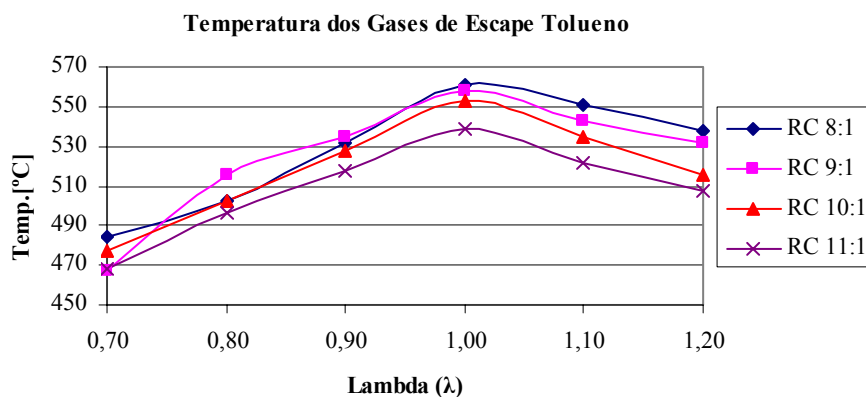


Figura 5.14 - Temperatura dos gases de escape, utilizando Tolueno.

Pode-se observar no gráfico da figura 5.13 um resfriamento maior da mistura na condição de mistura rica ($\lambda = 0,7$) em relação à mistura pobre ($\lambda = 1,2$), com uma diferença máxima de $2,2 \pm 1,1^\circ\text{C}$ para a mesma RC. O resfriamento máximo em relação à temperatura do ar ambiente admitido foi de $11,5 \pm 1,1^\circ\text{C}$, pois, semelhante ao Etilbenzeno, o Tolueno também apresenta uma pressão de vapor baixa (6,7 kPa) em relação aos outros combustíveis, dificultando a vaporização e gerando a formação de uma película de combustível no coletor de admissão.

Observa-se no gráfico 5.13 uma tendência contrária em relação aos outros combustíveis no comportamento da temperatura de admissão, ou seja, aumentando a RC não ocorreu um resfriamento maior da mistura, logo os testes devem ser repetidos para este combustível nas condições acima.

Para a temperatura dos gases de escape, o comportamento se repetiu, pois houve o máximo de temperatura na condição de mistura estequiométrica para todas as relações de compressão, conforme a figura 5.14.

Os resultados do tempo de queima estão representados na tabela 5.5 e na figura 5.15. A partir deles, pode-se observar que o menor tempo para a duração da combustão fica na região de $\lambda = 0,9$; nas outras condições de misturas ($\lambda = 0,7, 0,8, 1,00, 1,10$ e $1,20$), ocorre um aumento neste tempo. Na condição de $\lambda = 0,9$, ocorreu uma diminuição de 7,8% do tempo de queima quando a relação de compressão passou de 8:1 para 11:1. A incerteza máxima encontrada para este combustível foi de 3,3% na condição de RC 11:1 e $\lambda = 1,00$.

Tabela 5.5 - Resultados do tempo de queima e incertezas para o Tolueno.

RC	Lambda	Média Duração da combustão [s]	Incerteza [s]
8:1	0,70	0,00825	$\pm 0,00005$
8:1	0,80	0,00753	$\pm 0,00005$
8:1	0,90	0,00712	$\pm 0,00022$
8:1	1,00	0,00705	$\pm 0,00006$
8:1	1,10	0,00762	$\pm 0,00009$
8:1	1,20	0,00871	$\pm 0,00015$
9:1	0,70	0,00811	$\pm 0,00006$
9:1	0,80	0,00739	$\pm 0,00017$
9:1	0,90	0,00688	$\pm 0,00011$
9:1	1,00	0,00679	$\pm 0,00007$
9:1	1,10	0,00745	$\pm 0,00007$
9:1	1,20	0,00831	$\pm 0,00007$
10:1	0,70	0,00800	$\pm 0,00006$
10:1	0,80	0,00741	$\pm 0,00023$
10:1	0,90	0,00675	$\pm 0,00006$
10:1	1,00	0,00669	$\pm 0,00006$
10:1	1,10	0,00739	$\pm 0,00007$
10:1	1,20	0,00798	$\pm 0,00006$
11:1	0,70	0,00789	$\pm 0,00006$
11:1	0,80	0,00724	$\pm 0,00021$
11:1	0,90	0,00658	$\pm 0,00022$
11:1	1,00	0,00650	$\pm 0,00012$
11:1	1,10	0,00710	$\pm 0,00008$
11:1	1,20	0,00785	$\pm 0,00008$

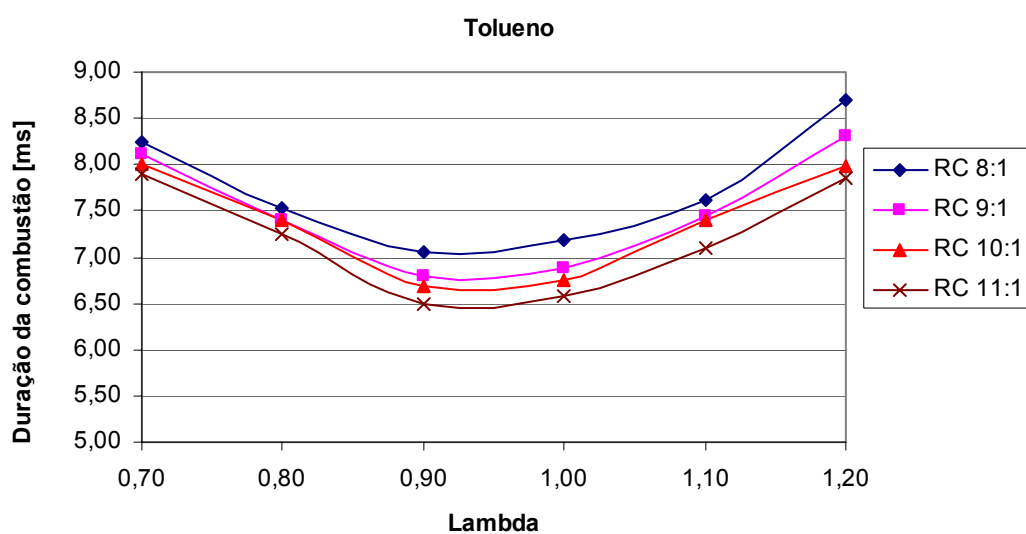


Figura 5.15- Duração da combustão (tempo) para o Tolueno.

5.6 Xilenos

Nesta seção, são apresentados, a seguir os resultados dos 72 testes utilizando uma mistura de hidrocarbonetos aromáticos. Esta mistura é formada pelos três isômeros: para-xileno, orto-xileno, meta-xileno e por uma pequena quantidade de Etilbenzeno. Esta mistura foi denominada de ‘Xilenos’(C₈H₁₀). Para a realização dos testes, foram repetidos todos os procedimentos experimentais já citados.

Durante o período dos testes, registrou-se as condições ambientais, como: a temperatura de bulbo seco do ar de admissão de $31,0 \pm 1,2^\circ\text{C}$ e a umidade relativa do ar de 44%. Ocorreu uma variação na temperatura de arrefecimento entre $83,0 \pm 1,4^\circ\text{C}$ e $86,0 \pm 1,4^\circ\text{C}$.

Nas figuras 5.16 e 5.17, apresenta-se respectivamente à média da temperatura da mistura ar-combustível e a média da temperatura dos gases de escape, para cada condição de ensaio.

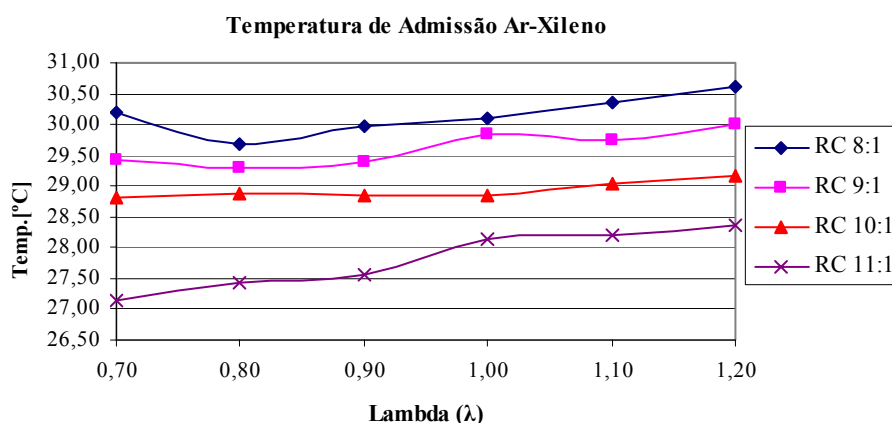


Figura 5.16 - Temperatura da mistura ar-xileno na admissão.

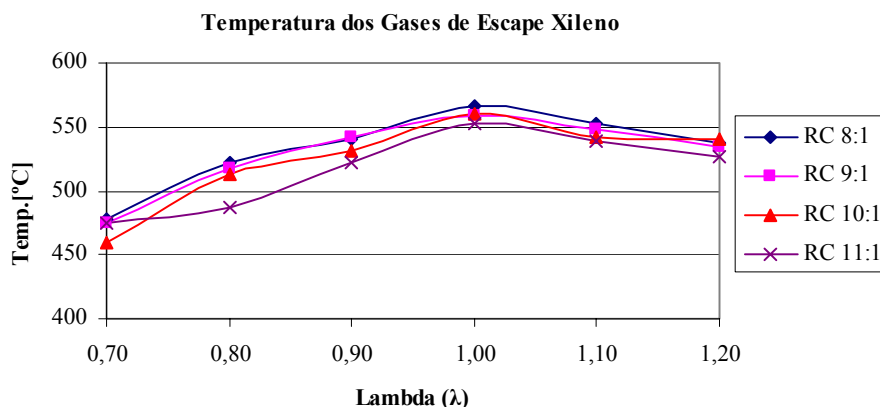


Figura 5.17 - Temperatura dos gases de escape, utilizando Xileno.

A figura 5.16 mostra que a temperatura de admissão da mistura também apresentou uma leve tendência de resfriamento maior na condição de mistura rica ($\lambda = 0,7$) em relação à mistura pobre ($\lambda = 1,2$) uma diferença máxima de $1,2 \pm 1,1$ °C. Para este combustível, o resfriamento máximo em relação à temperatura do ar ambiente admitido foi de $4,5 \pm 1,1$ °C; para as outras condições, um valor próximo foi encontrado.

Para a temperatura dos gases de escape se repetiu o comportamento dos testes anteriores, ou seja, a máxima temperatura ocorreu na condição de mistura estequiométrica para todas as RC, conforme mostra a figura 5.17.

Tabela 5.6 - Resultados do tempo de queima e incertezas para o Xileno.

RC	Lambda	Média Duração da combustão [s]	Incerteza [s]
8:1	0,70	0,00890	$\pm 0,00006$
8:1	0,80	0,00823	$\pm 0,00006$
8:1	0,90	0,00719	$\pm 0,00005$
8:1	1,00	0,00758	$\pm 0,00007$
8:1	1,10	0,00833	$\pm 0,00009$
8:1	1,20	0,00873	$\pm 0,00009$
9:1	0,70	0,00887	$\pm 0,00004$
9:1	0,80	0,00813	$\pm 0,00004$
9:1	0,90	0,00699	$\pm 0,00034$
9:1	1,00	0,00732	$\pm 0,00009$
9:1	1,10	0,00799	$\pm 0,00010$
9:1	1,20	0,00854	$\pm 0,00009$
10:1	0,70	0,00850	$\pm 0,00030$
10:1	0,80	0,00753	$\pm 0,00006$
10:1	0,90	0,00682	$\pm 0,00006$
10:1	1,00	0,00753	$\pm 0,00006$
10:1	1,10	0,00769	$\pm 0,00034$
10:1	1,20	0,00814	$\pm 0,00009$
11:1	0,70	0,00802	$\pm 0,00013$
11:1	0,80	0,00686	$\pm 0,00014$
11:1	0,90	0,00675	$\pm 0,00006$
11:1	1,00	0,00701	$\pm 0,00004$
11:1	1,10	0,00745	$\pm 0,00010$
11:1	1,20	0,00803	$\pm 0,00009$

A tabela 5.6 e a figura 5.18, correspondem aos valores médios do tempo de combustão para cada condição de ensaio. A partir deles, pode-se observar que o menor tempo para a duração da combustão fica também na região de condição de mistura ligeiramente rica

($\lambda=0,9$). Analisando os resultados, observa-se que, quando a RC aumenta de 8:1 para 11:1 na condição de $\lambda=0,9$, ocorre uma diminuição de 6% no tempo de combustão.

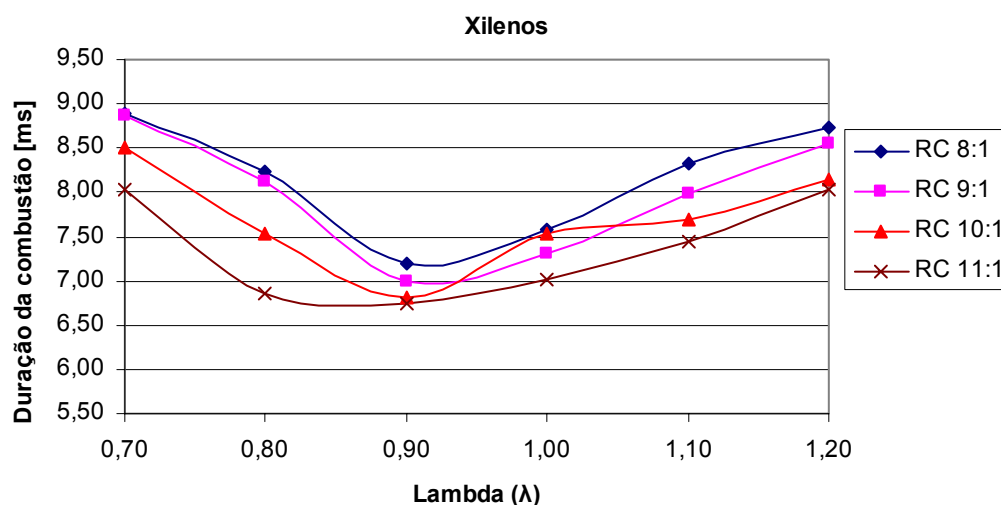


Figura 5.18 - Duração da combustão (tempo) para o Xilenos.

5.7 Penteno

O hidrocarboneto Penteno (C_5H_{10}), se classifica como uma oleofina, a qual, está presente na composição das gasolinas comerciais. Para este combustível foi realizado um total de 72 testes, seguindo todos os procedimentos experimentais aplicados aos demais combustíveis.

Durante os testes, foi observada a ocorrência de detonação severa para as relações de compressão 10:1 e 11:1. Isto ocorreu devido este combustível à baixa octanagem deste combustível 61,9 de MON e 61,7 de RON. Para as RC de 8:1 e 9:1, não foi percebido som característico da detonação.

A média da temperatura para cada condição de mistura ar-combustível admitida pelo motor e a média da temperatura dos gases de escape na mesma condição estão representadas nas figuras 5.19 e 5.20 a seguir. Durante os testes, a oscilação da temperatura de arrefecimento ficou entre $85,5 \pm 1,4$ °C e $87,4 \pm 1,4$ °C, e a temperatura de bulbo seco em $26,0 \pm 1,2$ °C e a umidade relativa do ar de 48%.

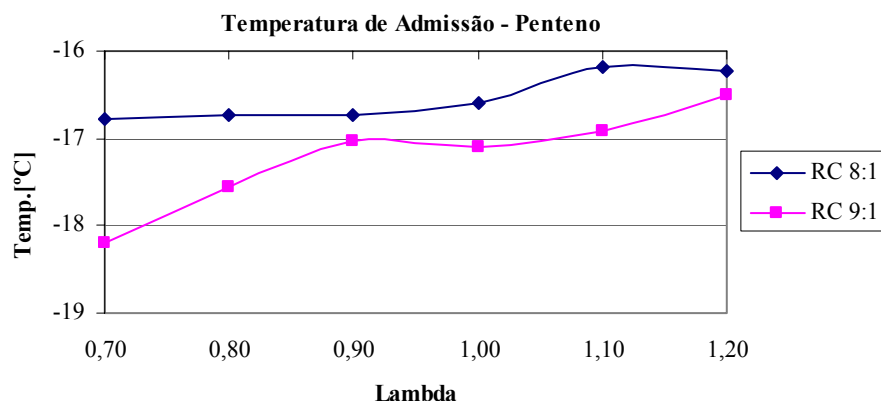


Figura 5.19 - Temperatura da mistura ar-penteno na admissão.

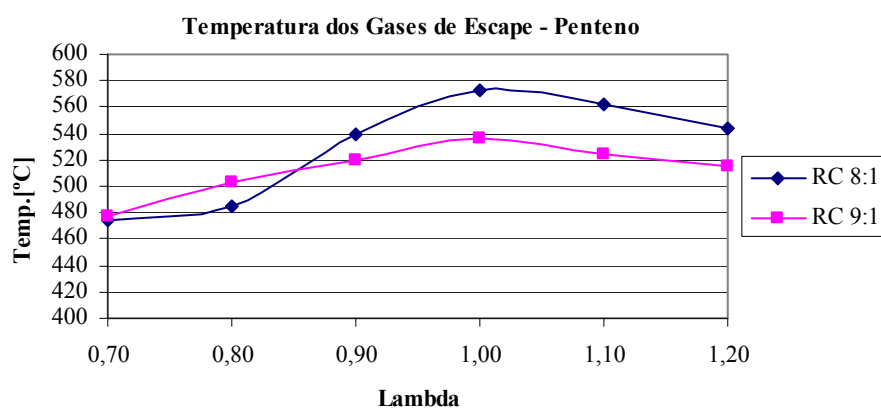


Figura 5.20 - Temperatura dos gases de escape, utilizando Penteno

A figura 5.19 mostra que a temperatura de admissão da mistura também apresentou uma leve tendência de resfriamento maior na condição de mistura rica ($\lambda = 0,7$) em relação à mistura pobre ($\lambda = 1,2$), uma diferença máxima de $3,0 \pm 1,1^\circ\text{C}$. O resfriamento máximo em relação à temperatura do ar ambiente admitido foi de $44,7 \pm 1,5^\circ\text{C}$. Pode-se concluir que este alto resfriamento se deve aos seguintes fatores:

- Apesar de o Penteno possuir baixo calor de vaporização (357 kJ/kg), este combustível apresenta uma alta pressão de vapor ($107,45\text{ kPa}$ a $37,8^\circ\text{C}$) e também uma baixa temperatura de ebulição ($28,9^\circ\text{C}$). Estes valores favorecem a vaporização completa do Penteno no sistema de admissão do motor utilizado nos testes em relação aos demais combustíveis conforme mostra a tabela 3.2;
- É possível que, exatamente no ponto onde foi colocado o termopar para a medição da temperatura de mistura, conforme as figura 4.9 e 4.10, ocorra uma completa troca de fase do Penteno;

- Ocorrendo uma vaporização completa do Penteno, não ocorre uma formação de película de filme de combustível no coletor de admissão, favorecendo a evaporação do combustível e o resfriamento da mistura.

Para a temperatura dos gases de escape, o comportamento foi semelhante ao dos combustíveis analisados anteriormente, apresentando um máximo de temperatura na condição de mistura estequiométrica para todas as relações de compressão, conforme mostra a figura 5.20.

Tabela 5.7 – Resultados do tempo de queima e incertezas para o Penteno.

RC	Lambda	Média Duração da combustão [s]	Incerteza [s]	Média Duração da combustão [°]	Incerteza [°]
8	0,70	0,00753	0,00007	40,1	0,4
8	0,80	0,00675	0,00005	35,9	0,2
8	0,90	0,00660	0,00004	35,1	0,2
8	1,00	0,00635	0,00005	33,8	0,3
8	1,10	0,00638	0,00006	33,9	0,3
8	1,20	0,00732	0,00006	38,9	0,3
9	0,70	0,00734	0,00006	39,0	0,3
9	0,80	0,00638	0,00004	33,9	0,2
9	0,90	0,00574	0,00005	30,6	0,3
9	1,00	0,00571	0,00006	30,4	0,3
9	1,10	0,00651	0,00005	34,7	0,3
9	1,20	0,00750	0,00007	39,9	0,4

Na tabela 5.7 e na figura 5.21, encontra-se a média do tempo de combustão, a incerteza para cada RC e a condição de mistura (λ) para o combustível Penteno. Observando estes resultados, pode-se notar que o menor tempo de combustão fica na região de $\lambda = 1,00$ com RC 8:1 e 10:1; as outras condições de misturas ($\lambda = 0,7, 0,8, 1,10$ e $1,20$) levaram um tempo maior para a ocorrência da combustão. Na condição de lambda 1,00, ocorreu uma diminuição de 10% do tempo de queima quando a relação de compressão passou de 8:1 para 9:1.

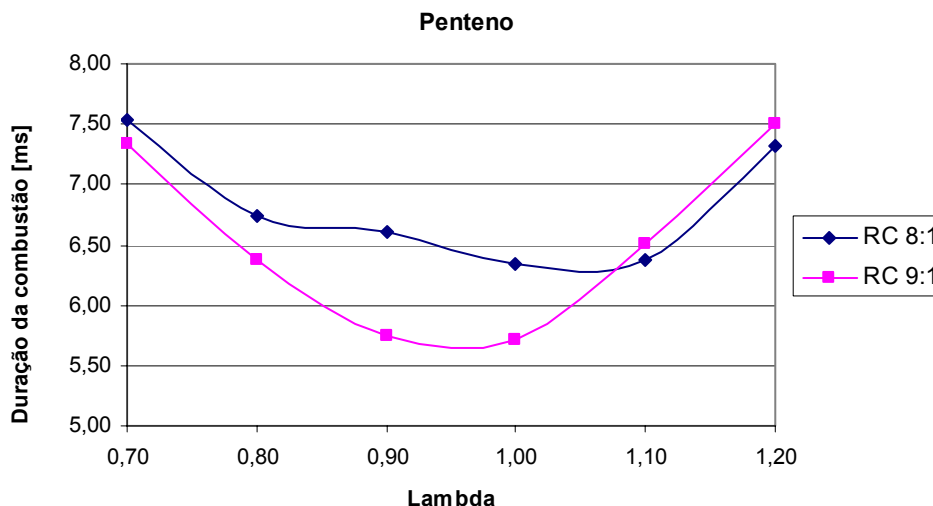


Figura 5.21 - Duração da combustão (tempo) para o Penteno.

5.8 Comparativo dos Resultados entre os Combustíveis

Nas figuras a seguir, realiza-se um comparativo dos resultados do tempo de combustão entre os combustíveis ensaiados para cada RC, organizados por famílias: os oxigenados, os aromáticos e o Penteno (Corte C₅).

Observa-se, na figura 5.22, que o Etanol apresenta o menor tempo de combustão, ou seja, a velocidade de chama é superior à do Metanol e do MTBE.

Apesar do Etanol apresentar um atraso maior na ignição, devido a uma necessidade de maior energia de ativação para o início da combustão, na fase de desenvolvimento e de propagação da chama, ocorre uma grande formação de radicais instáveis reativos, acarretando uma velocidade de queima maior [Nick Marinov, 1997].

Observa-se também, na figura 5.22, que o tempo de combustão apresenta maior sensibilidade para misturas pobres ocorrendo um aumento considerável deste tempo, devido à falta de oxigênio para a ocorrência das reações de oxidação.

Uma questão a ser discutida com base nos resultados dos combustíveis oxigenados é que, nos motores com a tecnologia *Flex Fuel*, utilizando combustíveis oxigenados, a ECU apresenta um mapa de avanço de ignição mais adiantado em relação à gasolina para compensar a potência devido à baixa relação de compressão. Mas, também deve-se avaliar se ocorre uma otimização para as emissões de poluentes e consumo de combustíveis nesta condição, já que os oxigenados apresentam maiores velocidades de queima necessitando de menor avanço de ignição para mesma relação de compressão, ficando como sugestão para trabalhos futuros esta análise.

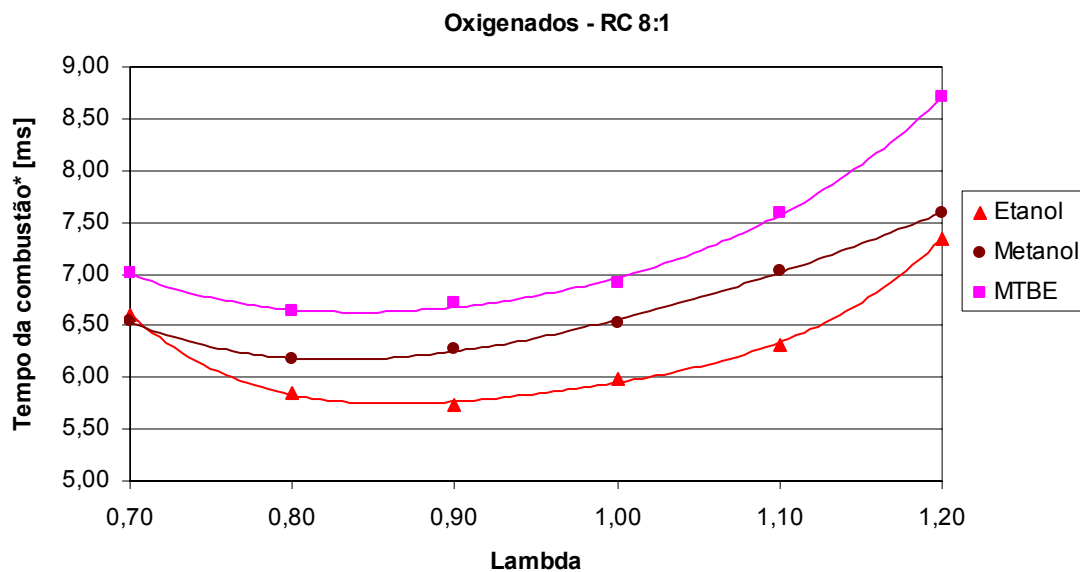


Figura 5.22 – Comparativo do tempo de combustão para todos os combustíveis oxigenados na RC 8:1.

Na figura 5.23, estão os resultados do tempo de combustão de todos os hidrocarbonetos aromáticos e do Penteno (corte C_5) para a RC 8:1. Observa-se que os Xilenos apresenta maior duração de combustão, pois os ‘Xilenos’ apresentam dois radical metil ligados ao anel aromático presentes na sua estrutura química da molécula, diminuindo sua velocidade de combustão [Farrel el al.,2004].

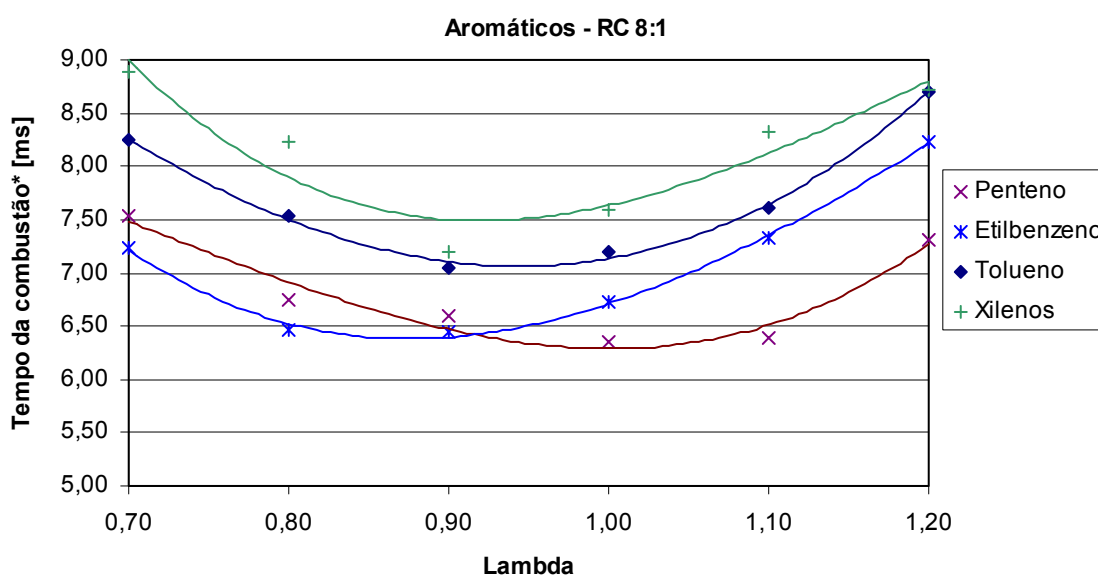


Figura 5.23 - Comparativo do tempo de combustão para todos os combustíveis aromáticos e o Penteno na RC 8:1.

Na figura 5.24, temos a duração de combustão para os oxigenados, na figura 5.25, temos esta mesma duração para os aromáticos e para o Penteno (corte C5). Para os oxigenados, ocorreu o mesmo comportamento da RC 8:1 na RC 9:1.

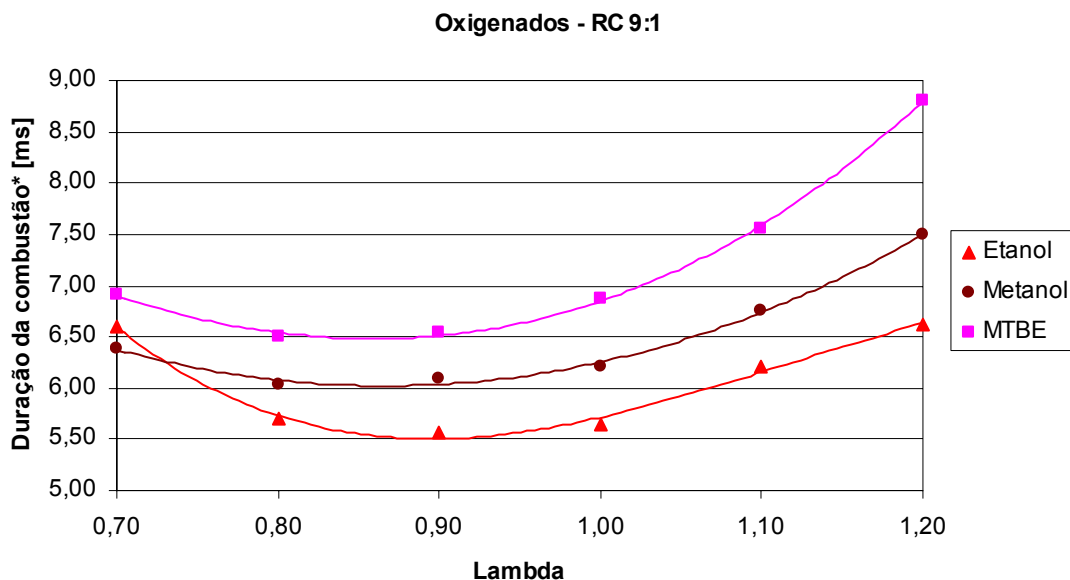


Figura 5.24 - Comparativo do tempo de combustão para os combustíveis oxigenados na RC 9:1.

Na figura 5.25, a tendência dos aromáticos se repetiu para as RC anteriores. O tolueno apresenta uma baixa velocidade de combustão, que é, atribuída a sua cinética química, pois, na combustão, ocorre a formação de radicais benzil muito estáveis. A alta estabilidade destes radicais reduzem a reatividade, ocasionando um oxidação mais lenta do combustível [Farrel et al.,2004].

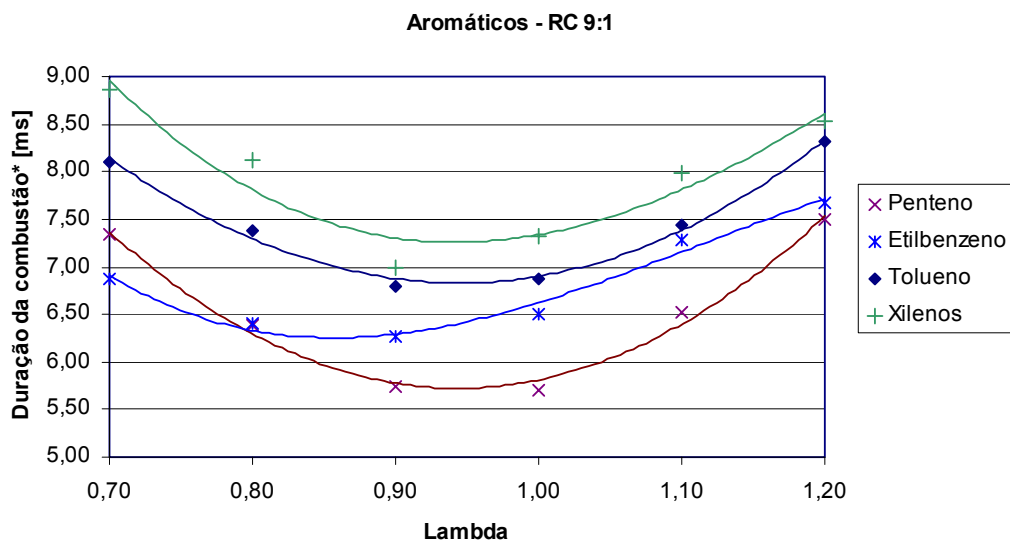


Figura 5.25 - Comparativo do tempo de combustão para todos os combustíveis aromáticos e o Penteno na RC 9:1.

As figuras 5.26 e 5.27 mostram a ocorrência de uma diminuição no tempo de combustão para todos os combustíveis, resultados semelhantes ao dos testes anteriores com os demais combustíveis.

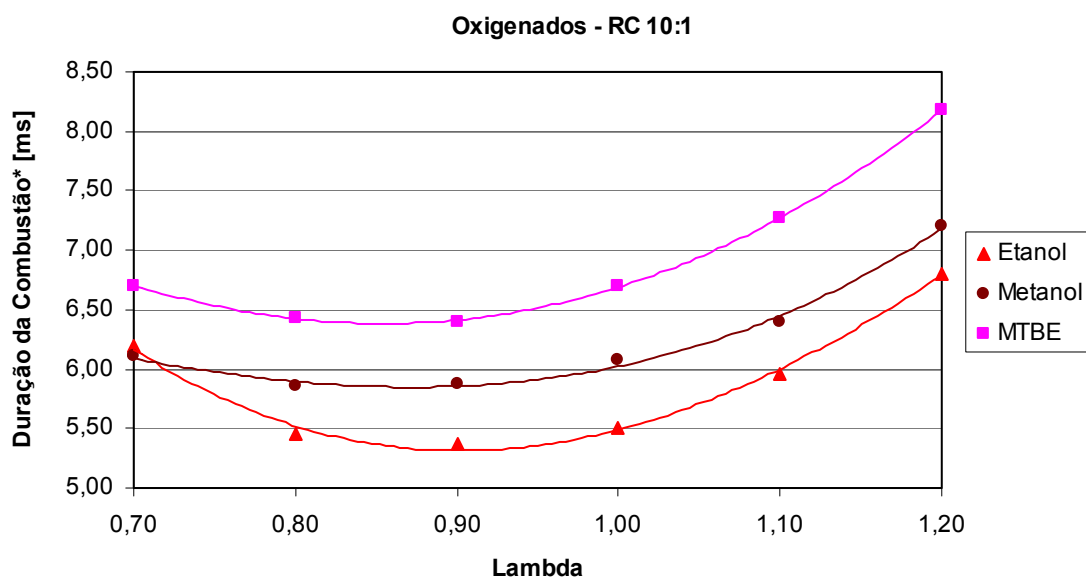


Figura 5.26- Comparativo do tempo de combustão para os combustíveis oxigenados na RC 10:1.

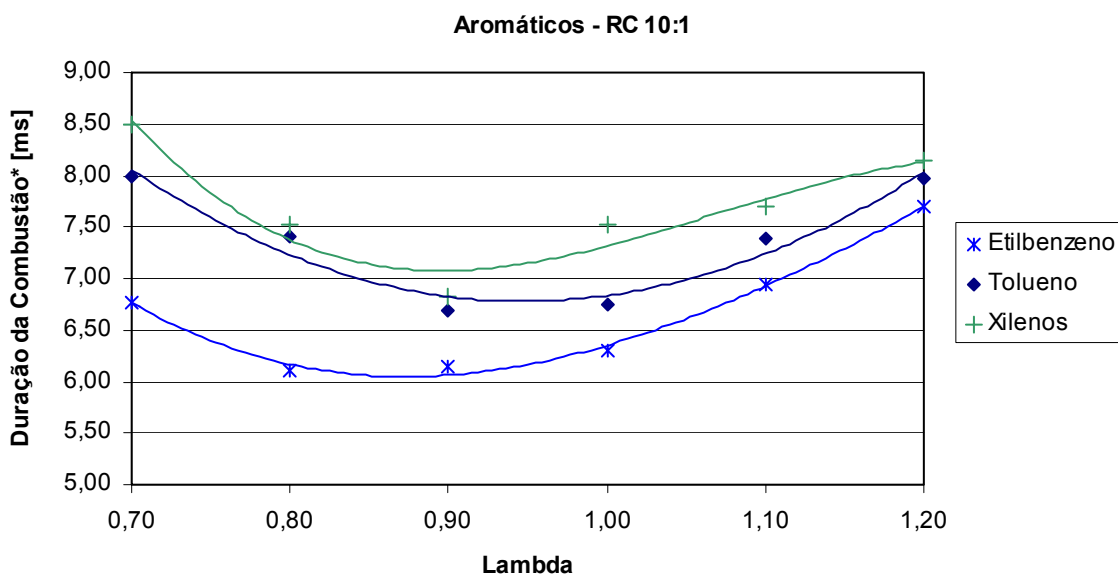


Figura 5.27 - Comparativo do tempo de combustão para todos os combustíveis aromáticos na RC 10:1.

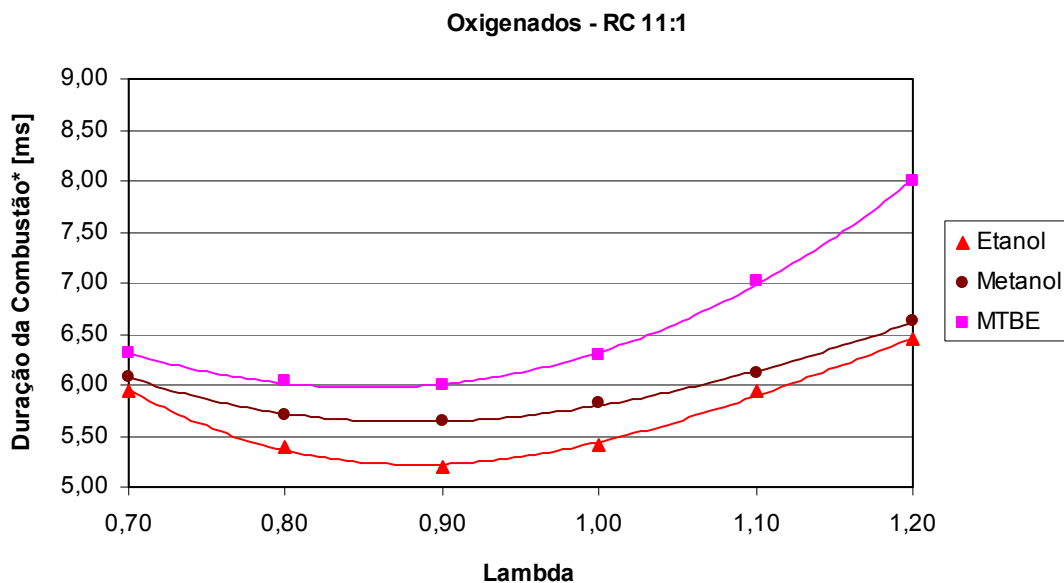


Figura 5.28 - Comparativo do tempo de combustão para os combustíveis oxigenados na RC 11:1.

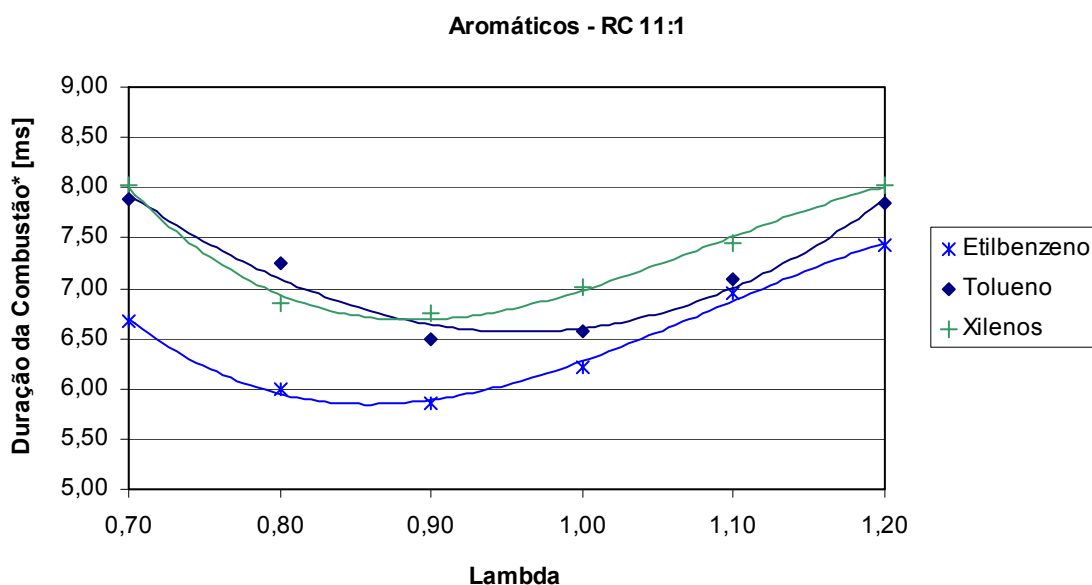


Figura 5.29 - Comparativo do tempo de combustão para todos os combustíveis aromáticos na RC 11:1.

O Etanol apresentou o menor tempo de combustão, ou seja, a máxima velocidade de propagação de chama, em relação a todos os outros combustíveis para todas as RC na condição de mistura de ($\lambda = 0,9$).

A tabela 5.8 compara o menor tempo de combustão do Etanol com o menor tempo de combustão dos outros combustíveis para cada RC, tendo como base para a relação somente os

valores médios dos tempos de combustão. O Etanol apresentou menor a duração de combustão de 7,1% em relação ao Metanol para RC 8:1, e 23% menor para o Xilenos na RC de 11:1.

Pode-se observar também que o aumento da RC de compressão para o Etanol é mais significativo para diminuição do tempo de combustão em relação aos outros combustíveis.

Tabela 5.8 – Comparação do Etanol em relação aos outros combustíveis.

Etanol RC	Penteno	Metanol	Etilbenzeno	MTBE	Tolueno	Xilenos
8:1	9,8 %	7,1%	11,0%	13,6%	18,7%	20,3%
9:1	2,6%	7,9%	11,3%	15,0%	18,1%	20,5%
10:1	--	8,2%	12,1%	16,1%	19,7%	21,3%
11:1	--	8,0%	11,3%	13,3%	20,0%	23%

6 DISCUSSÃO E CONCLUSÕES

Pelos resultados apresentados, pôde-se verificar que o sistema de medição e os procedimentos experimentais usados nesta avaliação foi satisfatório pois, em todos os testes ocorreu uma boa repetibilidade, apresentando uma incerteza máxima de 2,5% nos resultados da duração de combustão.

Em todos os ensaios dos combustíveis ocorreu um resfriamento maior da mistura na condição de mistura rica. Isto se deve ao fato de que mais combustível é dosado nesta condição em consequência tem maior massa de combustível para ser evaporado. Também, observou-se que aumentando a RC ocorreu um maior resfriamento da mistura ar-combustível para a maioria dos combustíveis, com exceção do Tolueno, uma discussão pode ser gerada e testes futuros devem ser feitos para explicar este comportamento. Pode-se ser atribuída aos mecanismos de transferência de calor, pois aumentando a RC aumenta a velocidade de queima, diminuindo o tempo para que ocorra a troca de calor por condução ao sistema de admissão.

A vaporização do combustível não esta somente relacionado com a entalpia de vaporização, mas também com a pressão de vapor do combustível, com a temperatura de ebulição e densidade. Esses resultados foram obtidos através da análise do combustível, Penteno que possui um calor de vaporização de 357 kJ/kg, um valor baixo em relação ao Metanol, cujo índice é de 1100 kJ/kg. O Penteno apresentou, entretanto um resfriamento maior, devido a sua alta pressão de vapor na ordem de 107,45 kPa em relação ao Metanol cujo valor é 32 kPa, pois quando mais alta a pressão de vapor mais volátil é o combustível. O alto valor de resfriamento para o Penteno também se deve à posição onde foi colocado o termopar para a medição da temperatura da mistura, pois nesta região do coletor de admissão onde se localiza o termopar deve ter sido a região de troca de fase do Penteno.

A formação de uma película de combustível no sistema de admissão prejudica a vaporização do combustível, que pode ocorrer em combustível com baixa pressão de vapor e alta temperatura de ebulição.

Os resultados evidenciaram também que condições ambientais, como: temperatura do ar ambiente admitido e umidade relativa altera o resfriamento da mistura e consequentemente, influenciam na vaporização do combustível.

Em todos os combustíveis ensaiados, a temperatura dos gases de escape apresentou uma temperatura máxima na condição de estequiométrica da mistura.

Constatou-se uma semelhança do comportamento do tempo de combustão para todos os testes dos combustíveis, ou seja, em nenhuma condição de teste, houve discrepância dos resultados em relação a este parâmetro.

Com o aumento da relação de compressão, houve o aumento da temperatura e da pressão na câmara no momento da queima do combustível, ocasionando um significativo aumento da velocidade de propagação da chama.

A determinação adequada do avanço da ignição para o bom desempenho dos motores à combustão interna, está estritamente relacionada ao tipo de combustível utilizado, pois depende da sua velocidade de queima, relacionada com a intensidade de turbulência da câmara de combustão.

O tempo mínimo da duração da combustão ocorreu na condição de mistura rica, ou seja, para $\lambda = 0,9$ para a maioria dos combustíveis testados. Segundo, Rech, C., 2002, próximo a esta condição de mistura ($\lambda \cong 0,9$), ocorre a máxima potência do motor em testes dinamométricos para os mesmos combustíveis deste trabalho.

Em motores de alta performance, em que se otimiza a potência em rotações elevadas, deve-se utilizar combustíveis com elevada velocidade de queima, pois estes requerem um avanço mínimo para obtenção do torque máximo, assim, reduzindo o trabalho negativo de compressão e aumentando o trabalho útil.

Com o aumento da relação de compressão, a pressão máxima no cilindro também aumenta. Com isso, ocorre um aumento na velocidade de saída dos gases queimados e uma conseqüentemente diminuição de gases residuais, favorecendo um leve aumento da eficiência volumétrica.

7 SUGESTÕES DE CONTINUIDADE

- Controlar as variáveis ambientais como temperatura, umidade e pressão atmosférica, para que todos os ensaios sejam na mesma condição.
- Realizar a medição de temperatura da mistura em mais de um local de medição no coletor para estudar o comportamento de vaporização do combustível e a formação da película de filme.
- Utilizar um sistema de aquisição de dados (hardware e software) que apresenta maior flexibilidade para implementação experimental e melhores recursos para tratamento posterior dos dados; uma sugestão seria um sistema de aquisição da *National Instruments (Labview)* [<http://sine.ni.com/csol/cds/item/vw/p/id/217/nid/124100>] ou equivalente.
- Utilizar um sensor para medição da pressão no cilindro que apresente uma curva de calibração (como sugestão Kistler 1526) juntamente com o sensor que mede a taxa da pressão no cilindro, um encoder óptico que apresente uma resolução de no mínimo $0,36^\circ$ para a árvore de manivelas, e um sensor de deslocamento para determinação do PMS com maior exatidão.
- Continuar a adaptação, já iniciada no cabeçote-cilindro do motor CFR para a instalação de um sensor de ionização ao lado oposto da vela de ignição original, para determinar a velocidade média de propagação da chama neste motor.

8 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASTM, “**ASTM Manual for Rating Motor Fuels by Motor and Research Methods American Society for Testing and Materials**”, Standard Test Method, 5ª edição, 1964.

Anders Tunestal. “The use cylinder pressure estimation air fuel ratio of an internal combustion engine”, **CIVIN (Lund University, Sweden)**, 1993.

Arsie, I.; Pianese, C. et al. “An adaptive estimator of fuel dynamics in the intake port of a spark ignition engine”. **Control Engineering Practice**, Itália, n.11, 303-309, 2003.

Armando A. G. “**Metrologia Parte I**”, Laboratório de Metrologia e Automação, UFSC, 2001.

Benvenuti, L.; Di Benedetto, M. D. et al., “**Individual cylinder characteristic estimation for a spark injection engine**”. *Automatica*, Itália, n.39, 1157-1169, 2003.

Bosch, “**Manual de Tecnologia Automotiva**”, 25ª edição, 2005

C, Rodrigo C. “**Efeitos das Dimensões do Conduto de Admissão e da Razão de Compressão na Performance de um Motor Bi-Combustível**”. Belo Horizonte: Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Dissertação de mestrado, 2005.

C. K. Westbrook, “Chemical Kinetics of hydrocarbon Ignition in Practical Combustion Systems”, **28 th International Symposium on Combustion**, Edinburg, Scotland, July 30-august 4, 2000.

Chiu, C. P.; Lin, M. H. and Wu H. W. “**Effects of Blending Stocks MTBE on combustion Characteristics in SI Engine**”, Department of Mechanical Engineering, National Cheng Kung University, Taiwan, 1980.

Chao F. Daniels, Guoming G. Zhu and James Winkelman, “Inaudible Knock and Burn Detection Using In Cylinder Ionization Signal”, Visteon Corporation, **SAE 013149**, 2003

Derek Bradley, R. A. Head, "Engine autoignition: The relationship between octane numbers and autoignition delay times", **Combustion and Flame**, 2006.

Dailey, J., "**Laser Fluorescence**" in **Laser Methods in Combustion**", (D. Crosley, ed.) American Chemical Society, Washington, DC, 1982.

Efthimios Zervas, "**Comparative study of some experimental methods to characterize the combustion process in a SI engine**" Ecole des Mines de Nantes-Departement des Systemes Energetiques et Environnement 4 Alfred Kastler 44307 Nantes France, 2003.

Ferguson, C. R.; Green, R. M.; Lucht, R. P. "**Internal Combustion Engines Applied Thermosciences**". Sci Technol, 1987

Farrell; J. T.; Johnston, R. J.; Androulakis, P. "Molecular Structure Effects on Laminar Burning Velocities at Elevated Temperature and Pressure", **SAE 2004 01 2936**, 2004.

Geoff J. Germane; Carl G. Wood "Lean Combustion in Spark Ignited Internal Combustion Engines" **SAE 831694**, 1995

Garcia, Roberto; "**Combustíveis e Combustão Industrial**", Editora Interciência, 2002.

Ganesan V. "**Internal combustion engines**", 1996, Editora McGraw-Hill

Giacosa, Dante. "**Motores Endotérmicos**". 3.ed. Barcelona: Editorial Científico-Médica, 1970.

Guibet, Jean-Cloude "**Fuels and Engines**", Technology Energy Environment. Ed. rev. Traduzido por Frank Carr, Institut Français du Pétrole Publications, Paris: Technip, 1999.

Guoming G. Zhu, Chao F. Daniels and James Winkelman, "MBT Timing Detection and Its Closed-Loop Control Using In-Cylinder Pressure Signal", Visteon Corporation, **SAE 013266**, 2003.

Heisler, H. “**Advanced engine technology**”. USA: Hodder Headline Group, 1995.

Heywood, John B. “**Internal combustion engine fundamentals**” USA: McGraw-Hill, 1988.

Hartman, J., ”Hight Performance Automotive Fuel and Fluids”, 1^o Ed., Motorbooks, ISBN 0-7603-0054-2, 1996.

Hua Zhao, Jian L., Tom Ma, Nicos Ladommatos, “**Performance and Analysis of a 4 Stroke Multicylinder Gasoline Engine with CAI Combustion**”, Brunel University U K, 2002.

Ishii K.; Sasaki T.; Urata Y.; Yoshida K.; Ohno T., “Investigation of cyclic variation of IMEP under lean burn operation in spark-ignition engine”, **SAE paper 972830**, 1997.

Ingemar Andersson, “**Cylinder Pressure and Ionization Current Modeling for Spark, Ignited Engines**”, Linkopings Universitet, Sweden Division of Vehicular Systems Department of Electrical Engineering, 2002.

Kazunari K., “**In-Cylinder Phenomena Diagnostics for Gasoline Engine Development**”, Technical Review, 2003.

Lenz, Hans Peter. “**Mixture Formation in Spark-Ignition Engines**”. Wien: Springer –Verlag, 1990.

Lars Eriksson, “**Spark Advance Control by Ion Sensing and Interpretation**”, SAAB Automobile AB, November 25, 1998.

Lucas, G.G., Brunt, M. F. and Anton, R. “**The effect of Squish on Charge turbulence and Flame Propagation in SI Engine, Fuel Economy and Emissions of the Leans Burn Engines**”, Proceedings of I. Mech. Conf. , London, England, June 12 -14, 1979.

Nick Marinov, “**A Detailed Chemical Kinetic Model Ehanol Oxidation**” Lawence Livermore National Laboratory, 1997.

Omer L. Gulder, “Burning Velocities of Ethanol – Isooctane Blends” **Combustion and Flame**, 1984

Owen, K.; Coley, T.; “**Automotive Fuels Reference Book**”, Society of Automotive Engineers, Inc, 2^a ed., U.S.A., 1995.

Poulos, S. G.; Heywood, J. B., “The Effect of Chamber Geometry on Spark Ignition Engine Combustion”, **SAE Paper 830334**, 1983.

Rassweiler, G. M.; Withrow L. “Motion picture of engine flames correlated with pressure cards, **SAE paper 184204**, 1938.

Rech C., “**Estudo Experimental da Relação Ar/Combustível para Máxima Potência em um Motor de Combustão Interna, Utilizando Diversos Combustíveis**”. Porto Alegre, UFRGS, Dissertação de mestrado, 2002.

Richard Stones, “**Introduction to Internal Combustion Engines**”, 1999.

Robert M. Fristrom, “Flame structure studies: past, present and futurer”, The Johns Hopkins University Applied Physics Laboratory Laurel, Maryland, **SAE 20707**, 1990.

Sayin, C.; Kilicaslan, I.; Canakci, M.; Ozsezen, N. Applied Thermal Engineering, **SAE 1315-24**, 2005.

Silva, R. “**Metodologia analítica para avaliação das gasolinas automotivas**” Porto Alegre, UFRGS, Instituto de química, Dissertação de mestrado, 2004.

Taylor, C. “**Análise dos motores de combustão interna**”. Vol.1 e Vol.2, São Paulo: Edgard Blücher, 1988.

Turns, S. R. “**An introduction to Combustion Concepts and applications**” McGraw Hill, ISBN 0079118127, 1996.

Vuolo, J. H. “**Fundamentos da Teoria de Erros**”, Editora Edgard Blücher, São Paulo, 1998.

Y. Hamamoto; E. Tomita; Y.Tanaka and T. Katayama “ **The effect of Swirl on Spark Ignition Engine Combustion**” School of Engineering Okayama University, Tsumima Naka3, Okayama,700, 2003.

9 APÊNDICE I

Em todo trabalho experimental os erros nos resultados finais estão presentes provenientes de fatores tais como: a incerteza do instrumento de medição, a metodologia empregada e erros do operador. Estes erros podem ser classificados como: erros grosseiros, erros sistemáticos, erros aleatórios.

O erro grosseiro é geralmente, decorrente do mal funcionamento do sistema de medição ou mal uso. Pode, por exemplo, ocorrer em função de leitura errônea, operação indevida ou dano no sistema de medição. Seu valor é totalmente imprevisível, porém geralmente sua existência é facilmente detectável. Seu valor pode ser considerado nulo desde que o trabalho de medição seja feito com consciência.

O erro sistemático é a parcela de erro sempre presente nas medições realizadas em idênticas condições de operação, em trabalhos experimentais de resultados comparativos, este vai estar presente em todos os resultados, será muito importante sua determinação se estes resultados forem comparados com outros experimentos da mesma natureza.

O erro aleatório em experimentos com resultados comparativos, como este trabalho é de extrema importância determinar este tipo de erro.

Para reduzir os efeitos destes erros, repete-se a medida várias vezes e trata-se estatisticamente estes dados. Métodos estatísticos em trabalhos científicos são aplicados quando a variabilidade, complexidade ou parcial desconhecimento das origens do fenômeno comprometem a confiabilidade dos resultados. Frente a casos acidentais ou isolados, o resultado obtido pelas técnicas estatísticas permite alcançar uma série de comportamentos gerais, com os quais se fabrica um modelo.

Na prática nunca temos o valor verdadeiro de uma grandeza, mas um valor que mais se aproxima do valor verdadeiro. Em medições se busca determinar o erro aparente, ou seja, a diferença entre o valor objetivo na medida e o valor mais provável da grandeza física considerada, pois a determinação do erro de uma medida em relação ao verdadeiro valor da grandeza é impraticável. Na determinação do erro de repetitividade, o valor mais provável é a média aritmética de diversas medições. Uma grandeza física experimental deve ser determinada a partir de medição, e o resultado é sempre uma aproximação para o valor verdadeiro da grandeza. Segundo Vuolo, 1998, os objetivos da teoria de erros consistem em determinar o

melhor valor possível para a grandeza a partir de medições e determinar o quanto esse valor pode ser diferente do verdadeiro.

9.1 Erros Aleatórios

Consta-se que os dados em ensaios experimentais mostram variações de leitura para leitura, mesmo após atender a todas as fontes conhecidas de erro. Existe um conjunto de razões para essas variações, mas somos incapazes de determiná-las. O evento físico medido é afetado por muitos dos acontecimentos, e estamos prevenidos apenas contra os mais óbvios; os restantes são agrupados e denominados “aleatórios” ou “residuais”.

Os erros considerados nesta classe podem ser vistos como o resíduo do erro, quando todos os conhecidos efeitos sistemáticos tiverem sido levados em conta.

Os erros desconhecidos são, provavelmente, causados por um grande número de pequenos efeitos, cada um variável, de modo que são aditivos em alguns casos e subtraídos em outros, nos seus efeitos sobre a grandeza medida. Em muitas observações, os efeitos positivos e negativos são aproximadamente iguais, de modo que o erro resultante é pequeno. Se supormos a presença de um grande número de pequenas causas, podendo cada uma das quais darem um efeito positivo ou negativo, de maneira completamente aleatória, obteríamos a condição de dispersão em torno de um valor central. Essa condição é, freqüentemente, encontrada em dados experimentais, justificando assim o uso do conceito para a base dos nossos estudos sobre as discrepâncias, para as quais não pode-se apontar uma causa conhecida. A superposição de aleatoriedade é muito útil por permitir a correlação com as leis matemáticas de probabilidade e, portanto, conduzir a um estudo analítico deste tipo de erro.

9.2 Cálculo da Incerteza

As incertezas presentes nos resultados apresentados neste trabalho são provenientes dos erros aleatórios, parcelas decorrentes dos erros sistemáticos e grosseiros não foram consideradas, visto que os erros sistemáticos pelo seu comportamento conhecido podem ser eliminados através da aplicação da correção adequada no sentido de compensar o seu efeito sobre o resultado da medida.

O método matemático que foi utilizado para calcular o erro aleatório que foi considerado a própria incerteza da medição, será descrito a seguir na respectiva ordem [Armando, 2001]:

a) Calcular a média aritmética de todo o conjunto dos dados, conforme a equação 6.1:

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n} \quad (9.1)$$

Sendo:

\bar{x} - média aritmética;

n - número de parcelas;

x_i - valor da parcela.

b) Calcular a variância experimental (s^2), conforme a equação 6.2:

$$s^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n - 1} \quad (9.2)$$

c) Calcular o desvio padrão experimental (s), conforme a equação 6.3:

$$s = \sqrt{s^2} \quad (9.3)$$

d) Calcular a repetitividade (Re) utilizando a distribuição de t-Student, conforme a equação 6.4:

$$Re = \pm t \cdot s \quad (9.4)$$

Sendo:

Re – faixa de dispersão dentro da qual se situa o erro aleatório, utilizando a probabilidade de 95%;

t – é o coeficiente da distribuição t-Student, com o valor de t para 100 leituras e intervalo de confiança de 95%.

e) A indeterminação, ou a incerteza da medição é expressa pela seguinte equação 6.5:

$$IM = \frac{Re}{\sqrt{n}} \quad (9.5)$$

f) a apresentação do resultado da medição (RM) , fica conforme a equação 6.6:

$$RM = \bar{x} \pm IM \quad (9.6)$$

A incerteza calculada da forma mostrada anteriormente é referente à determinação da média das medições.

9.3 Apresentação dos Resultados

Nas tabelas de resultados dos combustíveis mostradas acima, a média da duração de combustão é o resultado base, que expressa o valor mais provável da grandeza medida e a incerteza da medição indica a faixa relativa ao resultado base, no qual está ou varia o valor verdadeiro considerado da grandeza, com uma probabilidade de enquadramento de 95%.

Sendo o resultado base é melhor caracterizado pela média aritmética da duração de combustão para cada ciclo, num total de 100 ciclos realizados.

A associação de incertezas que compõe o processo de medição é feita através da soma quadrática. Isto é necessário quando não tem-se condições de eliminar todas as outras componentes de incerteza associadas ao processo de medição. As incertezas herdadas dos padrões utilizados, devem ser combinadas com as incertezas da medição encontrada, operadores, ambiente e método e que resultarão na incerteza total como indicado na equação 6.7 [Zaro,1982]:

$$IM_T = \sqrt{IM_1^2 + IM_2^2 + IM_3^2 + \dots} \quad (9.7)$$

A incerteza da medição está associada à exatidão do instrumento, normalmente expressa em valores percentuais de fundo de escala, especificados pelo fabricante.

A rotação foi medida a partir do conjunto formado pela roda fônica acoplada ao eixo do motor, e de um sensor indutivo de relutância magnética automotivo, cuja incerteza é de ± 1.7 rpm.

Para a determinação do PMS foi realiza a sincronização da roda dentada de 304 dentes por uma referência física no bloco do motor com base no pico máximo de pressão do cilindro sem combustão, apresentando uma incerteza com base no tempo de 10 μ s entre os dois sinais para o PMS.

O motor não opera em rotações e potências constantes, devido ao seu grau de irregularidade, que está associado à variação de energia cinética resultante da transformação de movimento linear alternado em movimento circular, submetido à aceleração variada do êmbolo em cada ciclo. Esta variação de energia cinética é minimizada a partir da inércia de uma massa giratória, denominada de volante, nos motores de combustão interna.

Mediu-se o valor de λ utilizando-se uma sonda lambda de banda larga (lambda entre 0,7 e 1,20). A incerteza da medição de λ para esses valores é de 1,5 % conforme descrito pelo fabricante.

10 APENDICÊ II

O programa I mostra a rotina usada no Matlab 7.0, para encontrar no arquivo do teste o tempo onde ocorreu a centelha para iniciar a combustão.

Programa I

```
% limpa memoria
clear all;
clc
%Abre dialogo pra escolher arquivo
[name path]=uigetfile('*.dat','Abrir Arquivo Pressao e Centelha');
%Ler arquivo com header com texto
[tF,yF,tP,yP] = textread([path name], '%f %f %f %f', 'delimiter', ',', 'headerlines', 1);
%[path name]= arquivo escolhido pra abrir
%(%f%f%f%f)= ler os dados em forma numerica de 4 colunas
%(delimiter e ,)=as colunas de dados estao delimitadas entre virgulas
%(headerline,1)=o cabeçalho esta na linha 1 ignora nao ler
% Tipo de formado dos numeros
format long
n = length(yF); % define um vetor
xd = diff(yF); % realiza a deriva do sinal
cnt = 2; % define uma variavel cnt=2
for i=2:(n-1); % vai do 2 elemento ate o penultimo
    f = xd(i)-xd(i-1); %define variavel realiza a diferenca da derivada
    if (xd(i-1)>-100);
```

```

    if (f>300);
        if (f<4000);
            k(cnt)=i;
            if ((k(cnt)-k(cnt-1)) > 500);
                cnt = cnt+1;
            end
        end
    end
end
end
end
end
end
k = k(2:end);
plot (tF,yF,tF(k),yF(k),'.'); %grid on;
% Construir arquivo de saida resultados
%-----
for d=1:length(k);
    P(d,1)= tF(k(d)); %picost(d,1) = t(k(d));
    P(d,2)= yF(k(d)); %picosf(d,2) = x(k(d));
end
%Gravar arquivo de saida resultados
%-----
[name,path]=uiputfile('*.dat','save');
save([path,name],'P','-ascii','-tabs')

```

O programa II mostra a rotina usada no Matlab 7.0, para encontrar no arquivo do teste o tempo onde ocorreu o pico de pressão no cilindro do motor ASTM CFR.

Programa II

```

%ROTINA MOMENTO ONDE DERIVADA PRESSAO CRUZA O ZERO
%MOMENTO DO PICO DA PRESSAO
% limpa memoria
clear all;
clc
%Abre dialogo pra escolher arquivo

```

```

[name path]=uigetfile('*.dat','Abrir Arquivo Pressao e Centelha');
%abre arquivo com header com texto
[tF,yF,tP,yP] = textread([path name], '%f %f %f %f', 'delimiter', ',', 'headerlines', 1);
%[path name]= arquivo escolhido pra abrir
%(%f%f%f%f)= ler os dados em forma numerica de 4 colunas
%(delimiter e ,)=as colunas de dados estao delimitadas entre virgulas
%(headerline,1)=o cabeçalho esta na linha 1 ignora nao ler
% Tipo de formado dos numeros
format long;
corte = 800; % onde comeca adescer a pressao
go=[tF,yF,tP,yP];
[l,c] = size(go);
d = 1;
k = 1;
while k <= l,
    if go(k,4) > 350
        while go(k,4) > 0,
            k = k+1;
        end
        ww(d,1:2) = go(k,3:4);
        zz(d,2) = (go(k,4)+go(k-1,4))/2;
        zz(d,1) = (go(k,3)+go(k-1,3))/2;
        d = d+1;
    end
    k = k+1;
end
plot(go(:,3),go(:,4),'b-', zz(:,1), zz(:,2),'r.', ww(:,1), ww(:,2),'g.')
%Gravar arquivo de saida resultados
%-----
[name,path]=uiputfile('*.dat','save');
save([path,name], 'zz', '-ascii', '-tabs');

```

O programa III mostra a rotina usada no Matlab 7.0, para calcula o tempo entre ao momento da centelha e o pico máximo de pressão (tempo de combustão), para cada arquivo de teste.

Programa III

```

clear all;
clc
%ABRE ARQUIVO DERIVADA PRESSAO cruza zero Pressao maxima
%-----
%Abre dialogo pra escolher arquivo
[name path]=uigetfile('* .dat','Abrir Arquivo PICOS PRESSAO');
%Ler arquivo com header com texto
[tP,yP] = textread([path name],'%f %f','delimiter','');
%tP=tempo do pico da pressao
%yP=sinal em mv do pico da derivada da pressao
%[path name]= arquivo escolhido pra abrir
%(%f%f%f%f)= ler os dados em forma numerica de 4 colunas
%(delimiter e ,,)=as colunas de dados estao delimitadas entre virgulas
%(headerline,1)=o cabeçalho esta na linha 1 ignora nao ler
%ABRE ARQUIVO DIFERENCA TEMPO -- PRESSAO CENTELHA
%-----
%Abre dialogo pra escolher arquivo
[name path]=uigetfile('* .dat','Abrir Arquivo PICOS CENTELHAS');
%Ler arquivo com header com texto
[tF,yF] = textread([path name],'%f %f','delimiter','');
%tPF=tempo em que ocorre a centelha
%tF=sinal em mv onde ocorre a centelha
%[path name]= arquivo escolhido pra abrir
%(%f%f%f%f)= ler os dados em forma numerica de 4 colunas
%(delimiter e ,,)=as colunas de dados estao delimitadas entre virgulas
%(headerline,1)=o cabeçalho esta na linha 1 ignora nao ler
format long;
%_____

```

```

% Rotina para escolher: centelhas pares ou impares
%-----
resposta=input('Considerar Centelha Pares? (Yes=1,No=Enter)\n');
%Resposta NAO Tecla ENTER
%Rotina p/as centelhas IMPARES, a primeira com pressao
%-----
    if isempty(resposta);
        resposta = 0; % tecla enter
    %Pega o tamanho do que tem a menor quantidade de linhas
    [a] = length(tP);
    [b] = size(yP);
    %Cria uma variavel para os resultados de mesmo tamanho
    c = zeros(a,1);
    %%Somente as centelhas IMPARES conta, primeira centelha com pressao
    for i = 1:a
        c(i,1) = tP(i,1)-tF(i*2-1,1);
    end
    plot (c(1:end),'+'); grid on;
    %Gravar arquivo de saida resultados
    %-----
    C = c(1:end);
    [name,path]=uiputfile('* .dat','Salvar Arquivo Nome');
    save([path,name],'C','-ascii','-tabs');
    %save('DifL10.txt','C','-ascii');
    end
%
%-----
% Resposta YES Centelhas PARES
%Rotina p/as centelhas pares, a primeira sem pressao
%-----
    if resposta==1; %resposta Yes
    %Pega o tamanho do arquivo tem a menor quantidade de linhas(Deriv Pressao)
    [a] = length(tP);
    [b] = size(yP);
    %Cria uma variavel para os resultados de mesmo tamanho

```



```

c = zeros(a,1);
%Se quiser começar pela linha 1
%Somente as centelhas PARES conta, primeira centelha sem pressão
for i = 1:a;
    % Pressao menos a centelha
    c(i,1) = tP(i,1)-tF(i*2,1);
end
plot (c(1:end),'.');
grid on;
%Gravar arquivo de saida resultados
%-----
C = c(1:end);
[name,path]=uiputfile('* .dat','Salvar Arquivo Nome');
save([path,name],'C','-ascii','-tabs');
%save('DifL10.txt','C','-ascii');
end

```

O programa IV mostra a rotina usada no Matlab 7.0, para calcular as incertezas conforme apêndice I, idem 8.2 (cálculo das incertezas).

Programa IV

```

clear all;
clc
format long
%ABRE ARQUIVO de diferença Faisca e Pico pressão (diffPM)
%-----
%Abre dialogo pra escolher arquivo
[name path]=uigetfile('* .dat','Abrir Arquivo difPM');
%Ler arquivo com header com texto
[t] = textread([path name],'%f','delimiter','');
%tP=tempo do pico da pressão
%yP=sinal em mv do pico da derivada da pressão
%[path name]= arquivo escolhido pra abrir
%(%f%f%f%f)= ler os dados em forma numerica de 4 colunas

```

```

%(delimiter e ,)=as colunas de dados estao delimitadas entre virgulas
%(headerline,1)=o cabeçalho esta na linha 1 ignora nao ler
%_____
% Rotina para ver tempo final de queima
%-----
% Calcular a media do vetor coluna
m = mean(t)
% Calcular desvio padrao com n-1
dp = std(t)
%criar constante t sudente 100 amostras
s = 2,025
%tamanho das amostras
n=length(t)
%incerteza
Im=(s*dp)/n^0.5
%matriz saida
F =[m Im]
%Gravar arquivo de saida resultados
%-----
[name,path]=uiputfile('* .txt','Salvar Arquivo Nome');
save([path,name],'F','-ascii','-tabs');
%xlswrite('L', F)
plot (t,')

```