Campus de São Carlos

ANÁLISE EXPERIMENTAL DOS FENÔMENOS
DA COMBUSTÃO E DA EMISSÃO DE GASES
EM MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA
UTILIZANDO MISTURAS DE ETANOL E
GASOLINA COMO COMBUSTÍVEL

FELIPE SOTO PAU

Orientador: Prof. Dr. Antonio Moreira dos Santos

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

**ESCOLA DE ENGENHARIA
DE SÃO CARLOS**

USP.

**ANÁLISE EXPERIMENTAL DOS FENÔMENOS DA
COMBUSTÃO E DA EMISSÃO DE GASES EM
MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA UTILIZANDO
MISTURAS DE ETANOL E GASOLINA COMO
COMBUSTÍVEL**

Felipe Soto Pau

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

ORIENTADOR: Antônio Moreira dos Santos

São Carlos

2003

Serviço de Pós-Graduação EESC/USP

EXEMPLAR REVISADO

Data de entrada no Serviço: 23.1.06.1.03

Ass.:

DEDALUS - Acervo - EESC

31100043083

Class.	TESE-EESC
Cutt.	5720
Tombo	T 115/03
Sysno	1314771

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

S718a Soto Pau, Felipe
Análise experimental dos fenômenos da combustão e
da emissão de gases em motores de combustão interna
utilizando misturas de etanol e gasolina como
combustível / Felipe Soto Pau. -- São Carlos, 2003.

Tese (Doutorado) -- Escola de Engenharia de São
Carlos-Universidade de São Paulo, 2003.
Área : Engenharia Mecânica.
Orientador: Prof. Dr. Santos, Antônio Moreira dos.

1. Etanol. 2. Processo combustão. 3. Motor
alternativo. I. Título.

FOLHA DE JULGAMENTO

Candidato: Ingeniero **FELIPE SOTO PAU**

Tese defendida e julgada em 25-04-2003 perante a Comissão Julgadora:

Prof. Dr. **ANTONIO MOREIRA DOS SANTOS (Orientador)**
(Escola de Engenharia de São Carlos/USP)

Aprovado

Prof. Tit. **DUILIO VENANZI**
(Escola de Engenharia de São Carlos/USP)

Aprovado

Prof. Dr. **JOSMAR DAVILSON PAGLIUSO**
(Escola de Engenharia de São Carlos/USP)

Aprovado

Prof. Dr. **FRANCISCO EMILIO BACCARO NIGRO**
(Escola Politécnica/USP)

Aprovado

Prof. Dr. **FABIO MOREIRA DA SILVA**
(Universidade Federal de Lavras/UFLa)

Aprovado

Prof. Associado **ARTHUR JOSÉ VIEIRA PORTO**
Coordenador do Programa de Pós-Graduação
em Engenharia Mecânica

Profª. Assoc. **MARIA DO CARMO CALJURI**
Presidente da Comissão de Pós-Graduação

*A Indara, Orieta, Lian e Ariel,
meus adoráveis filhos.*

À Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo - FAPESP, pela bolsa de estudo concedida.

À CNPq, que através do processo 460283/01-4, financiou a bomba calorimétrica usada para determinar o PCI dos combustíveis.

Ao professor Dr. Antônio Moreira dos Santos, por sua amizade e pela excelente orientação fornecida durante a elaboração deste trabalho.

Ao professor Dr. Josmar Davilson Pagluiso, pela excelente colaboração fornecida durante a elaboração deste trabalho.

À Leduina Lopes Breve pela paciência e dedicação para corrigir meu Portunhol.

A todos os colegas, professores e funcionários do Departamento de Engenharia Mecânica da EESC/USP pela colaboração. Em especial:

- Aos professores Dr. Fernando Eduardo Milioli, Dr. Paulo Seleguin Júnior, Dr. Geraldo Lombardi, Dr. Sérgio Fontes e Dr. José Maria Saiz Jabardo.
- Aos companheiros de trabalho Paula, Kelen, Fabiana, Gisleine, Érica, Paulo, Vanessa, Juliana, Lucio, Gustavo, Cecília, Marcelo, Adriano, Rodrigo, Pablo, Márcio, João Paulo, Chris, Luben, Keyll, Julio, Manuel, Valdir e Toninho.
- Aos técnicos Roberto Lourenço, José Torres, José Roberto, Roberto Prata Vieira, Jorge Nicolau dos Santos, Teodomiro Luchesi, Donizeti Luchesi e Helio José.
- Aos funcionários da secretaria Ana Paula, Elisabeth, Maragno, Cristina e Margareth.

A todos os colegas, professores e funcionários do IPT. Em especial aos professores Dr. Francisco E. B. Nigro, Dr. Maurício A. Trielli, Dr. Sívio A. Figueiredo e Mestre Clayton B. Zabeu.

Um agradecimento especial para José Antônio da Silva, Alex Gil Sanches e Edvaldo Pereira da Silva, que possibilitaram com seu ajuda a realização deste trabalho.

Outro agradecimento especial para Ernany, Renata, Dimas, Oscar, Jorge, Guillermo, Maury, Roberto, Diego, Dulce, Cristoph, Terezinha, Ludimila, Osvaldo e Osvaldinho, pela amizade oferecida.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	i
LISTA DE TABELAS	v
LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS	vi
LISTA DE SÍMBOLOS	vii
RESUMO	ix
ABSTRACT	x
1. INTRODUÇÃO E JUSTIFICATIVAS	1
2. OBJETIVOS	7
3. REVISÃO E ANÁLISE BIBLIOGRÁFICA	8
3.1. Simuladores numéricos para a análise da combustão, enfatizando aspectos cinético-químicos e de fenômeno de transporte interno ao processo	8
3.1.1. Transferência de calor em motores	26
3.1.2. Modelo para quantificar as espécies químicas dos gases não queimados e queimados em MCI	28
3.1.3. Modelo para determinar as propriedades termodinâmicas dos gases da combustão onde a dissociação química pode ser desprezada	30
3.1.4. Modelo para determinar as propriedades termodinâmicas e quantificar as espécies químicas dos gases da combustão sujeitos à dissociação química	31
3.2. Detonação	35
3.3. Medição da pressão na câmara de combustão	37
3.3.1. Análise numérica do sinal de pressão para diagnóstico de detonação	38
3.4. Cálculo da incerteza	39
4. MONTAGEM E PREPARAÇÃO DO APARATO EXPERIMENTAL E SUA INSTRUMENTAÇÃO	46

4.1. Motor e dinamômetro	46
4.2. Equipamento para variar a razão ar combustível e o ângulo de avanço da ignição do motor	47
4.3. Equipamento para medir pressão na câmara de combustão	48
4.3.1. Filtro digital	50
4.3.2. Programa de análise do sinal de pressão	52
4.4. Equipamento para medir consumo de combustível	58
4.4.1. Funcionamento do equipamento de medição consumo de combustível	61
4.4.2. Funcionamento do circuito eletrônico (Trigger do cronômetro)	63
4.4.3. Análises da incerteza na medição do consumo de combustível	64
4.5. Equipamento para medir temperaturas	66
4.5.1. Calibração e cálculo da incerteza dos termopares	67
4.6. Equipamento para medir consumo de ar	71
4.6.1. Equipamento para a calibração dos bocais	74
4.6.2. Procedimento para a calibração dos bocais e cálculo da incerteza	78
4.7. Sistema de resfriamento dos motores	90
4.8. Montagem do disco AVL	91
4.9. Medição do ângulo de ignição	92
4.10. Medição de gases de exaustão	92
4.11. Construção do painel de controle	94
4.12. Sistema de alimentação de combustível	95
4.13. Planejamento experimental	96
5. ESTUDO FÍSICO MATEMÁTICO	98
5.1. Equações de estado	100
5.1.1. Para VC_u e VC_b	100
5.1.2. Para frestas (VC_c)	102
5.2. Modelo de vazamento	104
5.3. Conservação global da massa	105
5.4. Conservação de energia	106
5.4.1. Zona não queimada	108
5.4.2. Zona queimada	112
5.5. Propriedades termodinâmicas	115

5.5.1. Quantificação de espécies químicas do VC_b abaixo de 1000 K e do VC_u	116
5.5.2. Propriedades termodinâmicas do VC_b abaixo de 1000 K e do VC_u	124
5.5.3. Quantificação de espécies químicas e propriedades termodinâmicas do VC_b acima de 1000 K	129
5.6. Modelo de troca de calor	134
5.7. Propriedades de transporte	135
5.7.1. Viscosidade dinâmica para gases não queimados e queimados	136
5.7.2. Condutibilidade térmica dos gases não queimados e queimados	137
5.8.- Áreas das paredes (mapeamento)	138
5.9. Programa computacional para o modelo	143
6. ANÁLISE DOS RESULTADOS	147
6.1. Análise do desempenho e emissões do motor	147
6.2. Análise das reações químicas da combustão e das emissões de CO_2 , CO e THC	165
6.3. Poder calórico do combustível para a combustão incompleta $\lambda < 1$	178
6.3.1. Poder calórico inferior perdido a partir de valores reais medidos	180
6.4. Análise cinético químico	183
7. CONCLUSÕES	194
ANEXO A	196
ANEXO B	201
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	209

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 01 - Registro de pressão e emissões HC-band.	3
FIGURA 02 - Tempos τ_{defl} e τ_{DDT} metanol	4
FIGURA 03 - Tempos τ_{defl} e τ_{DDT} MTBE	4
FIGURA 04 - Esquema do volume de controle adotado por <i>Gatowski</i>	13
FIGURA 05. Modelo de combustão de duas zonas	17
FIGURA 06. Cabeçotes correspondentes a as taxas de compressão 8:1 e 11:1	46
FIGURA 07. Moldes feitos em gesso das câmaras de combustão	47
FIGURA 08. Localização do sensor de pressão	48
FIGURA 09.- Exemplo gráfico ilustrativo do processo de filtragem utilizado	51
FIGURA 10. Tela inicial do programa para escolha do sinal desejado	52
FIGURA 11. Tela de definição da porção do sinal a ser analisado	53
FIGURA 12. Tela de escolha das frequências de corte e índice de detonação	54
FIGURA 13. Dispositivo para medir o consumo horário de combustível	58
FIGURA 14. Erlenmeyer original, e erlenmeyer com a boca fechada	59
FIGURA 15. Circuito eletrônico do Trigger do cronômetro	60
FIGURA 16. Equipamento medidor do consumo de combustível	61
FIGURA 17. a) Pulsos do flip-flop. b) Pulso do temporizador	63
FIGURA 18. Trigger, o sensor foto-diodo e o ponteiro da balança	64
FIGURA 19. Valores de temperatura média & temperatura de referência	68
FIGURA 20. Desenho do bocal aberto TG para medida do consumo de ar	73
FIGURA 21. Bocal TG-45	74
FIGURA 22. Sistema de calibração do bocal de medida de consumo de ar	75
FIGURA 23. Vista da bancada de calibração dos bocais	75
FIGURA 24. Manômetro de coluna inclinada	76
FIGURA 25. Desenho do flange montado no tubo de PVC e placa de orifício	77

FIGURA 26. As 4 placas de orifício e o flange montado no tubo de PVC	78
FIGURA 27. Tela de diagrama de cálculo de correção da pressão manométrica	79
FIGURA 28. Tela de diagrama de cálculo do coeficiente de expansão, β e k_o	80
FIGURA 29. Tela de diagrama de cálculo da descarga instantânea	81
FIGURA 30. Tela de diagrama de cálculo da vazão considerado como R_o	82
FIGURA 31. Cálculo de C_1 , dado pela incerteza da temperatura da cabine	83
FIGURA 32. Cálculo de C_2 , dado pela incerteza da temperatura do fluxo	84
FIGURA 33. Cálculo da incerteza do termopar 1 para o cálculo de C_2	85
FIGURA 34. Cálculo de C_3 , dado pela incerteza da diferença de pressão	86
FIGURA 35. Cálculo de C_4 , dado pela incerteza da pressão no bocal	86
FIGURA 36. Cálculo de C_5 , dado pela incerteza da pressão atmosférica	87
FIGURA 37. Cálculo de C_6 , dado pela incerteza dos orifícios das placas	88
FIGURA 38. Cálculo de C_7 , dado pela incerteza do diâmetro do tubo	88
FIGURA 39. Cálculo de incerteza dos resultados	89
FIGURA 40. Sistema de resfriamento do motor	91
FIGURA 41. Disco AVL, montado no volante do motor	92
FIGURA 42. Sistema para condensar a água dos gases de escapamento	93
FIGURA 43. Equipamentos analisadores de gases	94
FIGURA 44. Painel de controle	95
FIGURA 45. Fluxos de massa de gases não queimados da câmara para as frestas	108
FIGURA 46. Fluxos de massa de gases não queimados das frestas para a câmara	109
FIGURA 47. Fluxo de massa dos gases não queimados do VC_u para o VC_b e para as frestas	110
FIGURA 48. Fluxo de massa dos gases não queimados do VC_u e das frestas para o VC_b	111
FIGURA 49. Fluxo de massa que entra no VC_b que vem do VC_u e das frestas	113
FIGURA 50. Queimada toda a massa que se encontrava no interior do VC_u	113
FIGURA 51. Curvas de entalpia molar	126
FIGURA 52. Curvas de calor específico molar em função da temperatura	127
FIGURA 53. Curvas de entalpia específica molar em função da temperatura	128
FIGURA 54. Curvas de calor específico molar em função da temperatura	129
FIGURA 55. Superfícies de troca de calor	139

FIGURA 56. Gráfico de um volume queimado para uma posição do pistão	140
FIGURA 57. Mecanismo biela manivela centralizado e descentralizado	141
FIGURA 58. CO e NO_x em função de λ para 2500 rpm a 60% da carga	148
FIGURA 59. THC e O_2 em função de λ para mistura de 37%	149
FIGURA 60. THC e O_2 em função de λ para mistura de 50%	150
FIGURA 61. THC em função de λ para mistura de 50% em taxa 9,5 e 11	151
FIGURA 62. NO_x com o aumento da taxa de compressão	152
FIGURA 63. λ e CO em função da carga para taxa 8 usando gasolina	154
FIGURA 64. λ e CO em função da carga para taxa 11 usando etanol	155
FIGURA 65. λ e CO em função da potência para taxa 8 usando gasolina	156
FIGURA 66. λ e CO em função da potência para taxa 11 usando etanol	156
FIGURA 67. Características de carga a 2500 rpm com gasolina	157
FIGURA 68. Características de carga a 2500 rpm com etanol	158
FIGURA 69. Características de carga a 2500 rpm com mistura de 50%	158
FIGURA 70. Característica externa de potência	159
FIGURA 71. Característica parcial de velocidade de potência	160
FIGURA 72. Característica parcial de velocidade de potência	161
FIGURA 73. Perdas mecânicas para os três valores de taxa de compressão	162
FIGURA 74. Emissões mássicas de NO_x para os quatro combustíveis	163
FIGURA 75. Emissões específicas de NO_x para os quatro combustíveis	164
FIGURA 76. Comportamento teórico da emissão de CO_2	165
FIGURA 77. Valores obtidos de K a partir da relação H/C	173
FIGURA 78. Comportamento das emissões calculadas de CO_2	173
FIGURA 79. Emissão de CO_2 em g/h para 100 % de abertura da borboleta	174
FIGURA 80. Emissão de CO_2 para todos os combustíveis	174
FIGURA 81. Comportamento de G_{spec} para os quatros combustíveis	175
FIGURA 82. Comparação dos valores teóricos de emissão de CO	176
FIGURA 83. Emissão mássica de CO	176
FIGURA 84. Emissão mássica de THC	177
FIGURA 85. Emissão calculada de H que não participa na reação	177
FIGURA 86. Emissão de CO para todos os combustíveis ensaiados	178
FIGURA 87. Comportamento do ΔE_{quim} para a gasolina e o etanol	180

FIGURA 88. Comportamento da energia específica para o etanol e a gasolina	181
FIGURA 89. Comportamento do $E_{específica}$ para 50% de mistura	182
FIGURA 90. Fração de massa queimada M_b/M_{total}	184
FIGURA 91. Temperatura dos gases queimados	185
FIGURAS 92. Gráfico de <i>Arrhenius</i> para etanol em taxa de compressão	186
FIGURAS 93. Gráfico de <i>Arrhenius</i> para mistura 50% em taxa 11	186
FIGURAS 94. Gráfico de <i>Arrhenius</i> para mistura 37% em taxa 11	187
FIGURA 95. Comportamento da pressão e fração de massa queimada	188
FIGURA 96. Gráfico de <i>Arrhenius</i> para mistura 37% em taxa 9,5	189
FIGURA 97. Gráfico de <i>Arrhenius</i> para mistura 50% em taxa 9,5	190
FIGURA 98. Comportamento do $E_{específica}$ para 50% de mistura e etanol	191
FIGURA 99. Diagrama de evolução da reação com e sem catalisador	192
FIGURA 100. Comportamento da temperatura da massa não queimada	193

LISTA DE TABELAS

TABELA 01 - Índices de octano	4
TABELA 02 - Propriedades do etanol anidro e hidratado	5
TABELA 03. Leituras do tempo para 10 medições seguidas	65
TABELA 04. Amostras obtidas para a calibração do termopar 1	67
TABELA 05. Temperatura média x , temperaturas de referência y e $\hat{\varepsilon}$	69
TABELA 06. Valores das incertezas para x^* obtidos com o termopar 1	70
TABELA 07. Valores de S_{xx} , s e r^2	71
TABELA 08. Dimensões dos dois bocais construídos	73
TABELA 09. Equações que servem para estimar os valores de vazão $\hat{y}$	90
TABELA 10. Parâmetros fundamentais do carburador	95
TABELA 11. Descrição dos fatores para o planejamento de experimentos	96
TABELA 12. Valores da $(A/C)_s$ dos combustíveis utilizados nos ensaios	119
TABELA 13. Composição dos gases queimados abaixo de 1740 K	120
TABELA 14. Composição dos gases não queimados abaixo de 1740 K	123
TABELA 15. Coef. de cálculo da entalpia e calor específico do gases	126
TABELA 16. Coef. de cálculo da entalpia e calor específico dos combustíveis	129
TABELA 17. THC e O_2 nas emissões de gases com etanol e gasolina	153
TABELA 18. Valores de PCS medido e PCI calculado.	179

LISTA DE ABREVIATURA E SIGLAS

CNP - Conselho Nacional do Petróleo

DDT - explosão secundária

GL - graus alcoólico em volume

INPM - Instituto Nacional de Pesos e Medidas (graus alcoólico em peso)

IOM - índice de octano pelo método motor

IOR - índice de octano pelo método de investigação

MCI - Motores de Combustão Interna

MTBE - *methyl tert-butyl ether*

pcc - por ciclo e por cilindro

PCI - poder calorífico inferior

PCS - poder calorífico superior

PMI - ponto morto inferior do embolo

PMS - ponto morto superior do embolo

mbm - Mecanismo biela manivela

LISTA DE SÍMBOLOS

A - Área

A/C - Razão ar combustível

C - Calor específico

C/A - Razão combustível ar

E - Energia

e - Descentrado

f - Fração de massa queimada

HC - Hidrocarbonetos não queimados

h - Entalpia específica. Coeficiente de película

$\tilde{h}$ - Coeficiente de película estimado pela fórmula de EICHEMBERG

J - Fator de conversão

k - Condutibilidade térmica

M_b - Massa da zona queimada

M_c - Massa das frestas

M_{ch} - Massa total contida no cilindro

M_u - Massa da zona não queimada

n_i - Moles da espécie i por moles do O_2

p - pressão

Q - Calor

R - Constante universal dos gases em base mássica

$resfrk$ - Fração de gases residuais

S - Deslocamento do pistão

T - Temperatura

t - Tempo

THC - Total de hidrocarbonetos

V - Volume total

V_b - Volume da zona dos produtos da combustão

V_c - Volume das frestas

V_u - Volume da zona da mistura ar-combustível não queimada

VC - Volume de control

VC_b - Volume de controle dos gases queimados

VC_c - Volume de controle das frestas

VC_u - Volume de controle dos gases não queimados

W - Trabalho

X_i - Frações molares

y - Razão molar H/C

z - Relação molar O/H

ϕ - Posição angular do virabrequim. Razão de equivalência

$\gamma(T)$ - Razão entre os calores específicos

λ - Coeficiente de excesso de ar

θ - Posição angular do virabrequim

ρ - Densidade

ψ - Razão molar N/O

τ_{DDT} - Melhor aproximação do tempo de retardo da ignição química

τ_{defl} - Tempo de retardo da ignição

μ_b - Viscosidade dinâmica

ω - Velocidade angular

w - Velocidade característica

RESUMO

SOTO, F.P. (2003). *Análise experimental dos fenômenos da combustão e da emissão de gases em motores de combustão interna utilizando misturas de etanol e gasolina como combustível*. São Carlos, 2003. 212p. Tese (Doutorado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

A utilização de combustíveis alternativos em MCI, visa a substituição ou a redução do consumo de combustíveis fósseis. Qualquer estudo do desenvolvimento de métodos e técnicas que melhore o desempenho dos motores usando combustíveis alternativos é de grande importância tecnológica, econômica e social. Com este fim, foi feito este trabalho de pesquisa, o qual consiste em ensaiar um motor usando misturas de 37% e 50% de etanol na gasolina. O etanol utilizado neste trabalho apresentou um grau alcoólico de 92 INPM aproximadamente. Os ensaios foram feitos em taxas de compressão 8:1, 9.5:1 e 11:1. Foi avaliada a influência dos diferentes parâmetros para um máximo de eficiência e um mínimo de poluição, aproveitando as vantagens de ambos combustíveis, já que, a gasolina tem alto poder calorífico e baixo índice octano, e o etanol tem baixo poder calorífico e elevado índice de octana. O combustível ideal deveria ter ambos os fatores elevados. Para verificar os resultados esperados, foram feitos neste trabalho, estudos cinéticos químicos da combustão a partir do desempenho do motor e geração de gases. Para cumprir este fim foram necessários estudos que incluem o diagnóstico do processo de combustão, já que, o diagnóstico do processo de combustão fornece toda a informação necessária, às análises de aspectos críticos do funcionamento do motor e de emissões. Comprovou-se que a velocidade da reação de oxidação do etanol é maior que da gasolina e que, o motor aproveita mais a energia química do etanol que da gasolina.

Palavras-chaves: combustão; combustível para motores; mistura gasolina e etanol.

ABSTRAT

SOTO, F. P. *Experimental analysis of the combustion and gas emission phenomenal in engine burning alcohol and gasoline as fuel*. São Carlos, 2003. 212p. Tese (Doutorado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

The use of alternative fuels in Internal Combustion engine, seeks the substitution or the reduction of the consumption of fossil fuels. Any study of the development of methods and techniques that it improves the acting of the motors using alternative fuels are of great technological, economic and social importance. With this goal, it was made this research work, which consists of tests in an engine using blends of 37% and 50% of ethanol in the gasoline. The ethanol used in this work presented an alcoholic degree of 92 INPM approximately. The tests were made in compression ratio 8:1, 9.5:1 and 11:1. The influence of the different parameters was evaluated for a maximum of efficiency and a minimum of pollution, taking advantage of the advantages of both fuels, since, the gasoline has high PCI and low octane index, and the ethanol low PCI and high octane index. The ideal fuel should have high both factors. To verify the expected results, they were done in this work, studies kinetic chemists of the combustion starting from engine performance and generation of gases. To execute this goal they were necessary studies that include the diagnosis of the combustion process, since, the diagnosis of the combustion process supplies all the necessary information, to the analyses of engine critical aspects operation and emissions. Was proven that the speed of the ethanol reaction of oxidation is larger than gasoline and that the engine takes advantage of more the ethanol chemical energy that of the gasoline.

Keywords: combustion; internal combustion engine; gasoline and ethanol blend.

1. INTRODUÇÃO E JUSTIFICATIVA

A utilização de combustíveis alternativos em Motores de Combustão Interna MCI, visa a substituição ou a redução do consumo de combustíveis fósseis. Qualquer estudo do desenvolvimento de métodos e técnicas que melhore o desempenho dos motores usando combustíveis alternativos é de grande importância tecnológica, econômica e social. Com este fim, pesquisadores vem trabalhando por vários anos no desenvolvimento de métodos que permitam a utilização do álcool como combustível nos MCI.

Hoje, o Brasil importa mais de 40% (Net Estado, 2001) de todo o seu petróleo consumido, e não há perspectivas de auto-suficiência no setor. Este fator confere grande importância estratégica ao álcool combustível, tornando-o fator significativo relacionado à autonomia e soberania do país.

O Proálcool representou um esforço bem sucedido para a criação de uma alternativa energética ao petróleo, reduzindo a vulnerabilidade do país quanto ao abastecimento de combustível. Estimulou o desenvolvimento de tecnologia nacional na produção e o uso de um combustível renovável, reconhecidamente vantajoso em termos ambientais.

MENDES (1998) observou: o Brasil tem, ultimamente, esquecido suas próprias experiências extraordinariamente bem sucedidas de substituição de importações. Um desses casos de notável sucesso é o do álcool carburante. O Proálcool foi implantado, a partir de 1975, porque dois anos antes o preço do petróleo havia saltado de menos de 4 para mais de 12 dólares o barril, provocando um rombo na balança comercial dos países importadores. Na ocasião, o Brasil importava quase 70% de seu petróleo consumido. Com a explosão dos preços, os desembolsos com as importações passaram de US\$ 600 milhões em 1973, para US\$ 2,6 bilhões em 1974 e US\$ 10,6 bilhões em 1981. Em 1979, o preço do petróleo subira de 12 para 34 dólares o barril. Nestes 22 anos de sua existência, o Proálcool

nos permitiu uma economia de divisas de US\$ 33 bilhões, sem considerar juros. Se estes também forem computados, este número será dobrado. Hoje, o Brasil importa 300 milhões de barris de petróleo, o que implica um gasto de US\$ 6 bilhões, por ano. Aliás, estaríamos gastando bem mais, não fosse a adição de 22% de álcool anidro à gasolina e se não houvesse ainda 4 milhões de carros a álcool rodando no país. A economia de divisas com importações evitadas de gasolina graças ao álcool carburante foi, só no ano 96, de quase US\$ 1,9 bilhão.

CORRÊA (1998) observou, que apesar da lei dos 22% de álcool anidro na gasolina em todo país, no Rio Grande do Sul está sendo utilizado o MTBE (*methyl tert-butyl ether*) da Petrobrás. É uma demanda perdida de 400 milhões de litros de anidro, anualmente.

Poderia-se estar economizando muito mais, se fosse aumentada a porcentagem de álcool misturado à gasolina ou se fosse cumprida a lei de substituir os compostos antidetonantes na gasolina por álcool para todo o Brasil, aliás, o mais preocupante é que, na realidade, só 19 % de álcool anidro está sendo adicionado à gasolina, verificado em diferentes postos de combustíveis da cidade de São Carlos nos meses de Janeiro, Fevereiro e Março do 2003.

BIAGI (1998) e MENDES (1998) observaram, no 1º Fórum Nacional sobre o Futuro do Álcool (1998), que: “A insuficiência de produção de álcool anidro forçará o governo a buscar outros aditivos para a gasolina, que seriam importados (como metanol, MTBE, chumbo tetraetila), para atendimento do seu compromisso com a indústria automobilística de utilização de gasolina com um índice de octanagem mínimo de 80 IOM”. Observam ainda que “Se os 250 milhões de litros de MTBE que hoje são misturados à gasolina no Rio Grande do Sul fossem substituídos por álcool anidro (como determina a lei 8723, de 1993), esse MTBE poderia ser exportado pela Petrobrás ao preço internacional de US\$ 0,22 por litro, gerando um montante de mais de US\$ 50 milhões ao ano. Se o nível de mistura do álcool anidro na gasolina for aumentado de 22 (como hoje determina a lei) para 26%, a economia anual de divisas com gasolina que deixaria de ser importada (à US\$ 28,00 o barril) seria de US\$ 175 milhões. E se o nível de mistura chegasse a 30% de álcool anidro (o que é tecnicamente possível) a economia seria de US\$ 350 milhões de dólares ao ano”.

Mais importante que o dinheiro é preservar nosso planeta, o mundo tropical tem a fórmula de energia renovável que reduz o efeito estufa e os problemas respiratórios, tem sol e calor, água e vegetais, e capacidade científica para continuar desenvolvendo a tecnologia de produção e uso dessa energia renovável.

Retomando o assunto da possibilidade do álcool como aditivo antidetonante na gasolina, é bom fazer referência a um estudo feito por FIEWEGER et al. (1997), eles estudaram a auto ignição de vários combustíveis para motores de ignição por centelha: iso-octano, metanol (CH_3OH), e MTBE misturados com ar. Foram investigados de forma experimental utilizando a técnica de tubo de choque para temperaturas típicas da combustão no motor. O processo de auto-ignição sempre começa em uma ignição não homogênea e de suave deflagração. Este instante é definido como tempo de retardo da ignição τ_{defl} . O processo de deflagração na maioria dos casos é seguido por uma explosão secundária (DDT), associada a um segundo tempo de retardo à ignição τ_{DDT} , o qual pode ser interpretado como a melhor aproximação do tempo de retardo da ignição química. A FIGURA 01 mostra um processo de auto ignição de uma mistura estequiométrica ar-MTBE

FIGURA 01. Registro de pressão e emissões HC-band. Leve ignição e deflagração, MTBE, $\lambda = 1$, $p = 40$ bar, $T = 800$ K. (Fonte: FIEWEGER et al. (1997))

Observa-se que não aconteceu uma explosão secundária no experimento, provavelmente porque todo o combustível da prova tenha sido consumido durante a deflagração ou o tempo de retardo τ_{DDT} foi maior que o tempo máximo da prova. Os resultados obtidos no estudo do metanol e do MTBE são mostrados nas FIGURAS

02 e 03. A ignição do MTBE e do metanol caracteriza-se por uma deflagração inicial muito pronunciada. Não acontece uma explosão secundária.

FIGURA 02. Tempos τ_{defl} e τ_{DDT} metanol
(Fonte: FIEWEGER et al. (1997))

FIGURA 03. Tempos τ_{defl} e τ_{DDT} MTBE
(Fonte: FIEWEGER et al. (1997))

O fato de que, a ignição do MTBE e do metanol caracteriza-se por uma deflagração inicial muito pronunciada, sem acontecer uma explosão secundária, é o que resulta como qualidades de aditivo antidetonante. Este resultado é de esperar com o etanol. Para verificar este resultado esperado, serão feitos neste trabalho, estudos cinéticos químicos da combustão a partir da geração de gases do motor. Na TABELA 01 é feita uma comparação dos índices de octano, método de *Research* (IOR) e método Motor (IOM) destes compostos com os álcoois brasileiros:

TABELA 01. Índices de octano.

Substâncias	IOR	IOM
MTBE ¹	116	100
metanol ¹	114	94
etanol C_2H_5OH ²	106	89
etanol-hidratado $C_2H_5OH \cdot H_2O$ ²	110	92

¹ FIEWEGER et al. (1997), ² PENIDO (1983)

O álcool etílico (etanol) é dito anidro quando está isento de água, com teor alcoólico superior a 99,6 GL. O etanol é dito hidratado quando tem teor alcoólico inferior a 99,6 GL. O etanol anidro (C_2H_5OH) tem maior custo de produção, porque requer maior investimento nas colunas de destilação, é produzido em escala menor

que o hidratado, tem índice de octano 106 medido pelo método *Research*, sendo por isso usado misturado à gasolina, substituindo os aditivos anti-detonantes.

O etanol hidratado(C_2H_5OH 0,19 H_2O) com grau de 94 a 96 GL e índice de octana de 110 (PENIDO (1983)), valor de octana superior ao etanol anidro devido à presença de água, pode ser usado misturado à gasolina, além do etanol anidro (PAU (1999)).

PENIDO (1983), diz que o CNP estabelece através do Regulamento Técnico Nº 03/79 que o etanol combustível deve ter uma graduação alcoólica de 91,1 a 93,9 INPM, (Instituto Nacional de Pesos e Medidas) referindo-se ao etanol hidratado com grau de 94 a 96 GL. O grau INPM significa o percentual de etanol em peso; o complemento é água.

TABELA 02. Propriedades do etanol anidro e hidratado

(Fonte: MOREIRA & PAU (1998))

Propriedades	Etanol anidro	Etanol hidratado
Fórmula	C_2H_5OH	C_2H_5OH 0,19 H_2O
Massa molecular	46	-
Densidade a 20 °C	0,79	0,81
Razão A/C estequiométrica	9/1	8,3/1
Temp. de ebulição, °C	78,3 °C	78,2 °C
Calor lat. de vaporização	904 KJ/Kg	992 KJ/Kg
Temp. de auto-ignição	550 °C	580 °C
Poder Calorífico Inferior PCI	6.473,58 Kcal/Kg	5.908,8 Kcal/Kg
Índice de octano	106	110
Graus GL	99,5	95

Indiscutivelmente, o etanol é um bom aditivo antidetonante da gasolina. Mas seu PCI e calor latente de vaporização diferem da gasolina, nestes aspectos a gasolina é mais agraciada.

A gasolina tem alto poder calorífico e baixo índice de octana, já o etanol tem baixo poder calorífico e elevado índice de octana. O combustível ideal deveria apresentar ambos os fatores elevados. A mistura fornecerá um combustível com

poder calorífico e índice de octana intermediário. Para essa mistura é possível controlar a razão ar/combustível, a taxa de compressão, a temperatura de refrigeração e o ponto de ignição para produzir a máxima potência com o mínimo consumo.

Em etapas anteriores de trabalho, foram levantados resultados usando diferentes percentagens de etanol hidratado na gasolina, estes resultados podem ser encontrados em SOTO (1999). Espera-se na continuidade das pesquisas obter, um motor com potência superior aos dois motores bases (o etanol e a gasolina), e com um consumo próximo ao do motor a gasolina. Espera-se obter um motor sem problemas de partida a frio e, espera-se obter um motor menos poluente.

Pesquisadores vêm trabalhando há vários anos na utilização do etanol como combustível nos MCI com o fim de melhorar sua eficiência. Para cumprir este fim se faz necessário estudos que incluem o diagnóstico do processo de combustão. Uma série de estudos relativamente recentes sobre combustão em MCI têm mostrado que o diagnóstico do processo de combustão fornece toda a informação necessária, às análises de aspetos críticos do funcionamento do motor e de emissões. Porém, cada vez que o combustível é modificado, novos estudos do processo de combustão se fazem necessários.

O presente trabalho constitui-se numa extensão do trabalho de SOTO (1999), onde comprovou-se a possibilidade da utilização de misturas etanol (96Gl) - gasolina, na proporção de 50% de cada combustível, em taxas de compressão elevadas. Pretende-se avaliar a influência dos diferentes parâmetros do processo para um máximo de eficiência e um mínimo de poluição, aproveitando as vantagens de ambos combustíveis.

Pretende-se com este trabalho estudar os fenômenos da combustão e de geração de gases poluentes, através de análises cinéticos-químicos e de fenômenos de transporte internos ao processo, sendo este aspecto a contribuição original da tese de doutorado.

2. OBJETIVOS

O objetivo geral deste trabalho é obter informações que possibilitem a maximização da eficiência dos Motores de Combustão Interna com o uso de misturas de gasolina e etanol (96Gl) em uma ampla faixa de mistura; desde 22% de etanol, proporção atualmente utilizada na gasolina comum brasileira, até 50%.

Considerando que este trabalho pretende ser uma extensão dos trabalhos que vem sendo realizados por PAU (1999), os objetivos propostos são os seguintes:

- 1.- A gasolina tem alto poder calorífico e baixo índice octano, já o etanol tem baixo poder calorífico e elevado índice de octana. O combustível ideal deveria ter ambos os fatores elevados. A mistura fornecerá um combustível com poder calorífico e índice de octana intermediários, desta forma é possível determinar parâmetros como razão ar/combustível, taxa de compressão, temperatura de arrefecimento e ponto de ignição para obter a máxima potência com o mínimo consumo. Além disso, espera-se obter:
 - Um motor com potência superior aos dois motores bases e com um consumo próximo ao do motor a gasolina.
 - Um motor sem problema de partida a frio.
 - Um motor menos poluente.
- 2.- Estudo dos fenômenos da combustão e de geração de gases poluentes, enfatizando aspectos cinéticos - químicos.

3. REVISÃO E ANÁLISE BIBLIOGRÁFICA

Respondendo aos objetivos da pesquisa, considerou-se necessária uma pesquisa bibliográfica encaminhada à simuladores numéricos para a análise da combustão e geração de gases poluentes, enfatizando aspectos químicos e de fenômeno de transporte interno ao processo, com o objetivo de adquirir um modelo que seja capaz de diagnosticar o processo da combustão e que ofereça dados para a análise cinético químico do processo.

A detonação e sua medição foram outros aspectos a serem analisados e revisado na bibliografia, já que, a utilização de misturas etanol-gasolina em taxas de compressão superior aos motores típicos de gasolina propicia este fenômeno. Isto implicou uma revisão da literatura sobre a medição da pressão no interior da câmara de combustão e sobre a análise numérica do sinal de pressão para poder diagnosticar a detonação. Também se efetuou uma pesquisa bibliográfica, encaminhada ao cálculo das incertezas. Todos estes itens respondem aos objetivos de trabalho da pesquisa.

3.1. Simuladores numéricos para a análise da combustão, enfatizando aspectos cinético-químicos e de fenômeno de transporte interno ao processo

O modelo de RASSWEILER & WITHROW (1938) é de fácil implementação, e mostra-se como uma maneira de estimar a fração de massa queimada f , usando como único dado de entrada, os valores de pressão medidos. Esse modelo não considera a troca de calor com as paredes e a fuga de massa, esses efeitos estão de certa forma, embutidos na utilização de um coeficiente politrópico aparentemente adequado. Este coeficiente diferencia-se da relação entre os calores específicos, chegando-se a alguns resultados com relativa inexatidão. Este modelo

considera que a mudança de pressão que ocorre durante a variação do ângulo de giro do virabrequim pode ser considerada como resultado da variação do volume e da combustão, considerados separadamente.

Começaram a surgir os modelos zero-dimensionais, modelos fenomenológicos que usualmente se referem a uma análise termodinâmica do ciclo de trabalho do motor (baseados na Primeira Lei da Termodinâmica), na qual a evolução do processo de combustão é especificada como um dado de entrada ou uma simples correlação empírica. Estes modelos têm como única variável independente o tempo. Tais modelos não são capazes de fornecer informações suficientes sobre desempenho, eficiência e emissões do motor, de alterações de parâmetros de projeto e de alterações de operação do motor. Várias referências, dentre elas ALKIDAS (1986), CHEUNG & HEYWOOD (1993) fornecem alguns exemplos de modelagem zero-dimensionais.

Surgem depois os modelos multidimensionais, os quais são muito mais complexos que os modelos zero-dimensionais. Esses modelos são de grande utilidade na análise de problemas caracterizados pela necessidade de detalhes geométricos - espaciais e interações de vários fenômenos complexos. São baseados na solução numérica de sistemas de equações diferenciais parciais, que representam o balanço mássico, energético (energia térmica e energia de turbulência) e de quantidade de movimento para a mistura ar combustível no cilindro do motor, além da conservação das espécies químicas envolvidas. Com a escolha adequada das condições de contorno, estes modelos fornecem ambas soluções (espacial e temporal) das variáveis de interesse. Tais modelos requerem um grande tempo computacional para a simulação de todo o ciclo de trabalho, resultante da complexidade de sua formulação, além de apresentarem a necessidade de um grande número de dados confiáveis, assim como de sofisticados ensaios experimentais para a validação do modelo. Segundo TINAUT et al. (1999), os programas computacionais multi-dimensionais disponíveis no mercado, como *KIVA* e *FIRE*, entre outros, apresentam o inconveniente de necessitarem um longo período de ajuste do código computacional ao problema específico a ser resolvido. Entretanto, são limitados no tocante a seus submodelos de química da combustão e turbulência.

Começaram a surgir os modelos quase-dimensionais. Tais modelos incrementam algumas interações geométricas simplificadas e submodelos (escoamentos, combustão turbulenta, interação de frente de chama com a superfície de câmara, modelo de formação de poluentes, etc.) aos modelos zero-dimensionais de forma que tal representação matemática passa a responder às alterações de projeto e operação, e possibilitam o fornecimento de resultados de emissões e desempenho. Neste tipo de modelo, os gases no interior do cilindro são subdivididos em duas zonas: gases queimados (produtos da combustão) e gases ainda não queimados, além de serem considerada a velocidade de propagação da frente de chama no interior da câmara de combustão. Devido a estas características, os modelos quase-dimensionais são muitos empregados no estudo de emissões: HC não queimados, formação de NO_x e particulados.

Os modelos zero-dimensionais e quase-dimensionais, também chamados fenomenológicos, são construídos admitindo-se que processos independentes ocorrem durante um ciclo de trabalho do motor, como por exemplo: injeção de combustível, mistura ar-combustível, combustão, transferência de calor, escoamento de gases. Ou seja, estes modelos são agregados de sub-modelos, nos quais são empregadas equações simplificadas ou relações empíricas.

Assim, KRIEGER & BORMAN (1966) começaram a fazer trabalhos em modelo para cálculo da liberação de calor, admitindo que, a qualquer instante durante a combustão, o volume da câmara de combustão pode ser dividido em duas zonas: zona de gases queimados e zona de mistura ar-combustível não queimada, zonas estas, separadas por uma frente de chama de espessura infinitesimal. Também supõe-se que cada volume esteja em equilíbrio termodinâmico e que estejam submetidos à mesma pressão em qualquer instante. Matematicamente: volume total V que é definido pela geometria em função do ângulo de giro do virabrequim, é igual ao volume V_u da zona da mistura ar-combustível não queimada que também contém gases residuais do ciclo anterior mais o volume V_b da zona dos produtos da combustão.

Estes modelos não consideram os efeitos de "*blow-by*" e fuga pelas válvulas, porém, a massa total é assumida constante, então:

$$\dot{M}_b = -\dot{M}_u \quad (1)$$

Admitida a hipótese de gás perfeito, como ambas as zonas estão submetidas à mesma pressão p , supondo rotação constante, diferenciando a equação de estado para cada zona em relação à posição angular do virabrequim e aplicando a Primeira Lei da Termodinâmica para os dois volumes de controle, resulta:

$$\frac{\dot{M}_u u_u}{J} = \frac{-p\dot{V}_u}{J} + \sum_{i=1}^n \dot{Q}_{ui} + h_u \dot{M}_u \quad \text{e} \quad \frac{\dot{M}_b u_b}{J} = \frac{-p\dot{V}_b}{J} + \sum_{i=1}^n \dot{Q}_{bi} + h_b \dot{M}_b \quad (2)$$

onde:

$\dot{M}u$: variação da energia interna do volume de controle

$p\dot{V}$: incremento de trabalho realizado pelo volume de controle

J : fator de conversão

$\sum_{i=1}^n \dot{Q}_i$: calor trocado com as superfícies metálicas, positivo quando entra no

volume de controle e assume-se que não existe troca de calor pela frente de chama.

$h\dot{M}$: fluxo de entalpia para o interior do volume de controle.

KRIEGER & BORMAN (1966) calcularam as propriedades termodinâmicas dos produtos da combustão e do ar segundo NEWHALL e STARKAMAN, através do uso de dados das tabelas JANAF para o cálculo da energia interna de produtos de combustão de C_nH_{2n} em ar. Para a obtenção das propriedades de transporte, KRIEGER & BORMAN (1966) interpolaram dados originados de trabalhos de outros pesquisadores. Para calcular a troca de calor com as superfícies, utiliza-se a seguinte expressão para a zona de gases não queimados:

$$\dot{Q}_{ui} = \tilde{h}_u A_{ui} (T_{wi} - T_u) \quad (3)$$

onde:

A_i a área de cada uma das superfícies com temperatura T_{wi}

$\tilde{h}$ é o coeficiente de película estimado pela fórmula de EICHELBURG

Similar expressão é utilizada para a zona de gases queimados.

As temperaturas de cada superfície foram estimadas partindo-se de resultados experimentais. Para facilidade de cálculo, KRIEGER & BORMAN (1966) adotaram as seguintes superfícies de troca de calor: da cabeça do pistão, da superfície

cilíndrica limitada pelo pistão e o cabeçote, o cabeçote e as válvulas de admissão e escapamento. Admitiram também que a fração da área da cabeça do pistão exposta aos gases queimados é igual à fração de volume de gases queimados e que a superfície do cilindro não é tocada pela frente de chama, significando que a área do cilindro estará sempre exposta aos gases não queimados. Este modelo pode ser refinado ao se adotar uma evolução da frente de chama mais realista. A dificuldade em se fazer tal modificação reside na obrigatoriedade de se implementar uma rotina de cálculo de parâmetros geométricos da câmara de combustão.

Continuando com o modelo de KRIEGER & BORMAN (1966), chegam à seguinte expressão da derivada da temperatura para zona não queimada:

$$\dot{T}_u = \frac{\left(T_u \frac{\dot{p}}{p} + \frac{\sum_i \dot{Q}_{ui}}{(M_u R_u)} \right)}{\frac{1}{R_u} \frac{\partial u_u}{\partial T_u} + 1}. \quad (4)$$

Similar expressão é obtida para a zona queimada. A equação da derivada da massa na zona queimada é dada por:

$$\dot{M}_b = \frac{\left(M_u R_u \dot{T}_u - \frac{p \dot{V}}{J} \right) \left(\frac{1}{R_b} \frac{\partial u_b}{\partial T_b} + 1 \right) - \frac{p \dot{V}}{J} \left(\frac{1}{R_b} \frac{\partial u_b}{\partial T_b} + \frac{M_b J}{V} \frac{\partial u_b}{\partial p} + \frac{V_u}{V} \right) + \sum_i \dot{Q}_{bi}}{(u_b - u_u) + \left(\frac{R_u T_u}{R_b} - T_b \right) \frac{\partial u_b}{\partial T_b}} \quad (5)$$

Tendo calculada a $\dot{T}_u$ e $\dot{M}_b$, a taxa de troca do volume queimado pode ser obtido por:

$$\dot{V}_b = V_u \left(\frac{\dot{M}_b}{M_u} - \frac{\dot{T}_u}{T_u} + \frac{\dot{p}}{p} \right) + \dot{V} \quad (6)$$

KRIEGER & BORMAN (1966) consideram a temperatura inicial para a integração da equação diferencial da temperatura dos gases da zona queimada como a temperatura adiabática de chama.

Um outro trabalho na área de análise de liberação de calor publicado por GATOWSKI et al. (1984), trata a câmara de combustão como um só volume, admitido homogêneo, com propriedades termodinâmicas representadas por uma aproximação linear da razão entre os calores específicos $\gamma(T)$. Embora seja um

modelo de uma só zona, efeitos de troca de calor, injeção de combustível e resfriamento da mistura em frestas da câmara são considerados, o que acarreta uma melhoria significativa dos métodos de análise de uma só zona.

Aplicando-se a Primeira Lei da Termodinâmica, para um sistema aberto (ou volume de controle), vem:

$$dU = \delta Q - \delta W - \sum dm_i h_i \quad (7)$$

onde dU é a variação de energia interna da massa contida no VC , δQ representa a transferência de calor para o VC , δW é o trabalho realizado pelo VC sobre o meio e $\sum dm_i h_i$ é o fluxo de entalpia através da fronteira do VC .

A FIGURA 04 mostra o volume de controle adotado por GATOWSKI et al. (1984) em seu trabalho.

FIGURA 04. Esquema do volume de controle adotado por GATOWSKI. (Fonte: GATOWSKI et al. (1984))

Após o fechamento das válvulas, os possíveis fluxos de massa que atravessam a superfície do VC , são basicamente restritos a três tipos: (i) fuga de massa pelas válvulas de admissão e escapamento; (ii) injeção de combustível diretamente na câmara e (iii) escoamento de gases para frestas entre o pistão, cilindro e anéis (*crevices*) e daí, uma fração desses gases, para o cárter (*blow-by*). O fluxo de massa é definido como $dm_i > 0$ quando o fluxo sai do sistema. O modelo de GATOWSKI et al. (1984) despreza o primeiro tipo de fluxo de massa, levando em consideração só efeitos de injeção de combustível, efeitos de frestas e "*blow-by*". O modelo de uma zona, definindo o estado do conteúdo do cilindro em termos de

propriedades médias e não distinguindo gases queimados de não queimados, oferece maior simplicidade de tratamento dos fenômenos de troca de calor e efeitos de resfriamentos em frestas em relação aos modelos multizona. A combustão é então encarada como uma “adição separada de calor”. Partindo dessas simplificações, reescreve-se a Primeira Lei da Termodinâmica:

$$\delta Q_{ch} = dU_s + \delta W + \sum h_i dm_i + \delta Q_{ht} \quad (8)$$

As mudanças de energia interna sensível do sistema são separadas das mudanças devido à variação de composição. O termo δQ_{ch} representa a “adição de energia química” devida à combustão. O trabalho δW é representado por $p dV$. δQ_{ht} representa a troca de calor com as paredes. A mudança na energia interna sensível, é calculada admitindo-se como sendo devida, exclusivamente, à temperatura média: $U_s = m_c u(T)$ que derivada fornece:

$$dU_s = m_c \cdot c_v(T) \cdot dT + u(T) \cdot dm_c \quad (9)$$

onde m_c é a massa contida no interior do volume de controle, e c_v , é o calor específico a volume constante. A temperatura média é determinada admitindo-se comportamento de gás ideal para os gases contidos no interior do volume de controle ($T = pV/m_c R$).

GATOWSKI et al. (1984) comentam que, embora a forma de cálculo de dU não seja exata, a temperatura média calculada pela equação de gás perfeito é próxima da média das temperaturas ponderadas pelas massas dos reagentes e produtos da combustão. Essa proximidade entre os valores das temperaturas se explica pela semelhança dos pesos moleculares dos reagentes e produtos.

Considerando motores que admitem ar e combustível previamente misturados, o único fluxo de massa atravessando a fronteira é aquele que se dirige à frestas na câmara, frestas estas que podem ser o volume entre o pistão, anéis e parede do cilindro; a região entre o cabeçote, o bloco e a junta; reentrâncias na vela de ignição e ao redor do transdutor de pressão.

Denominando m_{cr} a massa contida nesses volumes, a equação de conservação de massa se torna $dm_c = -dm_i = -dm_{cr}$.

Substituindo-se os correspondentes termos na eq. (8) vem:

$$\delta Q_{ch} = d(mu) + h' dm_{cr} + p dV + \delta Q_{ht}$$

$$\delta Q_{ch} = m_c C_v dT + (h' - u) \cdot dm_{cr} + p dV + \delta Q_{ht} \quad (10)$$

onde $dm_{cr} > 0$ quando o escoamento é do cilindro (VC) para as frestas, $dm_{cr} < 0$ quando o escoamento é das frestas para o VC e h' é entalpia calculada nas condições do VC quando $dm_{cr} > 0$ ou calculada nas condições das frestas quando $dm_{cr} < 0$. Refere-se às temperaturas do cilindro e das fresta respectivamente.

Escrevendo a eq. (10) utilizando a lei de gás ideal, vem:

$$\begin{aligned} \delta Q_{ch} &= \left(\frac{pV}{R} \right) c_v \left[\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} - \left(\frac{RT}{pV} \right) dm_c \right] + (h' - u) dm_{cr} + p dV + \delta Q_{ht} \\ \delta Q_{ch} &= \left(\frac{c_v}{R} \right) V dp + \left[\frac{(c_v + R)}{R} \right] p dV - (h' - u + c_v T) dm_{cr} + \delta Q_{ht} \end{aligned} \quad (11)$$

Depois de várias investigações realizadas por GATOWSKI et al. (1984) sobre propriedades termodinâmicas de produtos de combustão, chega a um valor aproximado da razão entre calores específicos γ por uma função linear do tipo

$$\gamma = \frac{(R + c_v)}{c_v} = a + b \cdot T.$$

Essa aproximação do coeficiente politrópico é, em última análise, o que dá consistência ao modelo, pois ao contrário do que fizeram RASSWEILER et al. (1938) fixando um valor de γ durante todo o período da combustão, essa aproximação traz melhores resultados. Finalmente GATOWSKI et al. (1984) chegam a seguinte equação:

$$\delta Q_{ch} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p dV + \frac{1}{\gamma - 1} V dp + \delta Q_{ht} + R \left[T' + \frac{T}{\gamma - 1} - \frac{1}{b} \ln \left(\frac{\gamma - 1}{\gamma' - 1} \right) \right] dm_c \quad (12)$$

Os termos que são marcados com um apóstrofo na equação anterior, devem ser calculados nas condições do VC quando o escoamento é do volume para as frestas e, no caso de escoamento reverso, tais termos devem ser calculados nas condições das frestas.

Este modelo adota a massa contida no volume das frestas como regida pela equação de gás perfeito, onde o volume das frestas e suas temperaturas são admitidos constantes. Caso se queira incluir efeitos de "blow-by", os autores propõem um modelo de escoamento de gás através de pequenos volumes e restrições em série, representando o escoamento de gases do interior do cilindro para o cárter (à pressão atmosférica), através das regiões acima, atrás e abaixo dos anéis.

O modelo de transferência de calor utilizado por GATOWSKI et al. (1984) é o desenvolvido por WOSCHNI (1967), que será detalhado mais adiante.

Ratifica-se o fato de que este modelo de uma só zona não permite que sejam feitos cálculos de emissões, pois trabalha com uma temperatura média da câmara. A formação de óxidos de nitrogênio depende muito da temperatura. De forma resumida, segundo JOVAJ (1987), os óxidos de nitrogênio se formam em condições de altas temperaturas. A reação direta de

é estimulada pelas altas temperaturas presentes na câmara de combustão, mas a reação inversa

é de certa forma “congelada” no período de expansão e escapamento dos gases. Assim, um modelo que não consiga prever valores de temperaturas na câmara de combustão próximos aos reais, certamente falhará na previsão das emissões.

POULOS & HEYWOOD (1983) estudaram a influência do formato da câmara de combustão no desempenho de motores utilizando modelos de duas zonas como mostra a FIGURA 05, por meio da utilização de um programa de simulação computacional. O modelo que esse programa representa, leva em conta a interação da frente de chama com as paredes da câmara de combustão, diferentemente do trabalho de KRIEGER & BORMAN (1966) que não considerava explicitamente essa interação. Dessa forma, o modelo de evolução da combustão proposto por POULOS & HEYWOOD (1983) é mais fenomenológico.

FIGURA 05. Modelo de combustão de duas zonas. A núcleo adiabático, BL camada limite, U gases não queimados, $\dot{Q}$ taxa de transferência de calor e $\dot{W}$ taxa de realização de trabalho. (Fonte: POULOS & HEYWOOD (1983)).

No submodelo de troca de calor, os autores utilizam uma relação parecida com a formulação de *Woschni*:

$$N_u = \alpha (R_e)^d (P_r)^e. \quad (15)$$

Com a diferença que o comprimento característico a ser utilizado no número do número de *Reynolds* é a macroescala de turbulência, definida como sendo

$$L = \frac{V}{\frac{\pi B^2}{4}}, \quad (16)$$

onde V é o volume da câmara de combustão em cada instante e B é o diâmetro do cilindro, com a restrição de que:

$$L \leq \frac{B}{2}. \quad (17)$$

A velocidade V a ser empregada no cálculo de *Reynolds* é admitida como sendo uma velocidade efetiva devida às contribuições de energia cinética do escoamento médio, do campo turbulento e do movimento do pistão, resultando em:

$$V = \left[U^2 + u'^2 + \left(\frac{1}{2} V_p \right)^2 \right]^{1/2} \quad (18)$$

onde: V_p é a velocidade instantânea do pistão, U velocidade média do fluxo e u' a intensidade da turbulência.

O valor do coeficiente de película h pode ser calculado separadamente para as duas zonas, com a condutibilidade térmica e viscosidade calculadas de acordo com as condições de cada uma delas. Ressalta-se que o comprimento e velocidade característicos no cálculo do número de *Reynolds* são iguais para as duas zonas e iguais, por sua vez, à macroescala de turbulência L e à velocidade V .

Este modelo emprega as relações matemáticas desenvolvidas por HIRES et al. (1976), para quantificar as propriedades termodinâmicas dos gases envolvidos na combustão, (para temperaturas abaixo de 1000 K, onde a dissociação química pode ser desprezada). Para temperaturas acima de 1000 K, região de temperatura onde considerável quantidade de dissociação química ocorre nos produtos de combustão, utiliza relações desenvolvidas por MARTIN & HEYWOOD (1977).

O modelo de combustão turbulenta empregado no programa de POULOS & HEYWOOD (1983) é de TABACZYNSKI et al. (1977). Este trabalho assume que, o campo de escoamento turbulento dentro da câmara seja isotrópico e homogêneo. No início da combustão são calculados valores iniciais de intensidade e macroescala de turbulência, por meio do modelo de turbulência. Após o começo da combustão, admite-se que os gases não queimados são comprimidos pela frente de chama a uma taxa suficientemente alta para que se possa desprezar a dissipação de energia cinética turbulenta nos grandes vórtices. Desprezada a dissipação nos grandes vórtices, os valores de macroescala e intensidade de turbulência podem ser calculados por conservação de quantidade de movimento angular nos grandes vórtices.

A combustão é então, tratada como dois processos simultâneos: a “entrada” da mistura não queimada na chama e a queima no interior dos vórtices. A velocidade com que a “entrada” da mistura não queimada na chama ocorre, é a soma de um termo convectivo (intensidade de turbulência) com um termo difusivo (velocidade laminar de chama). Tudo se passa como se a turbulência distribuisse pontos de ignição nas periferias dos vórtices e a queima no interior destes se processasse com velocidade laminar.

O modelo matemático utilizado por ZABEU (1999) é a determinação da evolução da combustão a partir da curva de pressão, esta evolução é baseada na

Primeira Lei da Termodinâmica, aliada à formulação de *Woschni* para quantificação de troca de calor. São empregados ainda, submodelos fenomenológicos para consideração de efeitos de frestas e dissociação dos produtos da combustão, bem como a evolução da frente de chama e vazamento de gases para o cárter (*blow-by*).

A hipótese fundamental deste trabalho é que, a qualquer instante entre o fechamento da válvula de admissão e a abertura da válvula de escapamento, pode-se tratar a câmara de combustão como sendo dividida principalmente em um volume de controle com gases não queimados (VC_u), compostos por mistura ar-combustível não queimada e gases residuais e um outro volume de controle com gases queimados (VC_b). A fronteira comum desses dois volumes de controle é a frente de chama, considerada adiabática e esférica, centrada na vela de ignição. As demais fronteiras são as paredes do cilindro, cabeçote e pistão. Além desses volumes de controle principais, considera-se também o volume de controle correspondente às frestas (VD_c), que é admitido constante, e a partir do qual podem ocorrer vazamentos para o cárter. ZABEU (1999), admite também não haver gradientes de pressão no interior de toda a câmara, bem como se supõe regime de uniformidade de temperatura e composição em cada um dos VC .

Chamando de M_{ch} a massa total contida no cilindro num determinado instante (sem considerar as frestas), para conservação de massa nas duas zonas deve-se ter:

$$M_{ch} = M_u + M_b, \quad (19)$$

onde M_u e M_b representam as massas das zonas não queimada e queimada, respectivamente derivada em relação à posição angular do virabrequim, chega-se a:

$$\dot{M}_{ch} = \dot{M}_u + \dot{M}_b. \quad (20)$$

Admite-se que os gases nas três zonas possam ser considerados como perfeitos e obtém-se a massa de gases não queimados contida nas frestas como:

$$M_e = \frac{pV_e}{R_c T_c}.$$

Que derivada com relação à posição angular do virabrequim resulta:

$$\dot{M}_e = \frac{\dot{p}V_v}{R_c T_c} \quad (21)$$

O modelo de vazamento adotado por ZABEU (1999) objetiva resolver

apenas globalmente a quantidade de massa que vaza para o cárter durante um ciclo completo. Esse modelo se resume no escoamento bloqueado de gás perfeito (VAN WYLEN et al. (1976)) desde as frestas até o cárter através de um orifício equivalente, obtendo o fluxo de massa que escoar das frestas para o cárter como:

$$\dot{M}_{bb} = \left[\frac{d\theta}{dt} \right]^{-1} K_{bb} P = \dot{m}_{outrev} \quad (22)$$

onde o subscrito *bb* denota *blow-by* e o termo $\left[\frac{d\theta}{dt} \right]^{-1}$ foi introduzido para referir o fluxo de massa à posição angular do virabrequim. A constante K_{bb} deverá ser então determinada através de medições de *blow-by* em um motor específico (o valor que ZABEU (1999) utilizou foi igual a 0,044).

Para que haja conservação global de massa, a variação da soma das massas nos dois *VC* deve ser igual ao oposto do fluxo de massa que entra nas frestas, isto é:

$$\dot{M}_{ch} = \dot{M}_u + \dot{M}_b = -\dot{m}_{inrev} \quad (23)$$

onde $-\dot{m}_{inrev}$ representa o fluxo de massa que entra nas frestas provindo da câmara.

Já a variação da massa contida nas frestas pode ser expressa pela soma algébrica dos fluxos de massa oriunda da câmara e destinado ao cárter, ou seja:

$$\dot{M}_c = \dot{m}_{inrev} - \dot{m}_{outrev} \quad (24)$$

O fluxo de massa que sai das frestas para o cárter é aquele caracterizado pela eq. (22) que, associada à eq. (21), permite reescrever a eq. (24), resultando no fluxo de massa que entra nas frestas:

$$\dot{m}_{inrev} = \frac{\dot{P}V_c}{R_u T_u} + \left(\frac{d\theta}{dt} \right)^{-1} K_{bb} P \quad (25)$$

guardando-se a convenção de que, quando $\dot{m}_{inrev} > 0$ massa está entrando no volume de controle das frestas e, conseqüentemente, quando $\dot{m}_{inrev} < 0$ massa está saindo das frestas para a câmara.

A Primeira Lei da Termodinâmica, ao ser aplicada por ZABEU (1999) (com fronteiras móveis) ao volume de controle de gases não queimados VC_u , resulta em:

$$\dot{Q}_u + \sum \dot{m}_e h_e = \dot{E}_u + \sum \dot{m}_s h_s + \dot{W}_u \quad (26)$$

onde $\dot{Q}$ é o fluxo de calor que atravessa a superfície de controle (positivo quando

entra no VC_u), $\dot{m}_e$ e $\dot{m}_s$ são os fluxos de massa de entrada e saída que atravessam a superfície de controle, $\dot{E}_u$ a variação da energia interna do conteúdo do volume de controle (ao se desprezarem as energias cinética e potencial associadas ao volume de controle), $\dot{W}_u$ a potência de eixo e/ou associada ao deslocamento da superfície de controle (positiva quando sai do VC_u) e h a entalpia específica dos fluxos de massa que cruzam o VC_u .

ZABEU (1999) somente considera a possibilidade de fluxo de gases não queimados entre a câmara e as frestas, ou seja, gases queimados não chegam a entrar nas frestas. Assim sendo, existem quatro situações a serem consideradas: quando não há queima, só podem ocorrer fluxos de massa de gases não queimados da câmara para as frestas (situação 1) ou das frestas para a câmara (situação 2). Uma vez iniciada a queima, o fluxo de massa dos gases não queimados pode ocorrer do VC_u para o VC_b e para as frestas (situação 3) ou das frestas para o VC_b (situação 4). Nesta última situação, supõe-se que os gases não queimados que venham a sair das frestas em algum instante sejam instantaneamente “queimados” e passem a integrar o VC_b . Isto posto, a eq. (26) pode ser rescrita sob quatro formas:

- Situação 1 (sem queima):

Massa saindo do VC_u , e entrando nas frestas ($\dot{m}_{increv} \geq 0$), com $\sum \dot{m}_e h_e = 0$.

Portanto, tem-se:

$$\dot{Q}_u = \dot{E}_u + \dot{m}_{increv} h_u + \dot{W}_u \quad (27)$$

- Situação 2 (sem queima):

Massa saindo das frestas e entrando no VC_u ($\dot{m}_{increv} < 0$), com $\sum \dot{m}_s h_s = 0$.

Portanto, tem-se: $\dot{Q}_u - \dot{m}_{increv} h_c = \dot{E}_u + \dot{W}_u$ ou,

$$\dot{Q}_u = \dot{E}_u + \dot{m}_{increv} h_c + \dot{W}_u \quad (28)$$

Nota-se que a única diferença entre a eq. (27) e a eq. (28) se refere à condição em que o cálculo da entalpia do fluxo de massa $\dot{m}_{increv}$ deve ser feito. Na eq. (27), a entalpia h_u do fluxo que vai para as frestas deve ser avaliada nas condições dos gases não queimados na câmara, ou seja, basicamente pressão e temperatura reinante na câmara. Já na eq. (28), a entalpia h_c do fluxo que vai das frestas para a câmara deve ser avaliada nas condições dos gases não queimados

nas frestas, ou seja, com a temperatura T_c . Assim sendo, essas duas equações podem ser agrupadas em uma só, a saber:

$$\dot{Q}_u = \dot{E}_u + \dot{m}_{increv} h^* + \dot{W}_u \quad (29)$$

com $h^* = h_u$ quando $\dot{m}_{increv} \geq 0$ e $h^* = h_c$ quando $\dot{m}_{increv} < 0$.

- Situação 3 (com queima):

Massa saindo do VC_u entrando nas frestas ($\dot{m}_{increv} \geq 0$) e no VC_b ,

$\sum \dot{m}_e h_e = 0$. Portanto, tem-se:

$$\dot{Q}_u = \dot{E}_u + \dot{m}_{increv} h_u + \dot{m}_{u \rightarrow b} h_u + \dot{W}_u \quad (30)$$

onde o termo $\dot{m}_{u \rightarrow b}$ significa o fluxo de massa que passa do VC_u , para o VC_b .

Como nessa situação não se tem nenhum outro fluxo entrando no VC_b a não ser a massa que está sendo queimada, vem:

$$\dot{M}_b = \dot{m}_{u \rightarrow b}$$

Utilizando esta última relação na eq. (30), vem:

$$\dot{Q}_u = \dot{E}_u + (\dot{m}_{increv} + \dot{M}_b) h_u + \dot{W}_u \quad (31)$$

Da eq. (23), pode-se escrever:

$$-\dot{M}_u = \dot{m}_{increv} + \dot{M}_b$$

que substituída eq. (31), resulta em:

$$\dot{Q}_u = \dot{E}_u - \dot{M}_u h_u + \dot{W}_u \quad (32)$$

- Situação 4 (com queima):

Massa saindo do VC_u e massa saindo das frestas ($\dot{m}_{increv} < 0$) e entrando no

$$VC_b \quad \sum \dot{m}_e h_e = 0.$$

Portanto, tem-se:

$$\dot{Q}_u = \dot{E}_u + \dot{m}_{u \rightarrow b} h_u + \dot{W}_u \quad (33)$$

onde o termo $\dot{m}_{u \rightarrow b}$ significa, novamente, o fluxo de massa que passa do VC_u , para o VC_b . Como nesta situação a variação de massa do VC_u é unicamente devida ao fluxo $\dot{m}_{u \rightarrow b}$ que está sendo queimado, vem:

$$\dot{M}_u = -\dot{m}_{u \rightarrow b}$$

Utilizando esta última relação na eq. (33), vem:

$$\dot{Q}_u = \dot{E}_u - \dot{M}_u h_u + \dot{W}_u \quad (34)$$

que é idêntica à eq. (32). Assim, ambas as situações 3 e 4 são representadas matematicamente pela mesma equação (eq. (32) ou eq. (34)) enquanto as situações 1 e 2 também são representadas por uma única equação, eq. (29).

O passo a seguir por ZABEU (1999) foi expressar a variação da energia interna em função da entalpia específica, propriedade escolhida para caracterizar o estado de cada um dos VC , para chegar à expressão que permite avaliar a derivada da temperatura dos gases não queimados em relação à posição angular do virabrequim.

Para as situações 1 e 2:

$$\dot{T}_u = \frac{\frac{\dot{Q}_u}{M_u} - \frac{\dot{m}_{inrev}}{M_u} (h^* - h_u) + \frac{\dot{p}}{\rho_u}}{\frac{\partial h_u}{\partial T_u}} \quad (35)$$

Para as situações 3 e 4 (com queima):

$$\dot{T}_u = \frac{\frac{\dot{Q}_u}{M_u} + \frac{\dot{p}}{\rho_u}}{\frac{\partial h_u}{\partial T_u}} \quad (36)$$

ZABEU (1999) ressalta que a diferença entre a eq. (35) e a eq. (36) pode ser explicada pelo seguinte: os fluxos de entalpia associados aos fluxos de massa que atravessam o VC_u só podem influenciar diretamente a temperatura dos gases não queimados quando esses fluxos entram no volume de controle com uma entalpia específica diferente da que existe no seu interior. Quando esses fluxos saem do VC_u , não acarretam mudança de temperatura dos gases no volume de controle. Como na situação 3 e 4, por hipótese, não entra massa no VC_u pois os fluxos de massa que saem das frestas são “queimados” diretamente e passam a integrar o VC_b . O termo relacionado ao fluxo de entalpia que aparece na eq. (35) não existe na eq. (36).

Agora para o volume de controle dos gases queimados, obtém-se:

$$\dot{Q}_b + \sum \dot{m}_e h_e = \dot{E}_b + \sum \dot{m}_s h_s + \dot{W}_b \quad (37)$$

A partir do início da combustão, ZABEU (1999) contempla só duas situações para a região dos gases queimados: o fluxo de massa que entra no VC_b é composto pela massa que deixa de integrar o VC_u para ser queimada e, adicionalmente, pelo

fluxo de massa que venha a deixar as frestas (situação 5) ou, queimada toda a massa que se encontrava no interior do VC_u , o único fluxo que entra no VC_b é o proveniente das frestas (situação 6). Nota-se que não se admite saída de massa do VC_b em qualquer uma das situações.

Assim, a eq. (37) pode ser reformulada para cada caso:

- Situação 5:

Massa saindo do VC_u e das frestas ($\dot{m}_{increv} < 0$), entrando no VC_b , com

$\sum \dot{m}_s h_s = 0$. Portanto, tem-se:

$$\dot{Q}_b + \dot{m}_{u \rightarrow b} \cdot h_u - \dot{m}_{increv} \cdot h_c = \dot{E}_b + \dot{W}_b \quad (38)$$

- Situação 6:

Massa saindo das frestas e entrando no VC_u ($\dot{m}_{increv} < 0$), com $\sum \dot{m}_s h_s = 0$.

Portanto, tem-se:

$$\dot{Q}_b - \dot{m}_{increv} \cdot h_c = \dot{E}_b + \dot{W}_b \quad (39)$$

Quando ($\dot{m}_{increv} \geq 0$), termo relativo ao fluxo de entalpia $\dot{m}_{increv} \cdot h_c$, será computado só no VC_u .

O autor chega à expressão que permite avaliar a derivada da temperatura dos gases não queimados em relação à posição angular do virabrequim para estas situações:

Para a situação 5:

$$\dot{T}_b = \frac{\frac{\dot{Q}_b}{M_b} + \left[A - B \cdot \dot{p} \left(\frac{1}{p} - \frac{1}{\rho_b} \frac{\partial \rho_b}{\partial p} \right) \right] (h_u - h_b) + \dot{p} \left(\frac{1}{\rho_b} - \frac{\partial h_b}{\partial p} \right) - \frac{\dot{m}_{increv}}{M_b} (h_c - h_u)}{\frac{\partial h_b}{\partial T_b} - B \frac{(h_c - h_u)}{\rho_b} \frac{\partial \rho_b}{\partial T_b}} \quad (40)$$

que é a equação que fornece a derivada da temperatura dos gases queimados em relação à posição angular do virabrequim enquanto ainda há massa na região dos gases não queimados. A e B serão definidos no capítulo do modelo a utilizar neste trabalho.

Para a situação 6, representada pela eq. (39), na qual se pressupõe finda a massa da região dos gases não queimados ($\dot{m}_{u \rightarrow b} = 0$), a equação que fornece a derivada da temperatura dos gases queimados é gerada de forma análoga à

empregada na obtenção da eq. 40, resultando em:

$$\dot{T}_b = \frac{\frac{\dot{Q}_b}{M_b} + \dot{p} \left(\frac{1}{\rho_b} - \frac{\partial h_b}{\partial p} \right) - \frac{\dot{m}_{increv}}{M_b} (h_c - h_b)}{\frac{\partial h_b}{\partial T_b}} \quad (41)$$

Assim, foram explicitadas duas equações diferenciais para as temperaturas das regiões não queimada e queimada ($\dot{T}_u$) e ($\dot{T}_b$) em cada situação que, integradas em função do ângulo do virabrequim, fornecem as temperaturas dos dois VC em cada instante. Para que se possa determinar o volume e massa de cada um dos VC em cada posição angular θ do virabrequim, serão utilizadas as equações de estado e a equação de conservação de massa que, escritas de forma conveniente, resultam em:

$$V_u = \frac{M - \int_{\theta VC}^{\theta} \dot{m}_{increv} d\theta - \rho_b V}{\rho_u - \rho_b} \quad (42)$$

$$V_b = V - V_u \quad (43)$$

$$M_u = \rho_u V_u \quad (44)$$

$$M_b = \rho_b V_b \quad (45)$$

Dessa forma, partindo-se desse conjunto de equações, aliadas às relações que permitam avaliar propriedades como h , $\frac{\partial h}{\partial T}$, $\frac{\partial h}{\partial p}$, ρ , $\frac{\partial \rho}{\partial T}$ e $\frac{\partial \rho}{\partial p}$ para o conteúdo de cada um dos VC em função da temperatura e pressão correspondente e, utilizando-se o modelamento de *Woschni* para estimar a troca de calor com as paredes da câmara, podem ser calculados parâmetros como evolução da fração de massa queimada, duração total de queima (bem como suas parciais), taxa de liberação de calor, etc. O “formato” da curva da evolução da fração de massa queimada (ou da taxa de liberação de calor), em função da posição angular do virabrequim, pode ser parametrizado e posteriormente utilizado em simuladores que empreguem taxa de queima predeterminada.

Para quantificar as espécies químicas do VC_b abaixo de 1000 K e do VC_u, ZABEU (1999) utiliza as relações apresentadas no livro de HEYWOOD (1988), e para quantificar as propriedades termodinâmicas, utiliza as relações apresentadas por HIRES (1976).

Para quantificar as espécies químicas e propriedades termodinâmicas do VC_b acima de 1000 K, ZABEU (1999) utiliza as relações apresentadas por MARTIN (1977).

3.1.1. Transferência de calor em motores

Solucionar os problemas de transferência de calor em motores de combustão interna é considerada uma das tarefas mais complexas, pois observa-se uma grande variação de ciclo a ciclo dos valores e do comportamento da troca de calor; a razão de transferência de calor varia substancialmente também espacialmente, uma vez que os gases de combustão estão submetidos a movimentos transientes, turbulentos, tridimensionais com grandes variações de pressão e temperatura.

Entretanto, deve-se reforçar a idéia que modelos termodinâmicos zero-dimensionais, ou quase-dimensionais, não pretendem descrever em detalhes os efeitos locais e transitórios dos processos de transferência de calor em motores, uma vez que tais modelos assumem a hipótese de regime permanente em seu equacionamento e homogeneidade da mistura combustível no interior da câmara de combustão. Nestes casos, são adotados modelos fenomenológicos de troca de calor, envolvendo constantes empíricas específicas, que requerem ajustes contra dados experimentais. E, como as formulações propostas e suas constantes empíricas são baseadas em experimentos específicos, é fundamental conhecer o campo de validade (tipo de motor, condições de operação) do equacionamento que define o coeficiente global - convecção e radiação - de transferência de calor em motores, para corretamente aplicá-lo.

O modelo de transferência de calor desenvolvido por WOSCHNI (1967), tornou-se uma importante ferramenta na análise da transferência de calor em motores. Ele propôs uma correlação entre o número de *Nusselt* y *Reynolds* do tipo $N_u = C Re^m$, onde, se a densidade, viscosidade e condutibilidade térmica são expressas em função da temperatura e pressão, o coeficiente de película é dado por:

$$h = CD^{m-1} p^m w^m T^{0,75-1,62m} \quad (46)$$

sendo: D o diâmetro do cilindro, w a velocidade característica do gás, p pressão instantânea dos gases, em equilíbrio, na câmara de combustão, T temperatura

instantânea dos gases calculada a partir da equação de estado e $m = 0,8$.

A velocidade característica w é dependente do estágio do ciclo da seguinte forma:

$w_{sc+comp} = C_1 \cdot c_m$ para o período da troca de gases ($C_1=6,18$) e para o período de compressão ($C_1=2,28$)

$w_{comb+exhaust} = C_{1comp} \cdot c_m + C_2 \frac{V_s \cdot T_l}{p_l \cdot V_l} (p - p_o)$ para o período da combustão e expansão,

onde: c_m é a velocidade média do pistão, l se refere às condições no instante de fechamento da válvula de admissão, p e p_o se referem às pressões com o motor queimando e arrastado, respectivamente, V_s é o volume total deslocado pelo pistão e $C_2 = 3,24 \cdot 10^{-3}$.

O calor transmitido às paredes do motor pode ser expressa:

$$Q_w = \int_{cycle} \sum_i h A_i (T - T_{wi}) d\phi, \text{ ou:}$$

$$Q_i = h [A_p (T - T_p) + A_c (T - T_c) + A_w (T - T_w)] \cdot \Delta\phi \quad (47)$$

onde A_p , A_c e A_w são as superfícies de transmissão de calor expostas ao gás do pistão, cabeçote e cilindro, respectivamente. T_p , T_c e T_w são as temperaturas das superfícies do pistão, cabeçote e cilindro, respectivamente.

Para o desenvolvimento de análises experimentais, existe a necessidade de medir a temperatura do cilindro, pistão e cabeçote em diferentes pontos da superfície exposta ao gás, em diferentes tipos de motores e pontos de funcionamento. As técnicas para medir temperatura são de difícil implementação em MCI reais. Porém, ARMAS (1998) propõe uma correlação a seguir que dispensa essas medições:

$$T_w = T_{ref} + a(\rho_c \cdot c_m)^{0,8} + b \cdot p_{me}, \quad (48)$$

onde: T_{ref} é a temperatura do refrigerante em °C, ρ_c é a densidade da carga no coletor da admissão, c_m é a velocidade linear média do pistão em m/s, p_{me} é a pressão média efetiva em bar, a e b são as constantes características para cada motor.

ARMAS (1998) também propõe uma metodologia para o cálculo do calor transmitido às paredes aproveitando a informação do processo termodinâmico contida nos dados medidos de pressão. Esta informação poderá ser utilizada para calcular o fluxo de calor transmitido às paredes do motor com independência da temperatura das paredes. O cálculo consiste em determinar o calor transmitido a

partir do expoente politrópico do gás que trabalha no cilindro. O fluxo de calor transmitido às paredes em função do ângulo de giro poderá ser expresso por:

$$\dot{Q} = (n - \gamma) \cdot \frac{p \cdot \omega}{(\gamma - 1)} \cdot \frac{dV}{d\phi} \quad (49)$$

onde n é o expoente politrópico:

$$n = \frac{-V \cdot dp}{p \cdot dV} \rightarrow V \cdot dp = -n \cdot p \cdot dV, \quad (50)$$

γ é o expoente adiabático e $\omega = 2\pi(\text{rpm}) \approx d\phi/dt$.

A correta estimativa dos valores de γ dependerá da validade da expressão para calcular o calor específico do fluido operante e dos valores da temperatura do gás. Para calcular corretamente a temperatura do gás deve-se determinar com precisão a massa de gás e o volume no cilindro para cada valor do ângulo de giro.

Finalmente, o método para determinar o calor transmitido no modelo termodinâmico proposto por ARMAS (1998), consiste em igualar o calor transmitido $\dot{Q}$ ao calor transmitido calculado pelo modelo de WOSCHNI (1967), tendo em conta a variação da velocidade tangencial do ar e as correlações das temperaturas das paredes.

O procedimento consiste em ajustar as constantes envolvidas no cálculo da velocidade do gás a qual é proporcional à velocidade média do pistão, que por sua vez, influencia o coeficiente de película, de modo que exista uma coincidência satisfatória entre os resultados de calor transmitido instantâneo, calculados por ambos os métodos.

Realizado o ajuste das constantes, o modelo ajustado é utilizado para calcular o calor transmitido em ensaios de combustão.

3.1.2. Modelo para quantificar as espécies químicas dos gases não queimados e queimados em MCI

HEYWOOD (1988) propõe um modelo para quantificar as espécies químicas dos gases não queimados e queimados em motores de combustão interna, assim como suas propriedades termodinâmicas e de transporte.

Segundo este modelo, para uma composição molar do combustível expressa só por moléculas de C e de H , com y representando a relação H/C , a equação química de sua combustão com o oxigênio do ar pode ser escrita como:

onde

ψ : razão N/O (razão entre o número de átomos de nitrogênio e oxigênio da mistura ar combustível), para o ar é igual a 3,773

ϕ : razão de equivalência (razão ar/combustível dividida pela razão ar/combustível estequiométrica)

$$\varepsilon = \frac{4}{4 + y} \quad (52)$$

n_i : moles de cada espécie i por moles de O_2 .

Dependendo da razão de equivalência ϕ , tem-se três restrições quanto aos produtos a considerar:

1.- Misturas pobres ou estequiométricas $\phi \leq 1$, CO e H_2 são desprezíveis.

2.- Misturas ricas $\phi > 1$, O_2 é desprezível.

3.- Misturas ricas, pode considerar que a reação $CO_2 + H_2 \leftrightarrow CO + H_2O$

esteja em equilíbrio com a constante $K(T) = \frac{n_{H_2O} n_{CO}}{n_{CO_2} n_{H_2}}$. (53)

HEYWOOD (1988) esclarece que a constante de equilíbrio K é função da temperatura. Entretanto, como uma simplificação usual em produtos da combustão em motores, utiliza-se K com um valor fixo e igual a 3,5, correspondendo a uma temperatura de 1740 K.

Chamando de c a quantidade de CO oriunda da transformação de CO_2 , um balanço das espécies químico com as restrições antes vista, são mostradas por HEYWOOD (1988) na tabela 4.3.

As frações molares x_i são calculas por:

$$\tilde{x}_i = \frac{n_i}{n_b} \quad (54)$$

onde $n_b = \sum_i n_i$.

Para combustíveis de composição CH_yO_z temos:

onde z é a relação O/H .

Para a mistura não queimada, (que contém combustível, ar e uma fração de gases queimados) por moles de O_2 da mistura, o número de moles de cada espécie são tabelados por HEYWOOD (1988) na tabela 4.4.

A fração molar de cada espécie é obtida dividindo pelo número total de moles da mistura não queimada n_u :

$$n_u = (1 - x_b) \left[\frac{4(1 + 2\varepsilon)\phi}{M_f} + 1 + \psi \right] + x_b n_b \quad (56)$$

onde

M_f é a massa molecular do combustível

x_b fração de gases queimados presentes na mistura fresca

n_b é obtido da tabela 4.3 de HEYWOOD (1988).

3.1.3. Modelo para determinar as propriedades termodinâmicas dos gases da combustão onde a dissociação química pode ser desprezada

Um modelo para determinar as propriedades termodinâmicas dos gases da combustão de hidrocarbonetos em motores, onde a dissociação química pode ser desprezada (para temperaturas abaixo de 1000 K), é o desenvolvido por HIREs et al (1976), que consiste na elaboração de um simulador de ciclo termodinâmico para motores de ignição por centelha com pré-câmara de carga estratificada cujos principais objetivos eram o cálculo de desempenho e emissões de NO_x . Este simulador emprega um modelo de duas zonas para cada uma das câmaras (câmara principal e pré-câmara), as duas zonas são de gases queimados e não queimados. As hipóteses básicas contemplam uniformidade de temperatura e composição para cada zona, bem como a não existência de gradiente de pressão em toda a câmara, incluindo a pré. O modelo empregado por HIREs et al (1976) para troca de calor é

baseado na relação de *Woschni* (eq. 46 e 47), com cálculo de um coeficiente de película h para cada zona. O modelo empregado para calcular a fração de massa queimada para ambas câmaras é do tipo cosenoidal.

HIRES et al. (1976) (apêndice A de seu trabalho), parte do seguinte modelo de combustão do hidrocarboneto CH_y com oxigênio do ar:

Neste apêndice, HIRES (1976) apresenta o cálculo da entalpia específica e calor específico molar à pressão constante em função da temperatura para várias substâncias. As expressões destes parâmetros são:

$$\tilde{M}h = \sum_{i=1}^6 x_i \sum_{j=1}^4 \left(\frac{a_{ij} t^j}{j} - \frac{a_{5j}}{t} + a_{6j} \right) \quad (58)$$

$$\tilde{M}c_p = \sum_{i=1}^6 x_i \sum_{j=1}^4 \left(a_{ij} t^{j-1} + \frac{a_{5j}}{t^2} \right) \quad (59)$$

O autor mostra numa tabela os valores de a_{ij} para duas faixas de temperaturas: $100K < T \leq 500K$ e $500K < T < 6000K$, que por sua vez foram baseadas em dados da tabela JANAF.

3.1.4. Modelo para determinar as propriedades termodinâmicas e quantificar as espécies químicas dos gases da combustão sujeitos à dissociação química

Um modelo para determinar as propriedades termodinâmicas dos gases da combustão sujeitos à dissociação química oriundos da combustão de hidrocarbonetos (mais de 1000 K) é o desenvolvido por MARTIN et al. (1977), este trabalho apresenta o desenvolvimento de relações aproximadas para as propriedades termodinâmicas dos produtos de combustão de hidrocarbonetos, para temperaturas superiores a 1000 K, onde existe uma dissociação química considerável. Ele parte de um modelo simples de combustão de carbono com oxigênio do ar:

onde Y é o número extra de moléculas diatômicas devido à dissociação das moléculas triatômicas e U o número extra de moléculas monoatômicas devido à dissociação de moléculas diatômicas.

Utilizou as seguintes reações de dissociação:

com

$$\frac{P_{CO_2}}{P_{CO} P_{O_2}^{1/2}} = K_1(T), \quad (63)$$

$$\frac{P_{O_2}^{1/2}}{P_O} = K_2(T), \quad (64)$$

onde K_1 e K_2 são as respectivas constantes de equilíbrio e P_i a pressão parcial do componente i .

MARTIN et al.(1977) chega a uma expressão aproximada de U :

$$U = \frac{(1 + \psi)(1 - 2X)}{4PK_1K_2X}, \quad (65)$$

onde X é uma variável auxiliar. Y pode ser obtida pelas expressões aproximadas a seguir:

$$\frac{Y}{X} = \left[1 + \frac{2}{3}z + \frac{4}{3}(1 - \phi) \right]^{-1/2} \quad \text{para } \phi \leq 1 \quad (66)$$

e

$$\frac{Y}{X} = \left[1 + \frac{2}{3}z + \frac{1}{3}z^2 - \frac{2}{3}(\phi - 1) \right]^{-1} \quad \text{para } \phi > 1 \quad (67)$$

$$\text{onde } z = \frac{|1 - \phi|}{X}. \quad (68)$$

Com as quantidades Y e U pode-se determinar a massa molecular média e a massa específica dos produtos da combustão.

Esse mesmo modelo usado na combustão de carbono é utilizado na combustão de hidrocarbonetos. O autor admite que todas as reações de dissociação

que ocorrem na combustão de combustível C_xH_y , possam ser colocadas sob a forma:

onde M_3 , M_2 e M_1 representam todas as possíveis moléculas triatômicas, diatômicas e monoatômicas respectivamente.

A reação da combustão pode ser escrita como:

$$[(2-\varepsilon)\phi - 2Y]M_3 + [1-\phi + 3Y - U + \psi]M_2 + 2U \cdot M_1 \quad \text{para } \phi \leq 1 \quad (69)$$

$$[(2-\varepsilon\phi) - 2Y]M_3 + [2 \cdot (\phi - 1) + 3Y - U + \psi]M_2 + 2U \cdot M_1 \quad \text{para } \phi > 1 \quad (70)$$

onde ε é definido como $\varepsilon = \frac{4\delta}{1+4\delta}$, δ : razão C/H (razão entre número de átomos de

C e de H do combustível), Y : número extra de moléculas devido à dissociação de moléculas triatômicas (M_3) em diatômicas (M_2), U : número extra de moléculas devido à dissociação de moléculas diatômicas (M_2) em monoatômicas (M_1).

MARTIN et al. (1977) chega a uma expressão aproximada de U :

$$U = \frac{(2-\varepsilon+\psi)(\varepsilon-2X)}{4PK_1K_2X} \quad (71)$$

Com as constantes de equilíbrio (ajustadas a partir de dados experimentais) dadas respectivamente por:

$$K_1(T) = 5,819 \cdot 10^{-6} \exp\left(0,9674\varepsilon + \frac{35810}{T}\right), \quad (72)$$

$$K_2(T) = 2,961 \cdot 10^{-5} \exp\left(0,9674\varepsilon + \frac{35810}{T}\right), \quad (73)$$

com T dado em Kelvin e P em atmosfera.

Y pode ser obtida pelas expressões aproximadas a seguir:

$$\frac{Y}{X} = \left[1 + \frac{2}{3}z + \frac{4}{3}(1-\phi)\right]^{-1/2} \quad \text{para } \phi \leq 1 \quad (74)$$

e

$$\frac{Y}{X} = \left[1 + \frac{2}{3}z + \frac{1}{3}z^2 - \frac{2}{3}(\phi-1)\right]^{-1} \quad \text{para } \phi > 1. \quad (75)$$

Com as seguintes variáveis auxiliares:

$$X = \frac{A \cdot \varepsilon (3C_5 + AC_6)}{3(1 + 2A)C_5 + 2C_6A^2} \quad (76)$$

$$A = \left(\frac{C_5}{4PK_1^2 \varepsilon} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (77)$$

$$C_5 = 2 - \varepsilon + \psi \quad (78)$$

$$C_6 = \varepsilon + 2C_5 \quad (79)$$

Admitindo que, a entalpia específica dos produtos da combustão seja composta pela entalpia de formação dos compostos acrescentada dos termos devidos aos graus de liberdade das moléculas (translacional, vibracional e rotacional), MARTIN et al. (1977) chega à seguinte formulação:

$$h(P, T) = \frac{R}{2m_{cp}} (C_1 T + C_2 \bar{T}_v + \bar{h}_f) \quad (80)$$

onde m_{cp} é a massa dos produtos da combustão por mol de O_2 do ar, $\frac{R \cdot \bar{h}_f}{2m_{cp}}$

representa a entalpia específica média de formação de m_{cp} , $\frac{R \cdot C_1 \cdot T}{2m_{cp}}$ o termo

associado aos graus de liberdade translacional e rotacional das moléculas e

$\frac{R \cdot C_2 \cdot \bar{T}_v}{2m_{cp}}$ ao vibracional, R constante universal dos gases perfeitos.

As constantes C_1 e C_2 são expressas por:

$$C_1 = 7 + (9 - 8\varepsilon)\phi + 7\psi + 5Y + 3U \quad \text{para } \phi \leq 1 \quad (81)$$

$$C_1 = 2 + 2(7 - 4\varepsilon)\phi + 7\psi + 5Y + 3U \quad \text{para } \phi > 1 \quad (82)$$

$$C_2 = 2(1 + (5 - 3\varepsilon)\phi + \psi - 3Y - U) \quad \text{para } \phi \leq 1 \quad (83)$$

$$C_2 = 2(4 + (2 - 3\varepsilon)\phi + \psi - 3Y - U) \quad \text{para } \phi > 1. \quad (84)$$

O valor de m_{cp} é dado por:

$$m_{cp} = (8\varepsilon + 4)\phi + 32 + 28\psi \quad (85)$$

e, por conseguinte, a massa molecular média dos produtos da combustão se toma:

$$M = m_{cp} (1 + (1 - \varepsilon)\phi + \psi + Y + U) \text{ g/mol} \quad \text{para } \phi \leq 1 \quad (86)$$

$$M = m_{cp} ((2 - \varepsilon)\phi + \psi + Y + U) \text{ g/mol} \quad \text{para } \phi > 1. \quad (87)$$

A massa específica dos produtos da combustão é então calculada pela lei de

gás perfeito.

O termo $\bar{T}_v$ está associado a uma temperatura T_v característica ajustada para refletir a energia associada à vibração molecular. T_v é um valor também dependente da composição do combustível e é dada, em K por:

$$T_v = \frac{3256 - 2400\varepsilon + 300\psi}{1 - 0,5\varepsilon + 0,09\psi} \quad (88)$$

e $\bar{T}_v$ é o resultado de:

$$\bar{T}_v = \frac{T_v}{\exp(T_v/T) - 1} \quad (89)$$

O termo relativo à entalpia de formação $h(P, T)$ é calculado, dependendo da razão de equivalência, por:

$$\bar{h}_f = C_3 Y + C_4 U + (20372\varepsilon - 114942)\phi \quad \text{para } \phi \leq 1 \quad (90)$$

$$\bar{h}_f = C_3 Y + C_4 U + 134390 - 6500 \left(\frac{\phi - 1}{\varepsilon} \right) + (20372\varepsilon - 194482)\phi \quad \text{para } \phi > 1 \quad (91)$$

onde foram mantidas as convenções de referência de O_2 , N_2 , H_2 e C como grafite sólida com entalpia nula a 0 K. As constantes C_3 e C_4 são:

$$C_3 = 10^3 (121,5 + 29,59\varepsilon) \quad (92)$$

$$C_4 = 117,5 \cdot 10^3 \quad (93)$$

3.2. Detonação

Segundo FERGUSON (1986), a ocorrência da detonação depende do projeto do motor em questão, dos parâmetros operacionais e do tipo de combustível. Para obter-se uma medida padrão da característica detonante de um combustível foi estipulada uma escala na qual são atribuídos números de octana (octanagem) aos combustíveis. Diferentes motores são, então, comparados em termos da octanagem que requerem.

SUN et al. (1996) afirmam que a detonação não só restringe a eficiência do motor, uma vez que limita a taxa de compressão, mas também a máxima pressão média efetiva indicada (*imep*). A intensidade da detonação depende da massa de gás não queimado no momento da auto-ignição e da taxa de liberação de energia durante

o fenômeno. KONIG e SHEPPARD apud SUN et al. (1996) mostram que a intensidade da detonação aumenta quando seu ângulo de início se aproxima progressivamente do ponto morto superior e a massa dos gases não queimados aumenta.

Durante a ocorrência da detonação, surgem oscilações de pressão cuja frequência está normalmente entre 5kHz e 10kHz segundo HEYWOOD (1988) e entre 5kHz e 15kHz segundo POWELL (1993). Esta frequência cai rapidamente devido à diminuição da temperatura dos gases e à variação da forma da câmara de combustão pela movimentação do pistão, o que constitui uma característica marcante do fenômeno, afirma TAYLOR (1968).

3.2.1. Medição de detonação

Segundo SUN et al. (1996), a intensidade da detonação tem sido caracterizada quantitativamente de diferentes formas. Tradicionalmente, esta medida é obtida a partir do sinal de pressão na câmara de combustão, identificando-se componentes frequenciais típicos do fenômeno. Estes estão relacionados com a frequência ressonante da câmara, devido à propagação e reflexão das ondas de pressão, característica do fenômeno. A intensidade da detonação pode ser quantificada por dois parâmetros, baseados no sinal de pressão da câmara de combustão processado por um filtro passa-faixa: a máxima amplitude pico-a-pico e o valor RMS deste sinal. Como o dano causado pela detonação depende de sua intensidade e duração, a importância do valor RMS do sinal é evidente.

Outro método de quantificação é o cálculo da energia do sinal processado por um filtro passa-alta, como proposto por SPICHER et al. (1992).

Recentemente, foram utilizados sensores ópticos de detonação, como descrito por SUN et al. (1996), que mostraram boa correlação entre os valores de intensidade de detonação obtidos pelo valor RMS do sinal de pressão processado por um filtro passa-faixa e pelo valor pico-a-pico do sinal de luminosidade, também processado pelo filtro passa-faixa. Além disso, o autor mostra uma excelente concordância da posição de início da detonação obtida pelos métodos anteriores.

Outro parâmetro que caracteriza a detonação é seu ângulo de início. Para determinar este momento, SUN et al. (1996), baseados em um grande número de traços de pressão de ciclos detonantes em várias condições de operação, assumiram que há detonação se a taxa de variação da pressão em relação ao ângulo do virabrequim ultrapassar 1,02 MPa/°. A precisão deste método foi avaliada em $\pm 0,13^\circ$.

3.3. Medição da pressão na câmara de combustão

Até o desenvolvimento de sensores de pressão eletrônicos nos anos 60, a medição do traço de pressão de um ciclo completo de um motor era impossível, afirma POWELL (1993).

Segundo SAMIMY & RIZZONI (1996), um grande número dos automóveis de passeio de hoje são equipados com sistemas de controle de detonação, tipicamente empregando um ou mais acelerômetros. Este método apresenta uma relação sinal-ruído ruim em altas rotações, devido ao alto nível de ruídos mecânicos presentes, o que não ocorre quando se utiliza a própria pressão da câmara de combustão.

Existem vários tipos de sensores de pressão. Em geral, a pressão do gás atua em um diafragma montado de forma a se produzir um sinal elétrico a partir da deformação de um extensômetro, da própria pressão em um cristal piezelétrico, pela mudança de geometria de um circuito magnético ou da folga de um condensador. Para se assegurar a confiabilidade da medida, é necessária a utilização de um sensor com frequência natural bem superior a das ondas de pressão a serem medidas, por exemplo 40kHz, ou superior.

Sensores eletrônicos de pressão e a capacidade de processamento dos microprocessadores possibilitaram a utilização desta variável fundamental do motor. Segundo POWELL (1993), seu uso tem sido pesquisado para controle ótimo de disparo de centelha, controle de detonação, controle da relação ar-combustível, detecção de falha de ignição e estimação de temperatura da carga. Assim, a medida da pressão no interior da câmara de combustão tem várias aplicações para controle de motores em tempo real. Nenhuma isoladamente justifica o custo dos sensores, mas talvez a utilização de mais de uma aplicação o faça. Por exemplo, uma implementação pode incluir detecção de falha de ignição, controle de avanço de

centelha individual e balanceamento da relação ar-combustível entre os cilindros.

A função básica do controle do disparo da centelha é posicionar o traço de pressão do cilindro com respeito ao movimento do pistão (ângulo do virabrequim) de modo que a eficiência seja maximizada, sem ocorrência de detonação (POWELL, (1993)). No caso de realimentação por acelerômetros, em altas rotações o controle é desativado e/ou é usada uma curva de avanço mais atrasada, causando a perda de eficiência e potência do motor (SUN et al., 1996). Uma abordagem alternativa reportada por HOSEY apud POWELL (1993) consiste em se empregar uma curva ótima irrestrita de avanço, e retardar o disparo da centelha de cada cilindro independentemente se for detectada a detonação, baseado em um controlador realimentado pelo sinal de pressão. Verificou-se assim um aumento de 10% na potência.

Apesar de se apresentar bastante ruidosa, a determinação da relação ar-combustível através da curva de pressão apresenta várias vantagens sobre o sensor de zircônia, utilizado atualmente nos gases de escape. Em primeiro lugar, é possível aplicar um filtro de *Kalman* (observador) que atenua substancialmente os ruídos da medição, se o modelo da dinâmica desta variável for suficientemente preciso. Além disso, este sistema opera em uma faixa mais ampla, é capaz de medir individualmente em cada cilindro e pode ser usado durante o período de aquecimento do motor (POWELL, (1993)).

3.3.1. Análise numérica do sinal de pressão para diagnóstico de detonação

A análise numérica do sinal de pressão tem sido a forma mais utilizada e provavelmente a mais eficiente para diagnosticar a detonação. Para detectar sua ocorrência, diferentes metodologias de análise do traço de pressão têm sido utilizadas.

HORNER (1995) descreve um método baseado na Transformada Discreta de Fourier (DFT) para utilização embarcada no motor. Geralmente a DFT é evitada, preferindo-se a FFT (Transformada Rápida de Fourier). Entretanto, a FFT é preferida quando o número de pontos a ser processado é uma potência inteira de dois, para o

qual o algoritmo foi desenvolvido. Outro fator importante é que, para o cálculo da FFT, é necessário que todos os pontos estejam disponíveis na memória da CPU, de forma que a sequência de pontos da representação freqüencial é calculada de uma vez só, apresentando maior requerimento de memória. Já no caso do método proposto baseado na DFT, é possível espalhar o processamento ao longo da aquisição, realizando-se uma parcela do cálculo a cada ponto adquirido em um algoritmo recursivo, que requer menos memória. Além disso, a utilização da DFT permite o cálculo isolado das componentes freqüenciais, concentrando a capacidade de processamento somente nas freqüências de interesse no fenômeno, requerendo ainda menos memória e processamento. Isto faz com que o método seja mais rápido e eficiente que a utilização da FFT, já que neste caso o algoritmo só pode ser iniciado após o término da aquisição e calcula todo o espectro do sinal, desde seu valor DC até a freqüência de *Nyquist*. É importante observar que a abordagem baseada em DFT descrita é mais atrativa, neste caso, principalmente porque para esta aplicação a faixa de freqüências de interesse já é conhecida e porque se pode aproveitar o tempo entre aquisições consecutivas.

Outra abordagem numérica encontrada na literatura baseia-se na análise tempo-freqüencial do sinal de pressão. SAMIMY & RIZZONI (1996) descrevem este procedimento, comparando os resultados obtidos utilizando-se o sinal de pressão da câmara de combustão e o de acelerômetros no bloco do motor. Gráficos tempo-freqüência mostram a liberação abrupta de energia causada pela detonação, indicada pela faixa ampla de freqüência no início do fenômeno (uma liberação de energia teoricamente instantânea se distribuiria por todas as freqüências). Segue-se, então, um afunilamento da energia do sinal para a freqüência de ressonância acústica, que, devido à alteração de temperatura do gás, cai aproximadamente 300Hz em cerca de 1ms, no motor utilizado (2800rpm, plena carga).

3.4. Cálculo da incerteza

Sobre a análise da incerteza, pode-se consultar uma vasta bibliografia, seja especializada ou não. Muitos livros de mecânica dos fluidos, transferência de calor, etc., têm um capítulo de análise da incerteza. Foi de grande interesse o trabalho

apresentado por MOFFAT (1988) sobre o cálculo e análise da incerteza nos resultados experimentais.

Segundo MOFFAT (1988), considerando uma variável x_i com sua correspondente incerteza δx_i , a forma de representar esta variável e a incerteza é:

$$x_i = x_i(\text{medida}) \pm \delta x_i \quad (20:1) \quad (94)$$

A partir desta equação pode-se interpretar o seguinte:

A melhor estimativa de x_i é $x_i(\text{medido})$

Existe uma incerteza em x_i que pode ser tão grande quanto δx_i

As diferenças de x_i com relação à incerteza $\pm \delta x_i$ são tão grande quanto 20 para 1.

O valor de x_i (*medido*) representa uma observação para um experimento de amostra simples (só uma medição) ou a média de um conjunto de observações n de um experimento de amostra múltipla (n medições).

O valor de δx_i representa 2σ para a análise de uma amostra simples onde σ é o desvio padrão de uma população de possíveis valores à qual a amostra simples x_i pertence. Para um experimento de amostra múltipla δx_i pode ter três significados. Ele pode representar:

$$tS_{(n)} / \sqrt{n} \quad (95)$$

como estimativa dos componentes dos erros, onde $S_{(n)}$ é o desvio padrão de um conjunto de n observações utilizados para calcular o valor médio $\bar{x}_i$ e t é o valor estatístico “ t de Student” apropriado para n medições e um nível de confiança desejado. Pode-se representar a tendência limite para os erros fixos (esta interpretação implicitamente requer que a tendência limite seja estimada como as diferenças de 20:1). Finalmente, δx_i poderia representar U_{95} a incerteza total em x_i .

O valor t é um número sempre maior que 2,0, que permite o uso de $S_{(n)}$ no lugar de σ na estimativa da incerteza da média de um conjunto.

A representação de um resultado R , num experimento assumido para ser calculado a partir de um conjunto de medições usando um programa de interpretação de dados (seja a mão ou por computador), é

$$R = R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_N). \quad (96)$$

O objetivo é expressar a incerteza no resultado calculado com a mesma probabilidade com que foi usada na estimativa das incertezas nas medições. KLINE e McCLINTOCK apud MOFFAT (1988), demonstraram nos resultados computados, que podem ser estimados com boa acurácia usando a combinação das RSS dos efeitos de cada indivíduo de entrada e que a operação RSS preserva a mesma probabilidade.

Continua MOFFAT (1988), o efeito da incerteza em uma única medição sobre o resultado calculado pode ser

$$\delta R_{x_i} = \frac{\partial R}{\partial x_i} \delta x_i. \quad (97)$$

A derivada parcial de R com respeito a x_i é o coeficiente de sensibilidade para o resultado de R com respeito à variável x_i .

Quando várias variáveis independentes são usadas na função R , todos os termos são combinados pelo método da raiz da soma dos quadrados RSS:

$$\delta R = \left\{ \sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial R}{\partial x_i} \delta x_i \right)^2 \right\}^{1/2}. \quad (98)$$

Esta é a equação básica da análise da incerteza. Cada termo representa a contribuição feita pela incerteza em cada variável δx_i na incerteza total do resultado δR . Cada termo tem a mesma forma: da derivada parcial de R com respeito a x_i multiplicado pelo intervalo de incerteza de cada variável. A incerteza estimada no resultado tem a mesma probabilidade de conter o valor verdadeiro do resultado como as incertezas das variáveis individuais têm de conter os valores verdadeiros.

A eq. (48) aplica-se como a eq. (94):

- 1.- Cada uma das variáveis são independentes
- 2.- Se são feitas repetidas observações de cada variável, poderia aplicar-se uma distribuição Gaussiana
- 3.- A incerteza em cada variável foi inicialmente expressa com a mesma probabilidade.

Um programa de interpretação de dados pode ser bastante simples, onde todas as derivadas parciais possam ser avaliadas analiticamente ou podem ser tão complexas que requerem diretamente uma análise por computador. O procedimento é o mesmo para os dois casos.

Em muitas situações a incerteza total em um resultado dado é dominada por poucos termos. Os termos na equação da incerteza que são menores que 1/3 do maior termo, podem ser geralmente desprezados. Existem exceções, onde existem muitos termos do mesmo tamanho.

Quando R é calculado usando um programa de computação em grande escala, ou envolvendo operações que são de difícil diferenciação, as operações representadas pelas eqs. (97) e (98), são muito trabalhosas para serem feitas a mão. Em muitos casos não é prático fazer um programa computacional separado para a avaliação da incerteza.

Para estes experimentos complexos, o próprio programa de interpretação de dados pode ser usado para gerar a análise da incerteza, perturbando sequencialmente os valores de entrada e acumulando a contribuição da incerteza individualmente.

Esta análise de incerteza executada diretamente por computador pode ser efetuada pela perturbação sequencial de entrada, de acordo com o seguinte procedimento:

- 1.- Calcular o resultado R para os dados registrados. Identificar este valor como R_o
- 2.- Para $i=1$ até N , onde N é o número de variáveis em R : incrementar o valor da i th variável x_i com o intervalo de incerteza δx_i e calcular o resultado R_{i+} , usando o valor aumentado da i th variável com o valor registrado (nominal) das restantes variáveis. Calcular a diferença $R_{i+} - R_o$ e armazenar este como C_{i+} , que é a contribuição da incerteza para R causada pela i th variável, assumindo um desvio positivo.

Se o resultado R segue uma função não linear de x_i tendo em consideração o tamanho de seu intervalo de incerteza, então calculamos C_{i-} usando $R_{i-} - R_o$. Então será calculado o valor:

$$C_i = \frac{|C_{i+}| + |C_{i-}|}{2}. \quad (99)$$

- 3.- A incerteza no resultado será a raiz da soma dos quadrados de C_i .

A principal vantagem deste método é que o mesmo programa de interpretação de dados é utilizado na contribuição da incerteza. Porém, a cada momento o programa é modificado, e as modificações são automaticamente incorporadas no cálculo das incertezas.

Segundo ACHCAR (1995), em muitos experimentos pode-se ter duas ou mais variáveis relacionadas entre si, associadas às unidades experimentais. Em geral, o objetivo principal é determinar: se as variáveis estão relacionadas entre si, qual é a forma deste relacionamento e se uma variável de interesse pode ser prevista a partir das observações das outras variáveis.

Para uma regressão com um único preditor, onde uma regressão linear de uma variável y numa variável x é dada por $y = ax + b$, onde x é a variável independente (preditor, ou variável casual, ou variável “input”) e y é uma variável dependente ou variável resposta. Para um modelo estatístico $y = ax + b + \varepsilon_i$, $i = 1, 2, 3, \dots, n$ onde:

- 1.- A variável aleatória y_i representa a resposta para o i -ésimo ponto experimental associado a um valor x_i da variável independente.
- 2.- As variáveis $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3, \dots, \varepsilon_n$ consideradas como variáveis aleatórias não observadas, representam componentes de erros desconhecidos. Supõe-se que essas variáveis aleatórias ε_i são independentes e identicamente distribuídas com distribuição normal $N\{0, \sigma^2\}$.
- 3.- Os parâmetros a e b são desconhecidos.

A partir das suposições acima, temos que, $Y_i \sim N\{ax_i + b; \sigma^2\}$ isto é, Y_i tem distribuição normal com média na reta $ax_i + b$.

Supor que o modelo de regressão linear $y = ax + b + \varepsilon_i$ seja correto. Para estimar os parâmetros de regressão a e b , utiliza-se o método dos mínimos quadrados. O princípio de mínimos quadrados considera estimar os parâmetros desconhecidos a e b pelos valores que minimizam a soma dos quadrados dos erros, dada por $S = S(a, b) = \sum_{i=1}^n (y_i - ax_i - b)^2$. Os estimadores a e b que minimizam o valor de $S(a, b)$ são denominados estimadores de mínimos quadrados EMQ.

Derivando $S(a, b)$ em relação à a e b temos:

$$\frac{\partial S(a, b)}{\partial b} = -2 \sum_{i=1}^n (y_i - ax_i - b)$$

$$\frac{\partial S(a, b)}{\partial a} = -2 \sum_{i=1}^n x_i (y_i - ax_i - b).$$

De $\frac{\partial S(a, b)}{\partial b} = 0$ e $\frac{\partial S(a, b)}{\partial a} = 0$ encontramos $\hat{a}$ e $\hat{b}$ a partir das equações

normais,

$$\hat{b}n + \hat{a}\sum_{i=1}^n x_i = \sum_{i=1}^n y_i$$

$$\hat{b}\sum_{i=1}^n x_i + \hat{a}\sum_{i=1}^n x_i^2 = \sum_{i=1}^n x_i y_i.$$

Portanto resolvendo-se as equações acima encontra-se os estimadores dos mínimos quadrados $\hat{a}$ e $\hat{b}$ dados por, $\hat{a} = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})}{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}$ e $\hat{b} = \bar{y} - \hat{a}\bar{x}$.

A reta ajustada por mínimos quadrados é dada por,

$$\hat{y} = \hat{a}x + \hat{b} \quad (100)$$

$\bar{x}$ e $\bar{y}$ são as médias amostrais dos dados x e y .

Considerando a notação básica das somas dos quadrados dos desvios das médias

$$S_{xx} = \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2 \quad (101)$$

$$S_{yy} = \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2$$

e soma dos produtos cruzados dos desvios

$$S_{xy} = \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y}),$$

os EMQ podem ser reescritos por $\hat{a} = \frac{S_{xy}}{S_{xx}}$ e $\hat{b} = \bar{y} - \hat{a}\bar{x}$.

Os resíduos da regressão linear são definidos por

$$\hat{\varepsilon}_i = y_i - \hat{b} - \hat{a}x_i. \quad (102)$$

A soma de quadrados devidos ao erro ou soma de quadrados residual é definido por:

$$SQR = \sum_{i=1}^n \hat{\varepsilon}_i^2 = S_{yy} - \frac{S_{xy}^2}{S_{xx}}. \quad (103)$$

Um estimador da variância σ^2 é dado por:

$$s^2 = \frac{SQR}{n-2}. \quad (104)$$

Para um valor específico $x = x^*$, a resposta esperada é dada por $\hat{a}x^* + \hat{b}$. Isto é estimado por $\hat{a}x^* + \hat{b}$ com uma incerteza padrão estimada

$$s \sqrt{\frac{1}{n} + \frac{(x^* - \bar{x})^2}{S_{xx}}} . \quad (105)$$

Finalmente, a resposta esperada para $ax^* + b$, com um intervalo de confiança $100(1-\alpha) \%$ é dada por

$$\hat{ax}^* + \hat{b} \pm t_{\alpha/2} s \sqrt{\frac{1}{n} + \frac{(x^* - \bar{x})^2}{S_{xx}}} , \quad (106)$$

onde t tem uma distribuição t de “Student” com $n-2$ graus de liberdade.

Um índice para avaliação do modelo de regressão linear é dado pela proporção de variabilidade explicada pela relação linear, isto é:

$$\frac{SQM}{S_{yy}} = \frac{\frac{S_{xy}^2}{S_{xx}}}{S_{yy}} = \frac{S_{xy}^2}{S_{xx}S_{yy}} .$$

Como o coeficiente de correlação amostral é dado por $r = \frac{S_{xy}}{\sqrt{S_{xx}S_{yy}}}$, a

avaliação da relação linear é medida por

$$r^2 = \frac{S_{xy}^2}{S_{xx}S_{yy}} \quad (107)$$

que é o quadrado do coeficiente de correlação amostral r .

4. MONTAGEM E PREPARAÇÃO DO APARATO EXPERIMENTAL E SUA INSTRUMENTAÇÃO

4.1. Motor e dinamômetro

O estudo foi realizado em um motor GM-151, R 42 X LS de quatro cilindros, cilindrada total 2,474 lt.

O dinamômetro a ser utilizado é de tipo corrente de Foucault: Schenck-fert-nr-lw-0090 typ w 260. Para variar a taxa de compressão, foram trocados os cabeçotes. A FIGURA 06 mostra os cabeçotes para as respectivas taxas de compressão 8:1 e 11:1.

FIGURA 06. Cabeçotes correspondentes a as taxas de compressão 8:1 e 11:1.

O cabeçote correspondente a uma taxa de compressão de 9,5:1 , foi obtido, a partir de um original de taxa de 8:1, o qual retificou-se 1,2 mm. A FIGURA 07 mostra três moldes feitos em gesso das câmaras de combustão correspondente às três taxas de compressão que foram utilizadas neste trabalho.

FIGURA 07. Moldes feitos em gesso das câmaras de combustão correspondente às três taxas de compressão (11:1, 9,5:1 e 8:1).

4.2. Equipamento para variar a razão ar combustível e o ângulo de avanço da ignição do motor

Através do controle de pressão na cuba do carburador, consegue-se variar a relação ar combustível da mistura fornecida ao motor.

Para variar o consumo de combustível do motor de uma forma rápida e confiável, foi adicionado na cuba do carburador um tubo através do qual aumentou-se a pressão no seu interior por meio de um compressor de ar. Para tal, foi necessário tampar o tubo de respiro da cuba do carburador.

O aparelho desenvolvido permite, não só fazer pressão para aumentar a quantidade de combustível fornecida ao motor, como também permite fazer vácuo na cuba do carburador para diminuir o fornecimento de combustível.

Mediante a manipulação de duas válvulas (uma de esfera e outra de agulha), regula-se os diferentes valores desejados para a pressão ou vácuos, o que é igual aos valores desejados de fornecimento de combustível no fluxo de ar de admissão. A válvula de esfera foi usada para fazer o controle grosso, e a válvula de agulha para fazer a regulação fina.

A válvula de esfera e a válvula de agulha foram colocadas na bancada de controle do dinamômetro, e perto, o compressor, uma vez que a comutação de pressão positiva para pressão negativa exige a mudança da mangueira nas tomadas do compressor.

Em geral, os resultados foram ótimos, de uma forma rápida e confiável conseguiu-se variar a relação A/C, aspecto muito importante na parte experimental deste trabalho.

Para variar o ângulo de avanço da ignição, instalou-se um sistema igual ao descrito anteriormente. Aproveitando o dispositivo de avanço a vácuo do distribuidor de corrente do motor, ligou-se o mesmo a um compressor com uma válvula de agulha, variou-se o vácuo no regulador, conseguindo-se, desta forma variar o avanço de centelha.

4.3. Equipamento para medir pressão na câmara de combustão

Após a observação da estrutura do motor, em especial as galerias para a circulação de água de arrefecimento, os cabeçotes foram furados para possibilitar a medida da pressão no interior da câmara de combustão. A pressão foi tomada no primeiro cilindro, para facilitar a instalação do sensor, no local mostrado em detalhe na FIGURA 08.

FIGURA 08. Localização do sensor de pressão.

Foi utilizado o sensor de pressão marca AVL, modelo 8 QP 500ca, que apresenta as características descritas abaixo:

Coeficiente de sensibilidade à temperatura	$\pm 0,01\%/^{\circ}\text{C}$
Faixa de medição dinâmica	0...150 bar (2175psi)
Sensibilidade (nominal)	11 pC/bar
Resolução	0,004 bar
Capacitância	3,1 pF
Frequência natural	100 kHz
Amortecimento	0,35 (decremento logarítmico)
Sensibilidade à aceleração	0,002 bar/g (ac. gravitacional)
Linearidade	$< \pm 0,6\%$ do fundo de escala
Massa	14 g

O sinal gerado pelo sensor (carga elétrica) alimenta o conversor carga/voltagem e amplificador da marca AVL, modelo 3059C-A01.1, que o transforma em uma voltagem configurável. O sinal (em Volts) é captado pela placa de aquisição da marca National Instruments® modelo DAQScope AT-5102, que apresenta oito canais com conversores A/D de 16 bits, capazes de uma frequência de amostragem máxima de 20MSPS (Mega Samples Per Second – 20 milhões de amostras por segundo). Esta placa é conectada diretamente no conector AT do computador adquirido conforme NF 006079, ficando as entradas disponíveis na sua parte posterior, em conectores BNC.

O sinal proveniente do amplificador foi adquirido e a forma de onda obtida foi gravada em formato texto, para análise posterior. A aquisição de dados foi realizada utilizando-se o software VirtualBench-Scope v.2.1.1, que acompanha a placa de aquisição e é baseado em LabVIEW.

Não foram necessários filtros analógicos anti-aliasing, devido à alta velocidade de amostragem da placa de aquisição (de até 20MHz), muito superior às frequências das componentes relevantes presentes no fenômeno (até 15kHz) e ruídos eletromagnéticos usuais.

LabVIEW (Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench) é um ambiente de desenvolvimento baseado na linguagem gráfica de programação G. É conveniente e próprio para comunicação com hardware, como instrumentos e placas de aquisição. Apresenta extensas bibliotecas de funções ou subprogramas para diversas finalidades, como aquisição, apresentação de dados, análise numérica,

comunicação, etc. Difere dos sistemas de programações convencionais por não usar uma linguagem de programação baseada em texto, mas uma gráfica, onde os programas são criados na forma de diagramas de blocos.

O programa de análise do sinal de pressão, visualização e apresentação dos resultados foi desenvolvido em ambiente LabVIEW. Ele lê os dados gravados em formato texto (ASCII) pelo software de aquisição, mencionado acima, e executa a análise. Detalhes do programa são apresentados posteriormente, antes portanto, é conveniente fazer referência aos filtros digitais.

4.3.1. Filtro digital

O programa de análise, descrito no próximo item, utiliza filtros digitais tipo passa-baixa e passa-faixa. A idéia central dos filtros elaborados é retirar a faixa de frequências não desejadas. Por exemplo, para um filtro passa-baixa, remove-se as componentes de frequência acima da frequência de corte selecionada.

Para implementar esta idéia, calcula-se a Transformada de Fourier do sinal original e a multiplica por uma função janela (igual a zero para as frequências que se quer rejeitar e um para as outras). No resultado aplica-se a Transformada inversa de Fourier, obtendo-se um sinal semelhante ao original, cuja diferença está nas componentes frequenciais removidas, ou seja filtradas.

O exemplo gráfico mostrado na FIGURA 09 ilustra o procedimento para um filtro tipo passa-baixa:

FIGURA 09.- Exemplo gráfico ilustrativo do processo de filtragem utilizado.

A FIGURA 9a mostra o sinal original, no domínio temporal. Calcula-se sua Transformada de Fourier (por exemplo, utilizando a FFT), cujo módulo, ou seja, o espectro de potência pode ser visto na FIGURA 9b.

Como o filtro deste exemplo é do tipo passa-baixa, as componentes frequenciais a serem removidas são aquelas acima da frequência de corte escolhida. Então, a função janela utilizada é igual a zero para frequências maiores que a frequência de corte, e um para as demais. Multiplicando esta, pela Transformada de Fourier do sinal, obtém-se a sequência representada pela FIGURA 9c, que é idêntica à anterior (Figura 9b) para frequências abaixo da frequência de corte e zero para as demais. Então se aplica a Transformada Inversa de Fourier (IFFT) e obtém-se um sinal sem as componentes de alta frequência do sinal original, mas com componentes idênticas para frequências abaixo da frequência de corte. Gera-se assim um sinal filtrado, como mostra a FIGURA 9d, juntamente com o sinal original.

4.3.2. Programa de análise do sinal de pressão

O programa desenvolvido lê os dados de pressão em formato ASCII, previamente gravados pelo programa utilizado para a aquisição, e calcula um parâmetro indicativo da intensidade da detonação.

O programa foi desenvolvido em ambiente LabVIEW, versão 5.1, apresentando uma interface gráfica amigável. Mostra gráficos do sinal de pressão adquirido e, deste sinal, processado por filtros para eliminação de ruídos e para visualização das oscilações de pressão decorrentes da detonação. Além disso, mostra o gráfico espectro de potência dos sinais filtrados e o valor calculado indicativo da intensidade de detonação.

Segue abaixo o algoritmo comentado do programa:

- ✓ Lê dados de pressão do arquivo ASCII. Esta tarefa é realizada pelo sub-vi (subprograma) Leitura de pressão.vi. Abre caixa de diálogo para procura do arquivo desejado. Elimina cabeçalho e indicativo de fim de arquivo e converte os dados de *string* para *numerical array*. Calcula frequência e período de amostragem e número de pontos.

FIGURA 10. Tela inicial do programa (fundo) e caixa de diálogo para escolha do sinal desejado.

- ✓ Mostra a frequência de amostragem (f_a) e número de pontos encontrados (N) na tela.
- ✓ Lê número de pontos a se processar (n) e instante inicial para análise (t_i).
- ✓ Repita:
 - ✓ Se o instante final (t_f) calculado for maior que o instante final da aquisição ($t_f > t_i + n \times \Delta$), completa o sinal com zeros.
 - ✓ Extrai a faixa de interesse do sinal (p).
 - ✓ Mostra no gráfico a porção do sinal selecionado.
 - ✓ Até o usuário pressionar o botão CONTINUAR.

FIGURA 11. Tela de definição da porção do sinal a ser analisado.

- ✓ Repita:
 - ✓ Aplica filtro passa-baixa em p para eliminação de ruídos com a Frequência de corte do filtro passa-baixa (f_{cb}) selecionado pelo usuário. Mostra sinal obtido (p_b) sobre o gráfico do sinal p .
 - ✓ Aplica filtro passa-faixa em p para visualização das oscilações de pressão decorrentes da ocorrência da

detonação, utilizando a Frequência de corte 1 do filtro passa-faixa e Frequência de corte 2 do filtro passa-faixa. Mostra a curva do sinal obtido (pf).

- ✓ Calcula o espectro de potência de pb e mostra em gráfico, eliminando as frequências superiores à de Nyquist.
- ✓ Calcula o espectro de potência de pf e mostra em gráfico, eliminando as frequências superiores à de Nyquist e calcula sua integral (d), pelo método 1/3 de Simpson. Mostra d na tela como um indicativo da intensidade da detonação.
- ✓ Até o usuário pressionar o botão STOP.
- ✓ Fim da execução.

FIGURA 12. Tela de escolha das frequências de corte e visualização dos gráficos e do índice de detonação.

O código fonte (diagramas de blocos) do programa principal e das sub-rotinas utilizadas são mostrados a seguir:

Pressão real 6.VI Block Diagram :

Novo filtro de Fourier.VI

Filtro de
Fourier

Block Diagram :

Leitura de Pressão.VI

Block Diagram :

4.4. Equipamento para medir consumo de combustível

Para medir o consumo horário de combustível, foi projetado e construído um dispositivo que mede o consumo de combustível em massa no tempo. Na FIGURA 13, mostra-se o desenho geral do equipamento. As dimensões desse equipamento de medição de vazão mássica foram feitas de modo a não interferir no acesso visual da cabina de controles para os dinamômetros, conforme se pode constatar na FIGURA 16.

FIGURA 13. Dispositivo para medir o consumo horário de combustível.

Os erlenmeyer foram trabalhados por um vidreiro para serem fechados em sua boca e fazer as duas conexões correspondentes como mostra a FIGURA 14. Este serviço foi feito na oficina do vidro do Instituto de Física da EESC-USP. O objetivo de fazer os depósitos fechados, foi para poder colocar o equipamento medidor de combustível no interior da cabina de controle, na qual tem ar condicionado e, evitar assim, contaminação do local com os vapores de combustível. O depósito de combustível que aparece na FIGURA 13 encontra-se fora deste local.

FIGURA 14. Erlenmeyer original, e erlenmeyer com a boca fechada e com as duas conexões.

A parte eletrônica (Trigger do cronômetro) está constituída por um circuito eletrônico representado na FIGURA 15.

FIGURA 15. Circuito eletrônico do Trigger do cronômetro.

Todos os componentes do circuito foram montados em uma caixa de alumínio formada por duas partes.

A função da parte eletrônica do equipamento é fazer a contagem de tempo do consumo de combustível do motor como será explicado posteriormente.

Uma foto do equipamento completo é mostrada na FIGURA 16.

FIGURA 16. Equipamento medidor do consumo de combustível.

4.4.1. Funcionamento do equipamento de medição consumo de combustível

1.- Preparação inicial do equipamento para as medições

Sem saída de combustível para o motor (motor desligado), com a válvula de esfera 3 aberta (ver FIGURA 13), a 1 e 2 fechadas e abrindo a válvula de agulha, permitiu-se que o erlenmeyer superior se encha de combustível até o nível desejado, já que abrindo a válvula de agulha igualamos a pressão no interior do erlenmeyer, à pressão atmosférica. O controle desse nível desejado consegue-se fechando esta válvula de agulha (ex. aproximadamente 1100 ml). A seguir, fecha-se a válvula 3, abre-se a válvula de esfera 2 e 1, e o combustível do erlenmeyer superior começa a passar para o erlenmeyer da balança, até um nível desejado fechando a válvula 1 (ex. aproximadamente 1000 ml). Com esse procedimento conseguimos simplesmente a

transferência de 1000 ml do erlenmeyer superior para erlenmeyer da balança. A partir deste momento, a válvula de esfera 2 e 3 podem ser abertas para alimentar o motor de combustível e os níveis de combustível de ambos erlenmeyer se manterão invariáveis, já que a pressão no interior dos erlenmeyer é igual à pressão da coluna líquida do depósito. Com o enchimento do erlenmeyer da balança, o prato onde ele está colocado desce até sua posição limite inferior, já que seu peso supera ao colocado no prato oposto.

2.- Fase de medição de consumo de combustível

Com a válvula 2 aberta e a 1 fechada, o motor consome o combustível proveniente do tanque de combustível. Fechando a válvula 2 e abrindo a válvula 1, o motor passa a consumir o combustível do erlenmeyer da balança, que vai diminuindo seu peso. Nesse momento em que vai saindo combustível do erlenmeyer da balança, vai entrando combustível no erlenmeyer superior. Essa diminuição de peso no erlenmeyer da balança faz com que a balança diferencial se movimente descendo o prato dos pesos, movimento esse que é aproveitado para que o ponteiro passe pelo sensor (foto diodo), o qual envia o sinal ao circuito eletrônico para ligar o cronômetro. Nesse instante é colocado um peso no prato do erlenmeyer da balança (ex. 60 g), isto faz com que este prato ocupe sua posição inicial, como é lógico o ponteiro passa subindo uma vez mais pelo foto diodo. Esse movimento é considerado no processamento do Triger. Dessa forma o sinal é processado pelo circuito para ainda não parar o cronômetro. Como o motor continua consumindo combustível, continua diminuindo o peso e o processo se repete no movimento da balança. É com esse sinal que o circuito eletrônico processa e finalmente pára o cronômetro.

3.- Restabelecimento do equipamento para a próxima medição

Uma vez obtido o tempo de consumo dos 60 g de combustível, abre-se a válvula 2 e o combustível começa a entrar no erlenmeyer da balança e a sair do erlenmeyer superior, até conseguir o nível desejado fechando a válvula 1, passando o prato do erlenmeyer da balança para seu topo inferior. Este processo poderia ser interpretado como sendo a transferência do combustível do erlenmeyer superior para o inferior. Ao passar o prato do erlenmeyer da balança para seu topo inferior o ponteiro passa uma vez mais pelo foto diodo, assim o circuito encarrega-se de

processar este sinal para não acionar o cronômetro, completando todo o ciclo de medição.

4.4.2. Funcionamento do circuito eletrônico (Trigger do cronômetro)

Como foi visto anteriormente, a cada duas vezes que passa o ponteiro pelo foto diodo é que se aciona o cronômetro, isto se consegue já que o circuito integrado T74LS74 (flip-flop), nesta montagem tipo D, troca o nível lógico da saída em cada borda de subida do sinal de entrada (clock), dividindo por 2 a frequência do sinal de entrada como mostra a FIGURA 17a. O circuito integrado (circuito temporizador), produz um pulso de pequena duração na borda de subida do sinal de entrada como mostra a FIGURA 17b, são estes pulsos que são aproveitados para ligar e desligar o cronômetro.

FIGURA 17. a) Pulsos do flip-flop. b) Pulso do temporizador

Na FIGURA 18 pode-se observar com maior detalhamento o Trigger, o sensor foto-diodo e o ponteiro da balança.

FIGURA 18. Trigger, o sensor foto-diodo e o ponteiro da balança.

4.4.3. Análises da incerteza na medição do consumo de combustível

É muito comum quando se mede o consumo de combustível em função do volume, estimar um valor aproximado da densidade do combustível para obter a massa. Com a utilização deste medidor de consumo de combustível, foi possível eliminar a incerteza sistemática teórica, a qual é uma estimativa do erro teórico que resulta do uso de fórmulas teóricas aproximadas ou uso de valores aproximados para eventuais constantes físicas que sejam utilizadas.

Com a automatização para medir o tempo, graças ao trigger do cronômetro, foi possível eliminar a incerteza sistemática observacional como estimativa do erro sistemática devido às limitações humanas e ao efeito de paralaxe.

A incerteza sistemática ambiental, como estimativa do erro devido ao efeito do ambiente sobre a medição é reduzido, já que o equipamento está na cabine de controle onde alguns fatores ambientais podem ser controlados e outros reduzidos como as vibrações causadas pelo funcionamento do motor.

A incerteza sistemática instrumental, como estimativa do erro que resulta da calibração dos instrumentos de medição, se reduz ao único instrumento de medição utilizado; o cronômetro.

Para fazer um cálculo da incerteza tipo A (S_A), que é a incerteza avaliada por métodos estatísticos e a incerteza tipo B (S_B), que é a incerteza avaliada por quaisquer outros métodos, que não sejam métodos estatísticos, foram feitos vários ensaios demonstrativos:

Ensaio 1. Medir o tempo de consumo de 100 gramas sem ligar o equipamento ao motor, isto é, saída livre do líquido por gravidade. Colocou-se na saída do equipamento uma mangueira de 0,80 m e no outro extremo uma válvula para regular a descarga. Utilizou-se água, os resultados são mostrados na TABELA 03.

TABELA 03. Leituras do tempo para 10 medições seguidas.

i	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
x (s)	7.79	7.79	7.81	7.80	7.81	7.83	7.81	7.83	7.83	7.83

O valor médio dos 10 resultados t_i é

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n} = 7,813 \text{ s}$$

e para o desvio padrão do conjunto de resultados (variância)

$$S_{(n)}^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2 = 0,000268 \text{ s}^2,$$

o desvio padrão é

$$S_{(n)} = \sqrt{0,000268} = 0,01637 \text{ s}$$

A melhor estimativa para o desvio padrão do valor médio é

$$S_m = \frac{S_{(n)}}{\sqrt{n}} = 0,005175 \text{ s.}$$

Para um intervalo de confiança 95 %, temos:

$$S_A = t S_{(n)} / \sqrt{n} = 2,228 S_{(n)} / \sqrt{n} = 0,0115299 \text{ s}$$

Utilizou-se um bom cronômetro digital que indica minutos, segundos e centésimos, onde não é conhecido o erro de calibração do cronômetro utilizado, valor que é dado pelo fabricante. Segundo VOULO (1999), para um bom cronômetro deste tipo, a menor leitura (0,01) pode ser considerada como limite de erro de calibração,

para tempos curtos, da ordem de minutos. É esclarecido que um bom cronômetro pode ser considerado uma exceção à regra para instrumentos digitais, que geralmente têm erros de calibração maiores que a menor leitura. Porém, o limite de erro de calibração é $L_c = 0,01\text{s}$.

Atribuindo ao limite de erro de calibração L_c , um nível de confiança $\sim 95\%$, pode ser calculada a incerteza de calibração usando a equação:

$$S_c = \frac{L_c}{2} = 0,005\text{ s}$$

sendo $S_c = S_B$.

A incerteza total deve ser obtida a partir da raiz da soma dos quadrados das incertezas tipo A e B, correspondentes às incertezas estatísticas e sistemáticas, isto é:

$$S = \sqrt{S_A^2 + S_B^2} = 0,013\text{ s}.$$

O resultado final pode ser escrito como

$$\bar{x} = (7,813 \pm 0,013)\text{s} \quad \text{ou} \quad \bar{t} = (7,81 \pm 0,01)\text{s}$$

Com o objetivo de testar, acertar, e regular todos os procedimentos e equipamentos que foram utilizados na realização da medição, foram feitos muitos ensaios desses tipos. Nesta apresentação é apresentado somente um, que serve de exemplo para o cálculo de incerteza.

4.5. Equipamento para medir temperaturas

Para o monitoramento das temperaturas foi utilizado um sistema de aquisição de dados composto por um microcomputador, uma placa AD- STRAWBERRY TREE 12 bit de 16 canais e um terminal de compensação T-21 STRAWBERRY TREE de 8 canais.

O sistema é uma ferramenta versátil, e de fácil utilização, que possui como característica principal a alta rejeição a ruídos. Utiliza um pacote computacional aplicativo WORKBENCH, que permite o tratamento do sinal medido através de diversas funções matemáticas. Além disso, o próprio sistema realiza eletronicamente a compensação da junção fria e a linearização do sinal.

Foram construídos 8 termopares tipo K (níquel - cromel) de um comprimento de 10 m cada um. A união dos termopares foi soldada sob gás inerte, néon, em um

equipamento construído no laboratório para este fim. As capas protetoras utilizadas para cada termopar são de diferentes cores para facilitar sua identificação.

Para a calibração dos termopares utilizou-se um banho termostático. Trata-se de um equipamento cuja função é manter a temperatura de uma solução líquida uniforme e estável dentro de uma faixa desejada de temperatura. Para isso utiliza um sistema de aquecimento e um de resfriamento controlado por um circuito PID.

Para obter uma leitura da temperatura de referência comprou-se um termômetro de bulbo de mercúrio, escala interna de 0 a 100 °C com mínima divisão de escala 0,2 °C e de capilar prismático azul para facilitar a leitura com certificado de calibração (incerteza = $\pm 0.05^\circ\text{C}$).

4.5.1. Calibração e cálculo da incerteza dos termopares

A seguir explica-se detalhadamente o processo de calibração para o termopar 1. Para cada temperatura de referência foram medidos dez valores de temperatura, isto é, 12 amostras de $n = 10$ cada. Calculou-se a média e o desvio padrão para cada amostra como mostra a TABELA 04.

TABELA 04. Amostras obtidas para a calibração do termopar 1 com os valores das média e desvio padrão.

#. de amostr	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
T. refe. °C	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	95	100
1	0,03	9,72	19,36	29,04	38,15	48,54	60,22	69,64	79,7	90,05	95,48	100,48
2	0,05	9,64	19,41	28,97	38,73	48,42	59,95	69,68	79,69	89,89	95,26	100,43
3	0,02	9,71	19,53	28,97	38,69	48,42	59,97	69,69	79,73	89,85	95,42	100,35
4	0,01	9,65	19,4	29,09	38,71	48,39	59,9	69,74	79,69	90	95,29	100,29
5	0,06	9,71	19,41	29,06	38,72	48,45	59,95	69,73	79,68	89,91	95,29	100,35
6	0,01	9,61	19,48	29,03	38,83	48,42	59,91	69,8	79,75	89,89	95,35	100,45
7	0	9,74	19,39	29,04	38,7	48,47	59,99	69,73	79,7	89,97	95,45	100,29
8	0,04	9,67	19,38	29,04	38,75	48,37	59,89	69,79	79,83	89,99	95,27	100,31
9	0,09	9,60	19,41	29,12	38,66	48,4	59,82	69,79	79,66	89,88	95,32	100,36
10	0,04	9,59	19,43	28,97	38,69	48,34	60,03	69,66	79,67	89,93	95,35	100,36
valor médio	0,035	9,664	19,420	29,033	38,663	48,422	59,963	69,725	79,710	89,936	95,348	100,37
d. padrão	0,027	0,054	0,050	0,051	0,186	0,056	0,108	0,057	0,050	0,064	0,078	0,067

Com os valores de temperatura médios x de cada amostra e com as temperaturas de referências y , foram calculadas a estimativa dos mínimos quadrados $\hat{a}$ e $\hat{b}$, e construído um gráfico com a curva de tendência, como mostra a FIGURA 19.

FIGURA 19. Valores de temperatura (°C) média medida & temperatura (°C) de referência, linha de tendência e sua equação estimada por mínimos quadrados.

Significa, então, que $\hat{a} = 0,9923$ e $\hat{b} = 0,804$.

Substituindo na eq. (100) da pesquisa bibliográfica temos os valores de previsão

$$\hat{y} = 0,9923x + 0,804.$$

O valor da soma de quadrados do desvio da média de x calculou-se pela eq. (101)

$$S_{xx} = \sum_{i=1}^n (x_i - 53.36)^2 = 13053,20.$$

Logo, calculou-se os resíduos $\hat{\varepsilon}$ segundo a eq. (102) da pesquisa bibliográfica. A TABELA 05 mostra estes valores para o termopar 1.

TABELA 05. Temperatura média de cada amostra x , temperaturas de referência y e resíduos $\hat{\varepsilon}$ para o termopar 1.

y	x	$\hat{\varepsilon}$
0	0,04	-0,84
10	9,66	-0,39
20	19,42	-0,07
30	29,03	0,39
40	38,66	0,83
50	48,42	1,15
60	59,96	-0,31
70	69,73	0,01
80	79,71	0,10
90	89,94	-0,05
95	95,35	-0,42
100	100,37	-0,40

Para obter a soma dos quadrados devida à incerteza, substitui-se os valores dos $\hat{\varepsilon}$ na eq. (103)

$$SQR = \sum_{i=1}^n \hat{\varepsilon}_i^2 = 3.46.$$

A estimativa da variância σ^2 é dada pela variância amostral, eq. (104):

$$s^2 = \frac{SQR}{n-2} = 0.35.$$

Então o desvio padrão amostral é:

$$s = \sqrt{0.35} = 0.59.$$

Para um valor específico $x = x^*$, a resposta esperada para $ax^* + b$, com um intervalo de confiança $100(1-\alpha) \%$ é dada pela eq. (106)

$$\hat{y} = 0,9923x^* + 0,804 \pm t_{\alpha/2} 0.59 \sqrt{\frac{1}{12} + \frac{(x^* - 53,36)^2}{13053,20}}.$$

Para um intervalo de confiança 95 %, ($\alpha = 0,05$) temos:

$$\hat{y} = 0,9923x^* + 0,804 \pm (2,228)0.59 \sqrt{0,083 + \frac{(x^* - 53,36)^2}{13053,20}}.$$

Se, no caso, o valor x^* seja um valor médio de uma amostra, deve-se ter em conta as incertezas avaliadas por métodos estatísticos tipo A, eq. (95). O termômetro com que foi medida a temperatura de referência tem uma incerteza sistemática (tipo B), dado pelo fabricante no certificado de calibração, incerteza de 0,05 °C.

Finalmente a incerteza total deve ser obtida pela raiz quadrada das somas dos quadrados de todas as incertezas:

$$S = \sqrt{(S_{MQ})^2 + (S_A)^2 + (S_c)^2}.$$

A seguir, mostra-se um exemplo de previsão da temperatura a partir de valores de temperatura medidos com o termopar 1. Foram 10 amostras de 10 medições cada, na TABELA 06 mostra-se o valor médio dessas 10 medições (x^*) e seu correspondente desvio padrão S_A para um intervalo de confiança de 95 %.

TABELA 06. Valores das incertezas para valor de x^* obtidos com o termopar 1.

valor médios 10 medições x^* °C	$0,9923x^* + 0,804$	$S_{MQ} =$ $\pm 1,31 \sqrt{0,083 + \frac{(x^* - 53,36)^2}{13053,20}}$	$S_A =$ $tS_{(n)} / \sqrt{n}$	$S =$ $\sqrt{(S_{MQ})^2 + (S_A)^2 + (S_c)^2}$
90,24	90,35	0,57	0,05	0,58
80,49	80,68	0,49	0,08	0,51
70,04	70,30	0,42	0,07	0,44
60,10	60,44	0,39	0,05	0,40
50,25	50,67	0,38	0,05	0,40
40,44	40,94	0,41	0,04	0,42
30,48	31,05	0,46	0,02	0,47
20,70	21,34	0,53	0,02	0,54
10,73	11,45	0,62	0,03	0,63
0,59	1,39	0,71	0,02	0,72

Não se levou em consideração a possível existência de incerteza sistemática (tipo B), do sistema de aquisição de dados composto por um microcomputador, a placa AD- STRAWBERRY TREE e o terminal de compensação T-21 STRAWBERRY TREE.

Em muitas situações, a incerteza total em um resultado dado, é dominada por poucos termos. Pode-se observar como os valores de S_A e S_c não influenciam muito sobre o valor da incerteza total, conforme TABELA 06. Esses valores são bem menores que a incerteza padrão estimada pela aplicação dos mínimos quadrados. MOFFAT (1988) afirma que, quando existem termos na equação da incerteza menores que 1/3 do maior termo, podem ser geralmente desprezados.

Este fato aconteceu para os oito termopares. É por isso que foi considerado para nosso trabalho nas medições de temperatura, só o valor da incerteza padrão estimada da aplicação dos mínimos quadrados. Na TABELA 07, mostra-se as

equações que servem de estimativa para o cálculo do valor da temperatura a partir do valor medido x^* , e sua respectiva incerteza para os oito termopares.

TABELA 07. Valores de S_{xx} , s , r^2 e as equações que servem de estimativa para o cálculo do valor da temperatura a partir do valor medido x^* com sua respectiva incerteza para um intervalo de confiança 95 %, para os oito termopares.

Termopar	S_{xx}	s	r^2	$\hat{y}$
1	13053,20	0,59	0,9997	$0,9923x^* + 0,804 \pm (2,228)0,59\sqrt{0,083 + \frac{(x^* - 53,36)^2}{13053,20}}$
2	13079,511	0,61	0,9997	$0,9913x^* + 0,828 \pm (2,228)0,61\sqrt{0,083 + \frac{(x^* - 53,39)^2}{13059,51}}$
3	12996,19	0,60	0,9997	$0,9945x^* + 0,7451 \pm (2,228)0,60\sqrt{0,083 + \frac{(x^* - 53,30)^2}{12996,19}}$
4	13060,63	0,58	0,9997	$0,992x^* + 0,8261 \pm (2,228)0,58\sqrt{0,083 + \frac{(x^* - 53,35)^2}{13060,63}}$
5	13002,52	0,61	0,9997	$0,9942x^* + 0,7508 \pm (2,228)0,61\sqrt{0,083 + \frac{(x^* - 53,31)^2}{13002,51}}$
6	13130,06	0,96	0,9993	$0,9892x^* + 1,196 \pm (2,228)0,96\sqrt{0,083 + \frac{(x^* - 53,13)^2}{13130,06}}$
7	12993,64	0,61	0,9997	$0,9946x^* + 0,8491 \pm (2,228)0,61\sqrt{0,083 + \frac{(x^* - 53,19)^2}{12993,64}}$
8	13086,52	0,62	0,9997	$0,991x^* + 0,8731 \pm (2,228)0,62\sqrt{0,083 + \frac{(x^* - 53,36)^2}{13086,52}}$

A proporção de variabilidade explicada pelo modelo de regressão linear é dada por r^2 , eq. (107), isto é, 99 % para os oito termopares, o que indica que o modelo de regressão linear é adequado para os dados.

4.6. Equipamento para medir consumo de ar

Medir consumo de ar em motores de combustão interna com exatidão apresenta dois problemas a resolver: a resistência ao fluxo de ar causado pelo

equipamento de medição, o qual faz com que diminua o rendimento volumétrico e as pulsações de pressão características na aspiração dos motores alternativos.

Para resolver o primeiro problema foram construídos dois bocais da série TECNER TG, ISO 5167-1980. Estes bocais abertos são instrumentos concebidos para a medição de consumo de ar e gases, tanto em condutos como em instalações abertas. São instrumentos estáveis. A leitura dos mesmos se baseia na depressão produzida pela aceleração do fluxo do fluido e não pelas perdas de cargas. Sua aplicação mais vantajosa é, portanto, em medições onde a perda de carga pode produzir perturbações ao funcionamento do sistema, como é o caso dos MCI. O segundo problema foi solucionado com uma câmara de estabilização, para eliminar as pulsações de pressão características na aspiração dos motores alternativos.

A FIGURA 20 mostra o bocal aberto da série TG, esta série esta constituída por uma família de 10 bocais em uma faixa de 0,01 até 300 m³/min de consumo de ar. Foi calculado o consumo mássico de ar do motor que será utilizado nesta pesquisa, numa faixa de 800 a 5000 rpm pela equação a seguir:

$$m_{ar} = V_t \frac{n}{120} \eta_v \text{ [m}^3\text{/s]} \quad (108)$$

onde

$V_t = 0,002474 \text{ m}^3$, cilindrada total do motor

η_v é o rendimento volumétrico, considerando um valor aproximado de 0,9

n são as rotações do motor em rpm,

tem-se um gasto mássico de ar de 0,89 a 5,57 m³/min.

Porém, os bocais adequados são os TG-40 e TG-45, com uma faixa de 0,6 a 5,0 m³/min e de 1,2 a 10,0 m³/min respectivamente. A TABELA 08 mostra as dimensões destes dois bocais.

Os bocais foram usinados com boa precisão, o interior do bocal foi polido com $0,4 \mu\text{m}$ de rugosidade média, para minimizar perdas de cargas. Este serviço foi feito na oficina de máquinas do Núcleo de Engenharia Térmica & Fluidos (NET&F) por técnico especializado. Foram construídos em alumínio.

Os bocais foram montados em chapas de alumínio circular de diâmetro externo de 390 mm como mostram as FIGURA 21. O objetivo de montar os bocais nessas chapas circulares foi de aproveitar a câmara de estabilização já existente no laboratório. Essas chapas são de diferentes cores para uma rápida identificação dos bocais. Os bocais foram fixados nas chapas circulares com Araldite super rápido (Brascola).

FIGURA 21. Bocal TG-45.

4.6.1. Equipamento para a calibração dos bocais

Para calibrar os bocais foi construída a instalação que é mostrada na FIGURA 22. Sua calibração foi através de placas de orifícios. Para isso, foram construídas 4 placas de orifício, e um suporte para essas placas. As pressões foram medidas com manômetros de tubos em "U" vertical e inclinado, o manômetro de tubo em "U" vertical foi construído e com ele mediu-se as pressões na placa de orifício e no tubo

PVC. Para medir a pressão no bocal utilizou-se um manômetro de tubo inclinado também construído.

FIGURA 22. Sistema de calibração do bocal de medida de consumo de ar.

A FIGURA 23 mostra a montagem desta instalação.

FIGURA 23. Vista da bancada de calibração dos bocais. Figura feita em uma posição onde se ressalta o depósito amortecedor ligado ao ventilador.

Com manômetros de tubos em "U" vertical, mediou-se a diferença de pressão na placa de orifício e a pressão no tubo PVC a montante da placa de orifício (1m).

Para medir a pressão no bocal construiu-se um manômetro de tubo inclinado segundo o desenho da FIGURA 24.

FIGURA 24. Manômetro de coluna inclinada.

Um tubo de vidro de 0,8 m de comprimento e diâmetro interior de 80 mm foi trabalhado por um vidreiro para ser fechado em seus extremos. Foram também feitas duas conexões conforme mostra a FIGURA 24 (depósito de água). A régua de aço inox foi furada no centro de tal forma a permitir a regulação do zero da escala coincidindo com o menisco do fluido manométrico. As cantoneiras de suporte de todo conjunto foram montadas de maneira a permitir o desejável ajuste horizontal e vertical do manômetro. Sem dúvida, este instrumento resultou de grande confiabilidade e fácil medição.

Os manômetros de tubo em "U" vertical e inclinado, o PC e o terminal de compensação de temperatura foram colocados na cabine de controle. O resto da instalação ficou na sala dos dinamômetros.

As 4 placas de orifício foram construídas com diâmetros internos de 24, 32, 44 e 57 mm cada uma, para medir um fluxo aproximado de 0,6 até 10,0 m³/min. Estas placas foram construídas a partir de uma chapa de aço inox de espessura 6 mm, usinadas no torno e polidas para conseguir canto vivo no orifício. Este serviço foi feito na oficina de máquinas do Núcleo de Engenharia Térmica & Fluidos (NET&F).

Essas placas foram montadas num flange construído a partir de uma chapa de teflon de 30 mm de espessura. A FIGURA 25 mostra o desenho do flange montado no tubo de PVC e com a placa de orifício. A centralização da placa de orifício conseguiu-se com os 6 parafusos equidistantes, estes parafusos são M-6 e de comprimento 80 mm. Para evitar o vazamento entre a placa e o suporte, utilizou-se “orings” de seção transversal com diâmetro 5 mm, inserido em uma cavidade feita no flange de raio 5 mm com uma profundidade de 2,5 mm. O flange das placas foi fixado no tubo de PVC 110 através de adesivo plástico para tubo e conexões soldáveis de PVC rígido.

FIGURA 25. Desenho representativo do flange montado no tubo de PVC e com a placa de orifício.

A FIGURA 26 mostra as 4 placas construídas e o flange montado no tubo de PVC.

FIGURA 26. As 4 placas de orifício construídas e o flange montado no tubo de PVC.

4.6.2. Procedimento para a calibração dos bocais e cálculo da incerteza

Pode-se constatar na instalação para a calibragem dos bocais, que todo o fluxo de ar que passa pelo bocal, passa também pela placa de orifício. A identificação dos vazamentos de ar na bancada foi feita usando-se espuma de detergente nas conexões, submetendo a bancada a uma pressão superior à pressão atmosférica. Com esse procedimento, constatou-se vários pontos de vazamento que foram devidamente corrigidos.

Através da borboleta e variador de frequência conseguiu-se variar a vazão de ar no sistema. Mediu-se com o manômetro vertical de água, a diferença de pressão na placa de orifício ΔP_{po} , em mm de coluna de água (mmca). Para cada valor de ΔP_{po} existe um correspondente valor de pressão medido no bocal através do manômetro inclinado de água (P_{mmciq}).

Com estes valores de ΔP_{po} para cada ensaio, e os correspondentes valores de temperatura T_{ar} em $^{\circ}C$ e pressão estática P_{ar} em mmca medidos no tubo, (a um metro da placa de orifício), a temperatura ambiente T_{amb} em $^{\circ}C$ e a pressão atmosférica P_{amb} em mmHg, foram usados para calcular o fluxo de ar. Inicialmente utilizamos o programa CALCDESC baseado nas normas FLUID METER da ASME, desenvolvido pelo Prof. Dr. Josmar Davilson Pagliuso para obter estes valores de

vazão. Este programa, que tem sido de muita utilidade para nosso grupo de pesquisa, não faz o cálculo da incerteza. Seguindo o modelo proposto por MOFFAT (1988), onde para experimentos complexos, o próprio programa de interpretação de dados pode ser usado para gerar a análise da incerteza, avaliando sequencialmente os valores de entrada e acumulando a contribuição da incerteza individualmente.

Para aplicar esta metodologia, foi feito um programa em LabVIEW (item 2.4) onde participaram o doutorando José Antônio da Silva e mestrando Alex Gil Sanches que formam parte de nossa equipe de pesquisa. A seguir mostram-se as telas fundamentais deste programa onde será esclarecido o procedimento e o algoritmo utilizado para o cálculo do fluxo que passa pelo bocal (Descarga instant. (kg/h) e Vazão Inst. (m³/min)).

FIGURA 27. Tela de diagrama de cálculo de: correção da pressão manométrica em função da temperatura da cabine, densidade e viscosidade do ar.

Nesse estágio, corrige-se a pressão manométrica em função da temperatura da cabine, tendo como temperatura de referência 20 °C. Calcula-se a pressão atmosférica obtida em mmHg (leitura do barômetro) em função da temperatura da

cabine, obtendo-se uma pressão atmosférica em Pa. Calcula-se a pressão absoluta, com essa pressão calcula-se a densidade do ar em função da temperatura do fluxo, e finalmente calcula-se a viscosidade do ar em função da temperatura do fluxo.

FIGURA 28. Tela de diagrama de cálculo do coeficiente de expansão do ar (e), β e k_0 .

Nesse estágio, calcula-se o coeficiente de expansibilidade do ar levando-se em consideração a relação diâmetro da placa e diâmetro do tubo (valor de β), coeficiente isentrópico (k), a pressão manométrica corrigida e a pressão atmosférica. Calcula-se também a constante k_0 considerando-se o valor de β .

FIGURA 29. Tela de diagrama de cálculo da descarga instantânea. (kg/h) e vazão instantânea em m³/min.

Com esses valores de entrada mostrados na FIGURA 27, calcula-se o número de Reynolds iterativamente até um erro pré-estabelecido de 0,00000001. Com esse resultado, calcula-se a vazão mássica (descarga instantânea kg/h) e a vazão instantânea em m³/min.

Segundo MOFFAT (1988), como foi visto no capítulo de revisão bibliográfica, a análise de incerteza executada diretamente por computador, pode ser efetuada pela perturbação seqüencial da entrada, de acordo com o seguinte procedimento:

- 1.- Calcular o resultado R para os dados registrados. Identificar este valor como R_o
- 2.- Para $i=1$ até N , onde N é o número de variáveis em R : incrementar o valor da i th variável x_i com o intervalo de incerteza δx_i e calcular o resultado R_{i+} , usando o valor aumentado da i th variável com o valor registrado (nominal) das variáveis restantes. Calcular a diferença $R_{i+} - R_o$ e armazenar este como C_{i+} , que é a contribuição da incerteza para R causada pela variável i th, assumindo um desvio positivo.

Se o resultado R segue uma função não linear de x_i tendo em consideração o tamanho de seu intervalo de incerteza, então calculamos C_i usando $R_{i+} - R_{i-}$. Então será calculado o valor:

$$C_i = \frac{|C_{i+}| + |C_{i-}|}{2}.$$

3.- A incerteza no resultado será a raiz da soma dos quadrados de C_i .

A principal vantagem deste método é que o mesmo programa de interpretação de dados (FIGURA 27, 28 e 29) é utilizado na contribuição da incerteza. Porém, a cada momento o programa é modificado, e as modificações são automaticamente incorporadas no cálculo das incertezas.

Para aplicar esta metodologia procedeu-se da seguinte maneira:

FIGURA 30. Tela de diagrama de cálculo da vazão considerado como R_0 .

Nessa tela verificamos a utilização das variáveis listadas para o cálculo das vazões obtidas pelo programa explicado anteriormente. Uma vez considerando a vazão como R_o , este seria um dos dados de entrada para calcular as correspondentes R_{i+} e R_{i-} como mostra a seguir:

FIGURA 31. Tela de diagrama de cálculo de C_I , dado pela incerteza do instrumento com que foi medida a temperatura da cabine ($0,05\text{ }^{\circ}\text{C}$).

Nessa tela, FIGURA 31, mostra-se o cálculo da temperatura da cabine avaliada pela incerteza do instrumento de medição ($0,05\text{ }^{\circ}\text{C}$), calcula-se o valor de C_+ e C_- , efetua-se a média aritmética dos mesmos, encontrando-se C_I .

FIGURA 32. Tela de diagrama de cálculo de C_2 , dado pela incerteza do instrumento com que foi medida a temperatura do fluxo.

Nessa tela, FIGURA 32, pode-se observar que o procedimento de cálculo do valor de C_2 é o mesmo feito para calcular C_1 . A temperatura do fluxo no tubo foi medida com o termopar 1. A incerteza para este termopar é dada pela equação:

$$\pm (2,228)0,59 \sqrt{0,083 + \frac{(x^* - 53,36)^2}{13053,20}},$$

como foi visto no item referente a equipamento para medir temperaturas. Esta equação foi implementada pelo programa da seguinte maneira (FIGURA 33):

FIGURA 33. Tela de diagrama de cálculo da incerteza do termopar 1 para o cálculo de C_2 .

Da mesma forma que foi calculado C_1 e C_2 , calcula-se C_3 utilizando-se a incerteza do instrumento de medição da diferença de pressão medida na placa de orifício. Este instrumento foi uma régua com divisão mínima de 1 mm. Segundo VOULO (1999), pode-se admitir o limite de erro de calibração L_c como a menor divisão da régua, porém, sua incerteza sistemática pode ser considerada como $L_c/2$, neste caso a incerteza da régua seria 0,5 mm. Este foi um dos dados de entradas na tela da FIGURA 34.

FIGURA 34. Tela de diagrama de cálculo C_3 , dado pela incerteza do instrumento com que foi medida a diferença de pressão na placa de orifício.

O cálculo de C_4 corresponde à incerteza do instrumento com que foi medida a pressão no bocal, este instrumento foi o manômetro vertical. Sua régua tem uma incerteza de 0,5 mm. A FIGURA 35 mostra o procedimento para o cálculo de C_4 .

FIGURA 35. Tela de diagrama de cálculo de C_4 , dado pela incerteza do instrumento com que foi medida a pressão no bocal.

A pressão manométrica do local foi medida com um barômetro. A incerteza deste instrumento é de 0,5 mm de Hg. O cálculo de C_5 corresponde a esta incerteza como se mostra na FIGURA 36.

FIGURA 36. Tela de diagrama de cálculo de C_5 , dado pela incerteza do instrumento com que foi medida a pressão atmosférica da cabine.

Os diâmetros dos orifícios das placas e o diâmetro do tubo foram medidos com um paquímetro com nônio de 50 divisões, segundo VOULO (1999), a menor leitura explicitamente indicada é $1/50 \text{ mm} = 0,02 \text{ mm}$. O limite de erro de calibração pode ser admitido como a menor leitura ($L_c = 0,02 \text{ mm}$). Para um paquímetro comum, este limite de erro pode ser de pouca confiança, devido à dilatação térmica, deformações e folgas nas réguas. Neste caso, é difícil atribuir nível de confiança de 95 % ao limite de erro. É melhor admitir como incerteza o valor de L_c , isto é 0,02. As FIGURAS 37 e 38 mostram o cálculo de C_6 e C_7 da incerteza do paquímetro com que foi medido os diâmetros dos orifícios das placas e o tubo.

FIGURA 37. Tela de diagrama de cálculo de C_6 , dado pela incerteza do instrumento com que foram medidos os diâmetros dos orifícios das placas.

FIGURA 38. Tela de diagrama de cálculo de C_7 , dado pela incerteza do instrumento com que foi medido o diâmetro do tubo.

Finalmente com os valores de C_i ($i=1, \dots, 7$), calculou-se a raiz da soma dos quadrados de C_i que seria a incerteza sistemática da vazão como se mostra na FIGURA 39.

FIGURA 39. Tela de diagrama de cálculo de incerteza dos resultados (raiz da soma dos quadrados de C_i).

Para cada valor de diferença de pressão medido no bocal, corresponde um valor de vazão e um valor de incerteza calculado pelo programa anteriormente explicado. Com estes valores, seguindo a metodologia de regressão linear dada na pesquisa bibliográfica, calculou-se as equações que servem para o cálculo do valor da vazão esperada (y), a partir do valor medido de diferença de pressão no bocal x^* , com sua respectiva incerteza para os dois bocais. A aplicação desta metodologia já foi feita e explicada, detalhadamente, no item 4.5.1 que obteve a equação que serviu para estimar a temperatura com sua respectiva incerteza para o termopar 1. Sendo assim, só apresentaremos na TABELA 09 as equações dos bocais para estimar a vazão e sua respectiva incerteza para um intervalo de confiança de 95 %.

TABELA 09. Equações que servem para estimar os valores de vazão $\hat{y}$ em m^3/min , a partir dos valores de diferença de pressão medidos x^* em mmca no Bocal

Vocal	$\hat{y} \left[m^3 / \text{min} \right]$
TG 40	$0,0072x^* + 0,9638 \pm (2,228)0,0526\sqrt{0,037 + \frac{(x^* - 139,39)^2}{3876680,17}}$
TG 45	$0,0158x^* + 1,4306 \pm (2,228)0,1202\sqrt{0,027 + \frac{(x^* - 119,29)^2}{798508,2}}$

4.7. Sistema de resfriamento dos motores

O sistema de resfriamento do motor foi desenhado e construído em função da bancada dinamométrica e não em função do motor utilizados nesta experimentação. O radiador é de grande capacidade, para aplicação em motores estacionários. Foi fixado ao radiador um eletro-ventilador para garantir o fluxo de ar no resfriamento. As bases foram construídas com características de telescópio, para que seja possível variar a altura dos radiadores pensando em utilizações futuras com outros motores na bancada dinamométrica.

A FIGURA 40, mostra em primeiro plano a montagem do sistema de resfriamento.

FIGURA 40. Sistema de resfriamento do motor.

4.8. Montagem do disco AVL

Com objetivo de medir os ângulos de giro do virabrequim e o ângulo do PMS para referenciar os valores de pressão do interior do cilindro 4, foi montado no volante do motor o disco do equipamento AVL-Gras-Austria que possibilita medida angular de cada 10° e o PMS, conjuntamente com o disco foram montados no motor os sensores com seu correspondente suporte. Utilizou-se uma placa de aquisição de dados de oito canais, com conversores A/D, 16 bits, 200ks/s (Kilo Samples per second). Com essa placa foi possível pegar os valores de pressão conjuntamente com sete sinais a mais, entre eles, pulso a cada 10° de giro do virabrequim, pulso para o PMS, (estes dados pelo disco AVL) e o pulso correspondente ao ângulo de ignição.

Para montar o disco AVL, foi necessário fazer uma peça que fixa o disco AVL ao volante do motor. A FIGURA 41 mostra o disco AVL, montado no volante.

FIGURA 41. Disco AVL, montado no volante do motor.

4.9. Medição do ângulo de ignição

Para obter valores com maior precisão do ângulo de avanço da ignição, utiliza-se um dos canais da placa de aquisição de dados, com ajuda de um dos cabos especiais do equipamento AVL, o qual tem uma pinça em forma de cabo para ser colocada no cabo da vela. A FIGURA 41 também mostra este detalhe, vê-se o cabo de vela do cilindro 4.

O sinal obtido com este cabo foi medido no osciloscópio e verificou-se que, deu picos de voltagem superior a 10 volts, isto dificultou enviar esse sinal para a placa de aquisição de dados sendo necessário cortar esse sinal com um filtro de sinal. Com esse sinal de ângulo de ignição obtido no PC, pode-se obter o diagrama de pressão da combustão referenciada, não só ao ângulo de giro do virabrequim e o PMS, como também, referenciado ao ângulo de ignição.

4.10. Medição de gases de exaustão

Os gases de exaustão, antes de serem analisados pelos analisadores de gases, são coletados na tubulação de escapamento e “filtrados”. Para isto foi colocado na tubulação de escapamento uma tomada para unir o tubo flexível, o qual vai conectado a um trocador de calor que funciona com um fluxo de água para garantir

uma temperatura baixa. Este trocador de calor tem como função condensar a água em estado de vapor que sai como produto da combustão, é um tubo duplo em forma de serpentina, quando os gases de escape passam por ele e entram em contato com a superfície fria, se condensam, esta água condensada é coletada no final da serpentina. A FIGURA 42 mostra este equipamento que tem como finalidade tirar a água dos gases que iriam passar pelos analisadores.

FIGURA 42. Sistema para condensar a água dos gases de escape e filtrar os gases do particulado sólido.

Antes da passagem dos gases pelos analisadores, passam também por outro filtro construído a partir de um original fornecido pelos fabricantes dos analisadores de gases, HORIBA. Este equipamento é mostrado na FIGURA 42. Sua finalidade é filtrar o particulado sólido, que sempre sai pelo escape do motor, e terminar de condensar a água em estado de vapor que não foi condensada na serpentina condensadora.

Foram utilizados medidores de CO [%], CO_2 [%], THC [ppm], NO_x [ppm] e O_2 [%]. Estes equipamentos são marca HORIBA de fabricação japonesa. O processo de calibragem destes equipamentos é feito com gases padrões.

A instalação dos equipamentos analisadores de gases são mostrados na FIGURA 43.

FIGURA 43. Equipamentos analisadores de gases.

4.11. Construção do painel de controle

Para facilitar as operações com a bancada experimental deste trabalho, foi necessário construir um painel de controle que permitisse uma variação rápida de todos os parâmetros a controlar, isto é, razão A/C, ângulo de avanço da ignição, carga no dinamômetro, carga do motor (acelerado e afogador), ligar as bombas de água do dinamômetro, ligar o motor, ligar o eletro-ventilador do radiador, etc. Este painel de controle é mostrado na FIGURA 44.

FIGURA 44. Painel de controle.

4.12. Sistema de alimentação de combustível

O carburador utilizado é o modelo 52.253465 da General Motor, já que este carburador, que é de dois corpos, utiliza os mesmos venturis para gasolina que para o etanol, isto facilita as mudanças a fazer na hora de utilizar os diferentes combustíveis. A TABELA 10 mostra as peças fundamentais deste carburador para etanol e gasolina segundo o fabricante.

TABELA 10. Parâmetros fundamentais do carburador 52.253465 da General Motor para álcool e gasolina segundo o fabricante

	gasolina		etanol	
	1 ^{ro} Corpo	2 ^{do} Corpo	1 ^{ro} Corpo	2 ^{do} Corpo
Venturi	23	27	23	27
Difusor	12	14	12	13
Gicleur principal	115	107,5	140	160
Gicleur corretor de ar	C100	X110	D80	E95
Gicleur de marcha lenta	52,5	110	57,5	130
Corretor de ar de marcha lenta	150	55	155	55

Os ensaios com etanol e gasolina foram feitos como está estabelecido pelo fabricante (TABELA 10), os ensaios com as misturas foram feitos com as peças para o carburador a gasolina.

4.13. Planejamento experimental

É importante que um estudo experimental seja feito baseado em um planejamento de experimento, pelo menos elementar, assim será possível estimar as horas de trabalho prático, combustível e outros materiais necessários. O estudo proposto neste trabalho é composto de muitos ensaios experimentais com os motores no banco dinamométrico. Para cada ensaio é necessário realizar várias medições de diferentes parâmetros de funcionamento do motor. Portanto, o trabalho experimental foi organizado através do seguinte planejamento experimental:

TABELA 11. Descrição dos fatores e nível para o planejamento de experimentos.

Fator	Nível	
	Valor	Representação
Ângulo de avanço ϕ_{ig}	adiantado	+1
	ótimo	0
	atrasado	-1
Razão ar combustível A/C	rica	+1
	ótima	0
	pobre	-1
Taxa de compressão ε	11:1	A
	9,5:1	B
	8:1	C
Combustível	etanol	A
	mistura 50 %	B
	mistura 37 %	C
	gasolina	D

O combustível gasolina é a gasolina comum brasileira com 18 a 24 % de etanol anidro. O combustível etanol é o etanol hidratado comum brasileiro com grau de 94 a 96 GL. A mistura 50 % é uma mistura de 50 % em volume de cada um dos dois combustíveis antes mencionados e a mistura 37 % é uma mistura de 37 % de etanol (etanol hidratado comum brasileiro) e o resto gasolina comum.

Os ensaios foram feitos para rotações de 1000 a 4000 rpm, com um acréscimo de 500 rpm, isto significa que, cada ensaio se divide em 7 atendendo as rotações. Por sua vez, cada um destes ensaios foi feito para 7 valores de abertura da borboleta (20%, 40%, 60%, 80%, e 100%).

5. ESTUDO FÍSICO MATEMÁTICO

Para dar resposta ao segundo objetivo, trabalha-se em um modelo de diagnóstico da combustão baseada fundamentalmente nos valores de pressão no interior da câmara da combustão, características geométricas do motor e todos os valores normalmente medidos na bancada dinamométrica (consumo de combustível e ar, pressão no coletor de admissão e escapamento, velocidade angular, razão C/A, ângulo do instante de ignição, etc). A concepção básica deste estudo é o seguido por ZABEU (1999) que por sua vez, é a concepção básica do modelo de KRIEGER e BORMAN (1966), que é a determinação da evolução da combustão a partir da curva de pressão, baseada na Primeira Lei da Termodinâmica, adotando modelo de gases perfeitos, considerando:

1. Modelo de WOSCHNI (1966) para a quantificação de troca de calor.
2. Submodelo fenomenológico para considerar os efeitos de frestas.
3. Submodelo fenomenológico de dissociação dos produtos da combustão.
4. Evolução da frente de chama.
5. Vazamento de gases para o cárter (*blow by*).
6. Mecanismo biela manivela descentralizado.

Quando se fala de determinar a evolução da combustão, a partir da curva de pressão medida, fala-se de uma caracterização de estado do volume de controle VC o dos volumes de controles na câmara de combustão, isto é:

- A. Conhecimento de Temperaturas.
- B. Conhecimento da composição dos gases (massa molas média).

O aspecto B, é feito por meio de balanço de espécies químicas envolvidas na reação de combustão considerando-se efeitos de dissociação nos gases queimados a altas temperaturas (consideração 3).

Para o conhecimento da temperatura, aspecto A, considerou-se um processo de cálculo que pudesse marchar no tempo, sem restrições, procurando garantir que as expressões das derivadas das temperaturas estivessem sempre em função de forma explícita, de grandezas cujos valores fossem todos conhecidos em um determinado instante.

Isto permite que a integração numérica destas expressões seja feita de forma mais simples e rápida. Estas expressões são duas equações diferenciais de primeira ordem em função do ângulo de giro do virabrequim ϕ para as temperaturas de duas primeiras zonas a seguir:

1. VC_u volume de controle dos gases não queimados
2. VC_b volume de controle dos gases queimados
3. VC_c volume de controle das frestas.

Os dois primeiros VC são divididos pela frente de chama, a qual é considerada com um formato de uma casca esférica, centrada em um ponto de ignição especificado (vela de ignição). Considerando-se ainda que, esta seja adiabática e que não haja gradiente de pressão no interior de toda a câmara de combustão. A temperatura e composição em cada VC são consideradas uniformes.

Para o VC_u , a integração da equação diferencial da temperatura pode ser feita sem dificuldade, já que os valores medidos no banco dinamométrico e as características geométricas da câmara de combustão permitem estabelecer o estado inicial da câmara de combustão no instante do fechamento da válvula de admissão.

No VC_b , para que a integração da equação diferencial da temperatura em função de ϕ dos gases queimados, possa iniciar-se, é necessário que se estime uma temperatura inicial, é então feita a hipótese de que a combustão do primeiro volume finito a ser queimado ocorre adiabaticamente e sem restrição à expansão de seus gases. Assim a temperatura desse primeiro pacote de gases queimados é igualada à temperatura adiabática de chama.

No caso do VC_c , admite-se que seja e que dele possa ocorrer vazamento para o cârter.

Resumindo; a hipótese fundamental deste estudo físico matemático é aquele seguido por ZABEU (1999): a qualquer instante entre o fechamento da válvula de admissão e a abertura da válvula de escapamento, pode-se tratar a câmara de combustão como sendo dividida principalmente em um volume de controle com gases não queimados (VC_u), compostos por mistura ar-combustível não queimada e gases residuais do ciclo anterior e um outro volume de controle com gases queimados (VC_b). A fronteira comum desses dois volumes de controle é a frente de chama, considerada adiabática e esférica, centrada na vela de ignição. As outras fronteiras são as paredes do cilindro, cabeçote e pistão. Considera-se também o volume de controle correspondente às frestas CV_c , que é admitido constante, e a partir do qual podem ocorrer vazamentos para o cárter. Admite-se não haver gradientes de pressão no interior da câmara, bem como supõe-se regime de uniformidade de temperatura e composição nos três VC .

5.1. Equações de estado

5.1.1. Para VC_u e VC_b

Outra convenção adotada, é que todas as derivadas de grandezas designadas por um ponto acima da variável que as representam, devem ser tomadas em relação à posição angular do virabrequim ϕ , já que para uma condição de velocidade angular constante essas derivadas só diferem das tomadas em relação ao tempo por uma constante multiplicativa. Isto é:

$$\frac{dT}{dt} = \frac{dT}{d\phi} \frac{d\phi}{dt} \quad (109)$$

A velocidade angular se define como a primeira derivada do deslocamento angular da manivela com relação ao tempo. Partindo da condição de que esta velocidade é constante, pode se expressar por número de revoluções do virabrequim n por minuto:

$$\omega = \frac{d\phi}{dt} = \frac{2\pi n}{60} \approx 0,1047n \text{ [rad/s]}. \quad (110)$$

O deslocamento angular da manivela quando $\omega = \text{cte}$ determina-se pelo movimento uniforme:

$$\phi = \omega t \text{ [rad]} \quad (111)$$

ou

$$\phi = \frac{180}{\pi} \omega t = \frac{180}{\pi} \cdot \frac{\pi n}{30} t = 6nt \text{ [graus]}, \quad (112)$$

onde t em segundos e n em rpm.

Entrando na aplicação da equação de estado, tem-se M_{ch} que é a massa total contida no cilindro num determinado instante (sem considerar as frestas). Para conservação de massa nas duas zonas deve-se ter:

$$M_{ch} = M_u + M_b \quad (113)$$

onde M_u e M_b representam as massas das zonas não queimada e queimada, respectivamente.

Derivando-se a eq.(113) em relação à ϕ , chega-se a:

$$\dot{M}_{ch} = \dot{M}_u + \dot{M}_b. \quad (114)$$

O volume da câmara V (sem considerar o volume das frestas) em cada instante pode ser escrito como a soma dos volumes de controle ocupados pelas duas zonas:

$$V = V_u + V_b \quad (115)$$

onde V pode ser calculado através de relações geométricas do motor.

Derivando-se eq. (115) em relação à posição angular do virabrequim, obtém-se:

$$\dot{V} = \dot{V}_u + \dot{V}_b. \quad (116)$$

Admitindo que os gases em ambas as zonas possam ser considerados como

perfeitos, suas equações de estado podem ser escritas como segue:

$$pV_u = M_u R_u T_u \quad (117)$$

$$pV_b = M_b R_b T_b \quad (118)$$

onde p e T se referem à pressão e temperatura absolutas e R é a constante universal dos gases em base mássica, ou seja, $R = \frac{\tilde{R}}{mol}$ para cada zona. Para efeito de esclarecimento,

será utilizado $\tilde{R} = 83,145 \frac{bar \cdot cm^3}{gmol \cdot K}$.

5.1.2. Para frestas (VC_c)

Como foi visto na análise e revisão da literatura, existem várias frestas na câmara de combustão que podem armazenar quantidades consideráveis de combustível não queimado durante os períodos de compressão e combustão. Essas frestas compreendem a folga entre o pistão e o cilindro logo acima do primeiro anel, região entre os anéis e o pistão (fundo dos canaletes), cavidades em torno da vela de ignição, cavidade em torno das válvulas e pequenos interstícios ao longo da junta do cabeçote.

Quando se trata de motores onde a mistura do combustível e ar é feita fora do cilindro, caso deste trabalho, o efeito dessas frestas é significativamente maior que em motores de formação da mistura ar combustível na câmara de combustão, pois essas frestas irão, em determinados períodos, retirar da câmara principal mistura combustível para, posteriormente, devolvê-la à câmara. Como a relação área/volume dessas frestas é muito grande, a troca de calor se processa de forma a aproximar a temperatura dos gases

nelas contidos à temperatura de suas paredes, pelo que será considerado somente o fluxo de mistura não queimada entre as frestas e a câmara. Essa hipótese é razoável na medida em que, por tratar de regiões relativamente frias e de espessura reduzida, o efeito de extinção (*quenching*) faz com que a frente de chama não consiga propagar-se para dentro das frestas.

Vale realçar que sendo o efeito das frestas secundário na análise de liberação de calor em função do pequeno volume ocupado, uma demasiada sofisticação em seu modelo não se justifica. Portanto, o modelo para frestas a ser empregado neste trabalho, para a parte de análise de liberação de calor, parte da hipótese de que todas as frestas podem ter seus efeitos considerados em conjunto, como se seus volumes pudessem ser agrupados em um único denominado V_c . Admite-se também para os cálculos que a qualquer instante, a pressão reinante na câmara de combustão seja igual àquela presente nas frestas. Mas, considera-se o fato de que, enquanto a pressão é crescente, o fluxo de gases é da câmara para as frestas; a partir do instante em que a pressão começa a cair, o fluxo se reverte, passando a ocorrer das frestas para a câmara. Estas hipóteses são válidas com relação à energia. Para estimar as emissões de *THC* e *CO*, seria necessário um modelo mais sofisticado, o qual considere uma fração do CV_c submetida aos gases queimados.

Utilizando o modelo de gás perfeito, agora para as frestas:

$$M_c R_c T_c = p V_c, \quad (119)$$

pode-se escrever a massa de gases não queimados contida nas frestas como:

$$M_c = \frac{p V_c}{R_c T_c} \quad (120)$$

onde M_c : massa de gases contidos nas frestas, p : pressão nas frestas (igual a da câmara),

V_c : volume total das frestas, $R_c = \frac{\tilde{R}}{mol_c}$: constante para os gases contidos nas frestas

(mistura não queimada) e T_c : temperatura absoluta dos gases contidos nas frestas considerada igual a temperatura das paredes.

Para obter a variação de massa contida nas frestas, basta derivar a eq. (120) em relação à posição angular do virabrequim:

$$\dot{M}_c = \frac{\dot{p}V_c}{R_c T_c} \quad (121)$$

já que V_c , R_c e T_c são considerados constantes.

Essas equações serão empregadas no balanço global de massa.

Desprezando restrições ao fluxo de gases entre a câmara de combustão e a região de frestas, e não considerando as forças dinâmicas dos anéis dentro dos canaletos (durante a expansão, o primeiro anel se mantém apoiado na face inferior), a pressão reinante nesta última, admitida como espacialmente uniforme, ficou imposta pela evolução da pressão de equilíbrio durante o ciclo de trabalho do motor (valores medidos).

5.2. Modelo de vazamento

O mecanismo de vazamento de gases da câmara de combustão para o cárter de um motor é complexo, já que envolve escoamentos bloqueados em alguns pontos (*gaps* entre pontas dos anéis), escoamentos através de passagens e folgas entre anéis e pistão e escoamento ao longo de algumas regiões da superfície de contato anel-cilindro. O modelo de vazamento aqui adotado é o mesmo adotado por ZABEU (1999), que

objetiva resolver globalmente a quantidade de massa que vaza para o cárter durante um ciclo completo. Esse modelo se resume no escoamento crítico de gás perfeito desde as frestas até o cárter através de um orifício equivalente a todos os descritos acima.

Como em grande parte do período, que vai, desde o fechamento da válvula de admissão até a abertura da válvula de escapamento, a pressão é grande o suficiente para promover um escoamento bloqueado de gases para o cárter, esse será o regime de escoamento adotado ao longo de todo esse período. Admitindo então, que todo o vazamento ocorra sob o regime de escoamento crítico, através das relações de escoamento bloqueado para gás perfeito, a vazão mássica em um motor para o cárter pode ser escrita como (eq. (22) da revisão e análise da bibliografia):

$$\dot{M}_{bb} = \left[\frac{d\theta}{dt} \right]^{-1} K_{bb} p \quad (122)$$

onde o subscrito *bb* denota *blow-by* e o termo $\left[\frac{d\theta}{dt} \right]^{-1}$ foi introduzido para referir o fluxo de massa à posição angular do virabrequim. A constante deverá ser então determinada através de medições de *blow-by* em um motor específico, de ZABEU (1999) o valor de $K_{bb} = 0,044$.

5.3. Conservação global da massa

Como existe um volume das frestas com composição, temperatura e pressão conhecidas e ainda um vazamento de gases não queimados para o cárter, a soma das massas nos volumes de controle dos gases não queimados e queimados não será

constante ao longo de todo o período analisado. Para que haja conservação global de massa, a variação da soma das massas nos dois VC de gases queimados e não queimados deve ser igual ao oposto do fluxo de massa que entra nas frestas, eq. (23) da revisão e análise da bibliografia. Já a variação da massa contida nas frestas pode ser expressa pela soma algébrica dos fluxos de massa oriundo da câmara e destinado ao cárter, eq. (24).

O fluxo de massa que entra nas frestas é dado pela eq. (25):

$$\dot{m}_{mcrev} = \frac{\dot{p}V_c}{R_u T_u} + \left(\frac{d\theta}{dt} \right)^{-1} K_{bb} P \text{ que simplificada ficaria como:}$$

$$\dot{m}_{mcrev} = \frac{\dot{p}V_c}{R_u T_u} + 0,044 \left(\frac{2\pi n}{60} \right)^{-1} P, \quad (123)$$

onde n em rpm. Guardando-se a convenção de que, quando $\dot{m}_{mcrev} > 0$ a massa está entrando no volume de controle das frestas e, conseqüentemente, quando $\dot{m}_{mcrev} < 0$ a massa está saindo das frestas para a câmara.

5.4. Conservação de energia

A Primeira Lei da Termodinâmica, ao ser aplicada a um volume de controle com fronteiras móveis, resulta em:

$$\frac{dQ}{dt} + \sum \frac{dm_e}{dt} \left(h_e + \frac{v_e^2}{2} + z_e g \right) = \frac{dE}{dt} + \sum \frac{dm_s}{dt} \left(h_s + \frac{v_s^2}{2} + z_s g \right) + \frac{dW}{dt} \quad (124)$$

onde:

$\frac{dQ}{dt}$ fluxo de calor que atravessa a superfície de controle (positivo quando entra no VC)

$\frac{dm_e}{dt}$ e $\frac{dm_s}{dt}$ fluxos de massa de entrada e saída que atravessam a superfície de controle

$\frac{dE}{dt}$ variação da energia interna do conteúdo do volume de controle (ao se desprezarem

as energias cinética e potencial associadas ao volume de controle)

$\frac{dW}{dt}$ potência de eixo e/ou associada ao deslocamento da superfície de controle (positiva

quando sai do VC)

h entalpia específica dos fluxos de massa que cruzam o VC

$\frac{v^2}{2}$ energia cinética específica dos fluxos de massa que cruzam o VC

z g : energia potencial específica dos fluxos de massa que cruzam o VC.

Ao se adotar a mesma referência para valores de entalpia e energia interna para todas as substâncias presentes na mistura combustível e nos produtos da combustão, não é necessário se considerar o calor liberado pela combustão uma vez que esse valor já se encontra incluso no balanço de energias internas e/ou entalpias.

Ao se aplicar a eq. (124) aos volumes de controle de cada uma das zonas, serão desprezadas as parcelas de energia cinética e potencial dos fluxos de massa em função de serem muito pequenas frente à parcela devida à entalpia. A região das frestas, por ter volume, temperatura e composição conhecidos, não necessita de uma equação particular da Primeira Lei para determinação de seu estado. Também podem-se referir todas as derivadas à posição angular do virabrequim no lugar do tempo, uma vez que, como já mencionado anteriormente, supõe-se sua velocidade angular constante.

5.4.1. Zona não queimada

Particularizando a eq. (181) para o volume de controle dos gases não queimados, tem-se:

$$\dot{Q}_u + \sum \dot{m}_e h_e = \dot{E}_u + \sum \dot{m}_s h_s + \dot{W}_u \quad (125)$$

Como foi visto na análise e revisão da bibliografia com o trabalho de ZABEU (1999), somente será considerada a possibilidade de fluxo de gases não queimados entre a câmara e as frestas, ou seja, gases queimados não chegam a entrar nas frestas. Assim sendo, existem quatro situações a serem consideradas: enquanto não há queima, só podem ocorrer fluxos de massa de gases não queimados da câmara para as frestas (situação 1) ou das frestas para a câmara (situação 2).

Situação 1 (sem queima):

FIGURA 45. Fluxos de massa de gases não queimados da câmara para as frestas.

Massa saindo do VC_u , e entrando nas frestas ($\dot{m}_{increv} \geq 0$), com $\sum \dot{m}_e h_e = 0$.

Portanto, tem-se:

$$\dot{Q}_u = \dot{E}_u + \dot{m}_{increv} h_u + \dot{W}_u. \quad (126)$$

Situação 2 (sem queima):

FIGURA 46. Fluxos de massa de gases não queimados das frestas para a câmara.

Massa saindo das frestas e entrando no VC_u ($\dot{m}_{increv} < 0$), com $\sum \dot{m}_s h_s = 0$.

Portanto, tem-se: $\dot{Q}_u - \dot{m}_{increv} h_c = \dot{E}_u + \dot{W}_u$ ou,

$$\dot{Q}_u = \dot{E}_u + \dot{m}_{increv} h_c + \dot{W}_u. \quad (127)$$

Como foi demonstrado na revisão e análise da bibliografia, a eq. (126) e a eq. (127) podem ser agrupadas em uma só, a eq. (29):

$$\dot{Q}_u = \dot{E}_u + \dot{m}_{increv} h^* + \dot{W}_u,$$

com $h^* = h_u$ quando $\dot{m}_{increv} \geq 0$ e $h^* = h_c$ quando $\dot{m}_{increv} < 0$.

Uma vez iniciada a queima, o fluxo de massa dos gases não queimados pode ocorrer do VC_u para o VC_b e para as frestas (situação 3) ou das frestas para o VC_b (situação 4). Nesta última situação, supõe-se que os gases não queimados que venham a sair das frestas em algum instante sejam instantaneamente “queimados” e passem a

integrar o VC_b . Assim, a eq. (125) pode ser reescrita sob duas formas:

Situação 3 (com queima):

FIGURA 47. Fluxo de massa dos gases não queimados do VC_u para o VC_b e para as frestas.

Massa saindo do VC_u entrando nas frestas ($\dot{m}_{increv} \geq 0$) e no VC_b , $\sum \dot{m}_e h_e = 0$.

Portanto, tem-se:

$$\dot{Q}_u = \dot{E}_u + \dot{m}_{increv} h_u + \dot{m}_{u \rightarrow b} h_u + \dot{W}_u. \quad (128)$$

Como foi demonstrado na revisão e análise da bibliografia, para esta situação chega-se à eq. (32).

$$\dot{Q}_u = \dot{E}_u - \dot{M}_u h_u + \dot{W}_u$$

Situação 4 (com queima):

FIGURA 48. Fluxo de massa dos gases não queimados do VC_u e das frestas para o VC_b .

Massa saindo do VC_u e das frestas ($\dot{m}_{inrev} < 0$) e entrando no VC_b $\sum \dot{m}_e h_e = 0$.

Portanto, tem-se:

$$\dot{Q}_u = \dot{E}_u + \dot{m}_{u \rightarrow b} h_u + \dot{W}_u, \quad (129)$$

finalmente, chega-se à eq. (34) da revisão e análise da bibliografia:

$$\dot{Q}_u = \dot{E}_u - \dot{M}_u h_u + \dot{W}_u. \quad (130)$$

Eq. (32) e (34) são idênticas.

O passo a seguir por ZABEU (1999), foi expressar a variação da energia interna em função da entalpia específica, propriedade escolhida para caracterizar o estado de cada um dos VC , para chegar à expressão que permite avaliar a derivada da temperatura dos gases não queimados em relação à posição angular do virabrequim.

Para as situações 1 e 2, eq (35):

$$\dot{T}_u = \frac{\frac{\dot{Q}_u}{M_u} - \frac{\dot{m}_{inrev}}{M_u} (h^* - h_u) + \frac{\dot{P}}{\rho_u}}{\frac{\partial h_u}{\partial T_u}}.$$

Para as situações 3 e 4 (com queima), eq (36):

$$\dot{T}_u = \frac{\frac{\dot{Q}_u}{M_u} + \frac{\dot{p}}{\rho_u}}{\frac{\partial h_u}{\partial T_u}}.$$

A diferença entre a eq. (35) e a eq. (36) pode ser explicada pelo seguinte: os fluxos de entalpia associados aos fluxos de massa que atravessam o VC_u , só podem influenciar diretamente a temperatura dos gases não queimados, quando esses fluxos entram no volume de controle com uma entalpia específica diferente da que existe no seu interior. Quando esses fluxos saem do VC_u , não acarretam mudança de temperatura dos gases no volume de controle. Como na situação 3 e 4, por hipótese, não entra massa no VC_u pois os fluxos de massa que saem das frestas são “queimados” diretamente e passam a integrar o VC_b . O termo relacionado ao fluxo de entalpia que aparece na eq. (35) não existe na eq. (36).

5.4.2. Zona queimada

Agora, para o volume de controle dos gases queimados, obtém-se:

$$\dot{Q}_b + \sum \dot{m}_e h_e = \dot{E}_b + \sum \dot{m}_s h_s + \dot{W}_b. \quad (131)$$

A partir do início da combustão, ZABEU (1999) contempla só duas situações para a região dos gases queimados: o fluxo de massa que entra no VC_b é composto pela massa que deixa de integrar o VC_u para ser queimada e, adicionalmente, pelo fluxo de massa que venha a deixar as frestas (situação 5) ou, queimada toda a massa que se encontrava no interior do VC_u , o único fluxo que entra no VC_b é o proveniente das frestas (situação 6). Nota-se que não se admite saída de massa do VC_b em qualquer uma das situações.

Assim, a eq. (131) pode ser reformulada para cada caso:

Situação 5:

FIGURA 49. Fluxo de massa que entra no VC_b composto pela massa que deixa de integrar o VC_u para ser queimada e fluxo de massa que venha a deixar as frestas.

Massa saindo do VC_u e das frestas ($\dot{m}_{increv} < 0$), entrando no VC_b , com $\sum \dot{m}_s h_s = 0$. Portanto, tem-se:

$$\dot{Q}_b + \dot{m}_{u \rightarrow b} \cdot h_u - \dot{m}_{increv} \cdot h_c = \dot{E}_b + \dot{W}_b. \quad (132)$$

Situação 6:

FIGURA 50. Queimada toda a massa que se encontrava no interior do VC_u , o único fluxo que entra no VC_b é o proveniente das frestas.

Massa saindo das frestas e entrando no VC_u ($\dot{m}_{increv} < 0$), com $\sum \dot{m}_s h_s = 0$.

Portanto, tem-se:

$$\dot{Q}_b - \dot{m}_{increv} \cdot h_c = \dot{E}_b + \dot{W}_b. \quad (133)$$

Quando $(\dot{m}_{increv} \geq 0)$ termo relativo ao fluxo de entalpia $\dot{m}_{increv} \cdot h_c$ será computado só no VC_u .

A equações que permitem avaliar a derivada da temperatura dos gases não queimados em relação à posição angular do virabrequim para estas situações, são

Para a situação 5, eq (40):

$$\dot{T}_b = \frac{\frac{\dot{Q}_b}{M_b} + \left[A - B \cdot \dot{p} \left(\frac{1}{p} - \frac{1}{\rho_b} \frac{\partial \rho_b}{\partial p} \right) \right] (h_u - h_b) + \dot{p} \left(\frac{1}{\rho_b} - \frac{\partial h_b}{\partial p} \right) - \frac{\dot{m}_{increv}}{M_b} (h_c - h_u)}{\frac{\partial h_b}{\partial T_b} - B \frac{(h_c - h_u)}{\rho_b} \frac{\partial \rho_b}{\partial T_b}}$$

que é a equação que fornece a derivada da temperatura dos gases queimados em relação à posição angular do virabrequim, enquanto ainda há massa na região dos gases não queimados, com A e B dados por:

$$A = \frac{\rho_u \left(\dot{V} + V \left(\frac{\dot{p}}{p} - \frac{\dot{T}_u}{T_u} \right) \right) + \dot{m}_{increv}}{\left(V \rho_u - M + \int_{\theta_{VC}}^{\theta} \dot{m}_{increv} d\theta \right)} + \frac{\rho_u}{\rho_u - \rho_b} \left[\frac{\dot{T}_u}{T_u} \right] \quad (134)$$

e

$$B = \frac{\rho_u}{\rho_u - \rho_b} \quad (135)$$

Para a situação 6, representada pela eq. (133), na qual pressupõe-se finda a massa da região dos gases não queimados $(\dot{m}_{u \rightarrow b} = 0)$, a equação que fornece a derivada da temperatura dos gases queimados é gerada de forma análoga à empregada na obtenção da eq. (40), resultando a eq. (41):

$$\dot{T}_b = \frac{\frac{\dot{Q}_b}{M_b} + \dot{p} \left(\frac{1}{\rho_b} - \frac{\partial h_b}{\partial p} \right) - \frac{\dot{m}_{increv}}{M_b} (h_c - h_b)}{\frac{\partial h_b}{\partial T_b}}.$$

Assim, foram explícitas duas equações diferenciais para as temperaturas das regiões não queimada e queimada $(\dot{T}_u)$ e $(\dot{T}_b)$ em cada situação que, integradas em

função do ângulo do virabrequim, fornecem as temperaturas dos dois VC em cada instante. Para que se possa determinar o volume e massa de cada um dos VC em cada posição angular ϕ do virabrequim, serão utilizadas as equações de estado e a equação de conservação de massa que, escritas de forma conveniente, resultam as eq. (42), (43), (44) e (45):

$$V_u = \frac{M - \int_{\theta_{VC}}^{\theta} \dot{m}_{incrv} d\theta - \rho_b V}{\rho_u - \rho_b}$$

$$V_b = V - V_u$$

$$M_u = \rho_u V_u$$

$$M_b = \rho_b V_b.$$

Dessa forma, partindo-se desse conjunto de equações, aliadas às relações que permitam avaliar propriedades como h , $\frac{\partial h}{\partial T}$, $\frac{\partial h}{\partial p}$, ρ , $\frac{\partial \rho}{\partial T}$ e $\frac{\partial \rho}{\partial p}$ para o conteúdo de cada um dos VC em função da temperatura e pressão correspondente e, utilizando-se o modelamento de *Woschni* para estimar a troca de calor com as paredes da câmara, podem ser calculados parâmetros como evolução da fração de massa queimada, duração total de queima (bem como suas parciais), taxa de liberação de calor, etc.

5.5. Propriedades termodinâmicas

A resolução das equações diferenciais das temperaturas, requer que sejam conhecidas certas propriedades termodinâmicas dos gases contidos nos VC . Como cada VC contém várias espécies gasosas, inicialmente deve-se identificar e quantificar esses componentes.

Para temperaturas abaixo de 1000 K, a dissociação nos produtos de combustão pode ser desprezada, de forma que, a quantificação dos componentes do VC_b é feita de forma simplificada, como é feita também para o VC_u e VC_c (onde se admitiu não ocorrer dissociação).

Para temperaturas superiores a 1000 K, onde a dissociação química é considerável, serão utilizadas aqui, as relações apresentadas no trabalho de MARTIN (1977), brevemente comentado no capítulo da revisão bibliográfica.

5.5.1. Quantificação de espécies químicas do VC_b abaixo de 1000 K e do VC_u

Supondo-se que, a composição molar mínima do combustível possa ser expressa por C_aH_b , a equação química de sua combustão com o oxigênio do ar pode ser escrita como HEYWOOD (1988):

A razão A/C estequiométrica é:

$$(A/C)_s = \frac{\left(a + \frac{b}{4}\right)(32 + 3,773 \cdot 28,16)}{a \cdot 12,011 + b \cdot 1,008} \quad (137)$$

onde: 32 é a massa molecular do O_2 , 28,16 é o peso molecular do N_2 , 12,011 é o peso molecular do C e 1,008 o peso molecular do H .

Para a gasolina representada por C_8H_{18} , temos:

Substituindo na eq. (137) temos uma razão:

$$(A/C)_{s_{gasolina}} = 15,14 \text{ kg de ar/kg de combustível.}$$

Para o etanol C_2H_5OH (etanol anidro), temos:

$$(A/C)_s = \frac{3(32 + 3,773 \cdot 28,16)}{2 \cdot 12,011 + 6 \cdot 1,008 + 16} = 9,00$$

$$(A/C)_{s_{etanol(anidro)}} = 9,00 \text{ kg de ar/kg de combustível.}$$

Para calcular a razão $(A/C)_s$ do etanol comum brasileiro, deve-se levar em conta a quantidade de água que ele contém. O etanol usado neste trabalho apresentou um grau

alcoólico de 92 INPM, portanto a umidade é de $W = 7,4\%$ em peso. A relação peso do combustível seco e úmido pode ser representado por:

$$\frac{P_{\text{seco}}}{P_{\text{úmido}}} = \frac{100 - W}{100} = 0,926$$

Assim, $(A/C)_{s \text{ etanol hidratado}} = 9,00 * 0,926 = 8,33$ kg de ar/kg de combustível.

Um litro de mistura de 0,5 lt de gasolina e 0,5 lt de etanol hidratado tem:

$$0,50 \text{ lt} * 0,810 \text{ kg/lt} = 0,405 \text{ kg de etanol hidratado}$$

$$0,11 \text{ lt} * 0,790 \text{ kg/lt} = 0,0869 \text{ kg de etanol anidro}$$

$$0,39 \text{ lt} * 0,742 \text{ kg/lt} = 0,2894 \text{ kg de gasolina}$$

$$1,00 \text{ lt} \quad \quad \quad 0,7813 \text{ kg de mistura a } 50\%$$

Portanto, as quantidades de ar para oxidar essas parcelas de combustível seria:

$$8,33 \text{ kg de ar/kg de comb.} * 0,405 \text{ kg de etanol hidratado} = 3,37 \text{ kg de ar}$$

$$9,00 \text{ kg de ar/kg de comb.} * 0,0869 \text{ kg de etanol anidro} = 0,78 \text{ kg de ar}$$

$$15,14 \text{ kg de ar/kg de comb.} * 0,2894 \text{ kg de gasolina} = 4,38 \text{ kg de ar}$$

$$0,7813 \text{ kg de mistura} \quad \quad \quad 8,53 \text{ kg de ar}$$

Porém, a razão $(A/C)_s$ para a mistura de 50 % seria:

$$\frac{8,53}{0,7813} = 10,92 \text{ kg de ar/kg de comb.}$$

$$(A/C)_{s, \text{mistura } 50\%} = 10,92 \text{ kg de ar/kg de comb.}$$

Um litro de mistura de 0,37 lt de etanol hidratado, 0,14 lt de etanol anidro e 0,49 lt de gasolina tem:

$$0,37 \text{ lt} * 0,810 \text{ kg/lt} = 0,2997 \text{ kg de etanol hidratado}$$

$$0,14 \text{ lt} * 0,790 \text{ kg/lt} = 0,1106 \text{ kg de etanol anidro}$$

$$0,49 \text{ lt} * 0,742 \text{ kg/lt} = 0,3635 \text{ kg de gasolina}$$

$$1,00 \text{ lt} \quad \quad \quad 0,7738 \text{ kg de mistura}$$

Sendo assim, a quantidade de ar para oxidar essas parcelas de combustível seria:

$$8,33 \text{ kg de ar/kg de comb.} * 0,2997 \text{ kg de etanol hidratado} = 2,50 \text{ kg de ar}$$

$$9,00 \text{ kg de ar/kg de comb.} * 0,1106 \text{ kg de etanol anidro} = 0,99 \text{ kg de ar}$$

$$15,14 \text{ kg de ar/kg de comb.} * 0,3635 \text{ kg de gasolina} = 5,50 \text{ kg de ar}$$

$$0,7738 \text{ kg de mistura} \quad \quad \quad 8,99 \text{ kg de ar}$$

Porém, a razão $(A/C)_s$ para a mistura de 37 % seria:

$$\frac{8,99}{0,7738} = 11,61 \text{ kg de ar/kg de combustível.}$$

$$(A/C)_{s_{0,37\%}} = 11,61 \text{ kg de ar/kg de combustível.}$$

Para 0,5 litros de gasolina (com 22% de etanol anidro), temos:

$$0,11 \text{ lt} * 0,790 \text{ kg/lt} \rightarrow 0,0869 \text{ kg de etanol anidro}$$

$$0,39 \text{ lt} * 0,742 \text{ kg/lt} \rightarrow 0,2894 \text{ kg de gasolina}$$

$$0,50 \text{ lt} \quad \quad \quad 0,3763 \text{ kg de gasolina}$$

Então, a quantidade de ar necessária para oxidar essas parcelas combustíveis seria:

$$9,00 \text{ kg de ar} * 0,0869 \text{ kg de etanol anidro} = 0,78 \text{ kg de ar}$$

$$15,14 \text{ kg de ar} * 0,2894 \text{ kg de gasolina} = 4,38 \text{ kg de ar}$$

$$0,3763 \text{ kg de gasolina comum} = 5,16 \text{ kg de ar}$$

Sendo assim, para oxidar 1 kg de gasolina (com 22% de etanol anidro), seriam necessários:

$$\frac{5,16}{0,3763} = 13,71 \text{ kg de ar/kg de combustível.}$$

$$(A/C)_{s \text{ gasolina comum}} = 13,71 \text{ kg de ar/kg de combustível.}$$

A razão de equivalência ϕ , segundo HEYWOOD (1988):

$$\phi = \frac{(C/A)_{real}}{(C/A)_s} \quad (140)$$

O inverso de ϕ , é a razão relativa ar-combustível λ :

$$\lambda = \phi^{-1} = \frac{(A/C)_{real}}{(A/C)_s} \quad (141)$$

A TABELA 12 mostra os valores da $(A/C)_s$, anteriormente calculados, dos combustíveis a pesquisar neste trabalho.

TABELA 12. Valores da $(A/C)_s$ dos combustíveis utilizados nos ensaios.

Combustíveis	Etanol hidratado	Gasolina Brasileira	Mistura 50 %	Mistura 37 %
$(A/C)_s$	8,33	13,71	10,92	11,61
$(C/A)_s$	0,120	0,073	0,092	0,086

Para misturas pobres $\phi < 1$, $\lambda > 1$

Para mistura estequiométrica $\phi = \lambda = 1$

Para misturas ricas $\phi > 1$, $\lambda < 1$.

A eq. (136) pode ser escrita por moles de O_2 para qualquer combustível hidrocarboneto como:

onde:

$\psi = 3,773$ para o ar, razão N/O

$$\varepsilon = \frac{4}{4 + y} \quad (143)$$

y = razão molar H/C do combustível ($y = b/a$ para a eq. (136))

ϕ = razão de equivalência

n_i = moles da espécie i por moles do O_2

Dependendo da razão de equivalência ϕ , tem-se três restrições como foi visto na revisão e análises bibliográficas.

Para combustíveis de composição CH_xO_z temos:

onde z é a relação O/H .

A eq. (144) pode ser escrita por moles de O_2 como:

onde:
$$\xi = \frac{2}{2 - \varepsilon z(1 - \phi)} \quad (146)$$

Sem:
$$\phi^* = \xi \phi, \quad (147)$$

e
$$\psi^* = \left(1 - \frac{\varepsilon z}{2}\right) \xi \psi, \quad (148)$$

a eq. (145) pode ser escrita como:

$$\phi \varepsilon C + 2\phi^*(1 - \varepsilon)H_2 + O_2 + \psi^* N_2 \quad (149)$$

a qual é idêntica à eq. (142), equação dos combustíveis hidrocarbonetos.

HEYWOOD (1988) oferece a composição dos gases queimados abaixo de 1740 K. Estes valores serão mostrados na TABELA 13, onde ϕ^* substitui a ϕ , e ψ^* substitui a ψ nas expressões de n_i .

TABELA 13. Composição dos gases queimados abaixo de 1740 K. (Fonte HEYWOOD (1988)).

Espécie	n_i moles/mol de O_2 do ar	
	$\phi \leq 1$	$\phi > 1$
CO_2	$\varepsilon \phi$	$\varepsilon \phi - c$
H_2O	$2(1 - \varepsilon)\phi$	$2(1 - \varepsilon)\phi + c$
CO	0	c
H_2	0	$2(\phi - 1) - c$
O_2	$1 - \phi$	0
N_2	ϕ	ϕ
Total: n_b	$(1 - \varepsilon)\phi + 1 + \psi$	$(2 - \varepsilon)\phi + \psi$

Onde c é a quantidade de CO oriunda da transformação de CO_2 para misturas ricas, segundo a equação:

em equilíbrio com a constante K da revisão e análises da bibliografia, onde foi visto que o valor de K pode ser 3,5:

$$K(T) = \frac{n_{H_2O} n_{CO}}{n_{CO_2} n_{H_2}} = 3,5$$

Os valores de c são obtidos pela equação quadrática seguinte:

$$ac^2 + bc + d = 0 \quad (151)$$

onde:

$$a = (K - 1)$$

$$b = \{K[2(\phi - 1) + \varepsilon\phi] + 2(1 - \varepsilon\phi)\}$$

$$d = 2K\varepsilon\phi(\phi - 1)$$

Finalmente, segundo ZABEU (1999), a massa molecular média dos gases contidos no VC_b é:

$$MW_b = \frac{\varepsilon\phi(12 + y \cdot 1 + z \cdot 16) + (32 + \psi \cdot 28)}{n_{b_{total}}} \quad (152)$$

Para determinar a massa molecular média dos gases contidos no VC_u , segue-se a seguinte metodologia:

Chamando de cx o número de átomo de carbono presente em uma molécula do combustível, nota-se que, a quantidade de moles de combustível por mol de O_2 do ar é $\frac{\varepsilon\phi}{cx}$. Como sempre, há uma fração de gases queimados presentes na mistura fresca

provinha de EGR (*exhaust gas recycled*) ou de gases residuais, há que se considerar essa fração na composição dos gases não queimados para a completa identificação das espécies do VC_u . Sendo $resfrk$, essa fração (em base molar) de gases queimados residuais presentes na mistura não queimada. ZABEU (1999) considera o cálculo de YUN MIRSKY (1974), que fornece uma forma prática de se estimar esta fração molar de gases residuais a partir da curva de pressão e dos instantes de abertura e fechamento da válvula de escapamento, considerando uma expansão politrópica. A fração de gases residuais $resfrk$ pode ser dada pela expressão:

$$resfrk = \frac{V_{evc}}{V_{evo}} \left(\frac{p_{evc}}{p_{evo}} \right)^{\frac{1}{n}}, \quad (153)$$

onde V_{evc} e V_{evo} designam os volumes da câmara no instante de fechamento e abertura da válvula de escapamento, bem como p_{evc} e p_{evo} , os valores de pressão correspondentes, e n o expoente politrópico.

Para este trabalho, é necessário ser mais preciso com o valor de $resfrk$, já que

este parâmetro depende muito da taxa de compressão e da temperatura da mistura ar-combustível que entra no cilindro, ambos tiveram valores diferentes para os combustíveis ensaiados. Na taxa de compressão os valores foram de 8, 9,5 e 11. Na temperatura da mistura ar-combustível existe uma diferença significativa entre o etanol e a gasolina. Segundo FEITOSA (1998), trabalho desenvolvido em nossa área de pesquisa, onde se analisou o processo de vaporização do etanol e misturas etanol-gasolina, no coletor de admissão de um motor carburado, verificou-se que a fração de combustível vaporizado está diretamente relacionada com a temperatura e com as características do combustível. Os testes indicaram que a temperatura para a mistura ar-combustível que entra no cilindro, o motor funcionando com etanol, está em média de 12°C abaixo da gasolina, com o motor funcionando sem carga.

Com o trabalho agora desenvolvido para esta tese, verificou-se que as diferenças de temperaturas de mistura ar-combustível que entra nos cilindros, são maiores entre o etanol e a gasolina, logicamente, trabalhando o motor com carga. Esta é a causa pela qual necessita-se, para os cálculos, considerar uma equação de *resfirk* que dependa da taxa de compressão e da temperatura das misturas ar-combustível que ingressam no cilindro. Segundo JOVAJ (1997):

$$resfirk = \frac{T_a}{T_r} \frac{p_r}{\varepsilon p_a - p_r}, \quad (154)$$

onde T_a e p_a são a temperatura e a pressão do ar-combustível medida na válvula de admissão, T_r e p_r são temperatura e a pressão dos gases queimados na saída da válvula de escapamento e ε taxa de compressão.

Para medir T_r existiram várias dificuldades, devido à altas temperaturas dos gases (de 1000 K a 1700 K aproximadamente) e ao fluxo dos gases, o termopar colocado bem próximo à válvula de escapamento se rompia com muita facilidade. Tentou-se então com vários tipos de termopar existentes no laboratório, mas nenhum deles deu resultado. Decidiu-se então, medir a temperatura a 40 cm do bloco do motor na tubulação de escapamento, para ao menos conseguir um valor de temperatura destes gases que permitissem uma comparação para os diferentes combustíveis utilizados. Esta comparação permitiu confirmar o fato de que a gasolina emite gases mais quentes que o

etanol. Sendo assim, para o cálculo de $resfirk$, considerou-se uma faixa de T_r entre 1500 e 1700 K correspondendo o menor valor ao etanol e o maior para a gasolina, para as misturas foram considerados valores intermediários a estes. Esta decisão não foi arbitrária, os valores destas temperaturas foram calculados a través do modelo de ZABEU (1999) que considera o cálculo de YUN MIRSKY (1974), eq. (153), considerando um expoente politrópico de 1,25 para todos os combustíveis com suas correspondentes taxas de compressão. O valor de T_r obtido, resultou um parâmetro de entrada para o cálculo de $resfirk$ no modelo modificado e utilizado para os cálculos deste trabalho.

Então, a composição dos gases não queimados abaixo de 1740 K, são mostrados na TABELA 14.

TABELA 14. Composição dos gases não queimados abaixo de 1740 K (Fonte ZABEU (1999))

Espécies	n_i moles/mol de O_2 do ar	
	$\phi \leq 1$	$\phi > 1$
CO_2	$resfirk \cdot \phi \varepsilon$	$resfirk \cdot (\phi \varepsilon - c)$
H_2O	$resfirk \cdot 2\phi \cdot \left(1 - \varepsilon + \frac{z\varepsilon}{2}\right)$	$resfirk \cdot (2 \cdot (1 - \varepsilon\phi) + z\varepsilon\phi + c)$
CO	0	$resfirk \cdot c$
H_2	0	$resfirk \cdot (2 \cdot (\phi - 1) - c)$
O_2	$1 - resfirk \cdot \phi$	$(1 - resfirk)$
N_2	ψ	ψ
combustível	$(1 - resfek) \cdot \left(\frac{\phi \varepsilon}{cx}\right)$	
Total: n_u	$\phi \cdot resfirk \left[1 + \varepsilon \left(z - 1 - \frac{1}{cx}\right)\right] + \frac{\varepsilon \phi}{cx} + 1 + \psi$	$\phi \cdot resfirk \left[1 + \varepsilon \left(z - 1 - \frac{1}{cx}\right)\right] + \frac{\varepsilon \phi}{cx} + 1 + \psi + resfirk(\phi - 1)$

A massa molecular média dos gases contidos no VC_u pode ser determinada pela seguinte equação:

$$MW_u = \frac{\varepsilon\phi(12 + y \cdot 1 + z \cdot 16) + (32 + \psi \cdot 28)}{n_{u, total}}, \quad (155)$$

sendo $n_{u, total}$ o número total de moles presentes no CV_u por mol de O_2 , contando com o gases residuais discriminados na última linha da TABELA 14.

A partir das quantidades molares de cada espécie química contida no VC_b ou VC_u , expressas nas TABELAS 13 e 14 respectivamente, e do número total de moles presentes em cada um dos VC, as frações molares X_i de cada substância pode ser determinadas por:

$$X_i = \frac{n_i}{n_{total}} \quad (156)$$

As massas moleculares médias MW_u e MW_b calculadas pelas eqs. (155) e (152) são expressas em *gmol*.

Conhecendo-se a massa molecular média dos gases contidos nos VC, é possível que suas massas específicas sejam determinadas a partir de suas temperaturas e pressões, pelas equações de estado para gases perfeitos:

$$\rho_u = \frac{p}{R_u \cdot T_u} = \frac{p \cdot MW_u}{\tilde{R} \cdot T_u} \quad (157)$$

$$\rho_b = \frac{p}{R_b \cdot T_b} = \frac{p \cdot MW_b}{\tilde{R} \cdot T_b} \quad (158)$$

onde $\tilde{R} = 83,145 \frac{\text{bar} \cdot \text{cm}^3}{\text{gmol} \cdot \text{K}}$.

5.5.2. Propriedades termodinâmicas dos gases dos VC_b abaixo de 1000 K e do VC_u

Na revisão e análise da bibliografia, foi explicado brevemente a metodologia desenvolvida por HIREN et al. (1976), para determinar as propriedades termodinâmicas dos gases da combustão de hidrocarbonetos em motores, onde a dissociação química pode ser desprezada, isto é, para temperaturas abaixo de 1000 K.

O segundo termo da eq. (58) da revisão e análise bibliográfica pode ser escrito

como:

$$\tilde{h}_i(T) = af_{i,1} \cdot t + \frac{af_{i,2} \cdot t^2}{2} + \frac{af_{i,3} \cdot t^3}{3} + \frac{af_{i,4} \cdot t^4}{4} - \frac{af_{i,5}}{t} + af_{i,6}, \quad (159)$$

onde $\tilde{h}(T)$ é a entalpia específica molar em função da temperatura para várias substâncias, $t = \frac{T(K)}{1000}$, e os coeficientes af_i são obtidos por uma curva ajustada da tabela JANAF.

Da definição de calor específico à pressão constante, vem:

$$\tilde{C}_p = \left. \frac{\partial \tilde{h}}{\partial T} \right|_{p=cte} \quad (160)$$

Segundo VAI WYLEN (1976), para um gás perfeito a entalpia é função unicamente da temperatura, tem-se então:

$$\tilde{C}_p = \frac{\partial \tilde{h}}{\partial T} \quad (161)$$

O calor específico molar à pressão constante pode ser obtido a partir da derivação em relação à temperatura da eq. (159), resultando em:

$$\tilde{C}_{p,i}(T) = af_{i,1} + af_{i,2} \cdot t + af_{i,3} \cdot t^2 + af_{i,4} \cdot t^3 + \frac{af_{i,5}}{t^2} \quad (162)$$

que fornece o calor específico em $\frac{cal}{mol.K}$.

Os coeficientes a serem utilizados neste trabalho são mostrados na TABELA 15, onde as faixas de temperatura para as quais os ajustes dos coeficientes foram feitos, são: $100K \leq T \leq 500K$ e $500K \leq T \leq 6000K$.

TABELA 15. Coeficientes para calcular a entalpia específica molar e o calor específico molar dos gases contidos nos VC. (Fonte: HIRES et al. (1976))

Coeficientes para $100\text{K} \leq T \leq 500\text{K}$							
i	Espécies	af_{i1}	af_{i2}	af_{i3}	af_{i4}	af_{i5}	af_{i6}
1	CO_2	4,73730	16,6530	-11,2320	2,82800	0,0067670	-93,75793
2	H_2O	7,80970	-0,20235	3,41870	-1,17900	0,0014360	-57,08000
3	CO	6,97380	-0,82383	2,94200	-1,17620	0,0004132	-27,19600
4	H_2	6,99190	0,16170	-0,21821	0,29682	-0,0162520	-0,118190
5	O_2	6,29570	2,38840	-0,31479	-0,32674	0,0043590	0,103637
6	N_2	7,09220	-1,29580	3,20690	-1,20220	-0,0003458	-0,013967
7	C_8H_{18}	-0,55313	181,620	-97,7870	20,4020	-0,0309500	-60,51800
Coeficientes para $500\text{K} \leq T \leq 6000\text{K}$							
i	Espécies	af_{i1}	af_{i2}	af_{i3}	af_{i4}	af_{i5}	af_{i6}
1	CO_2	11,9400	2,08860	-0,470290	0,037363	-0,58945	-97,1418
2	H_2O	6,13910	4,60780	-0,935600	0,066695	0,03358	-56,6259
3	CO	7,09960	1,27600	-0,287750	0,022356	-0,15987	-27,7346
4	H_2	5,55570	1,78720	-0,288130	0,019515	0,16118	0,76498
5	O_2	7,86580	0,68837	-0,031944	-0,002687	-0,20139	-0,89346
6	N_2	6,80780	1,45340	-0,328990	0,025610	-0,11895	-0,33184
7	C_8H_{18}	0,55313	181,620	-97,78700	20,40200	-0,03095	-60,5180

A FIGURA 51 mostra graficamente as curvas de entalpia específica molar em função da temperatura calculada a partir dos coeficientes da TABELA 51.

FIGURA 51. Curvas de entalpia molar.

A FIGURA 52 mostra graficamente as curvas de calor específico molar à pressão constante em função da temperatura calculada a partir dos coeficientes da TABELA 51.

FIGURA 52. Curvas de calor específico molar em função da temperatura.

As entalpias específicas, em base molar dos gases contidos nos VC , podem ser computadas através das médias ponderadas das entalpias específicas molares de cada substância componente, utilizando suas frações molares em cada VC como peso, i designa cada um dos componentes presentes no VC_u e j os presentes no VC_b :

$$\tilde{h}_u(T) = \sum_i X_{u,i} \cdot \tilde{h}_i(T) \quad (163)$$

$$\tilde{h}_b(T) = \sum_j X_{b,j} \cdot \tilde{h}_j(T) \quad (164)$$

Somente no VC_u existe combustível em forma de vapor, e não no VC_b , portanto calcula-se também a entalpia específica molar dos combustíveis. Para isso, é utilizado a eq. (165) a partir dos valores dos coeficientes af_{ij} , oferecidos por HEYWOOD (1988), para alguns combustíveis. Estes valores são mostrados na TABELA 16.

$$\tilde{h}_i(T) = af_{i,1} \cdot T + \frac{af_{i,2} \cdot T^2}{2} + \frac{af_{i,3} \cdot T^3}{3} + \frac{af_{i,4} \cdot T^4}{4} - \frac{af_{i,5}}{T} + af_{i,6} + af_{i,8} \quad (165)$$

TABELA 16. Coeficientes para o cálculo da entalpia e calor específico molar dos combustíveis. (Fonte: HEYWOOD (1988))

	af_{i1}	af_{i2}	af_{i3}	af_{i4}	af_{i5}	af_{i6}	af_{i8}
C_2H_5OH	6,990	39,741	-11,926	0	0	-60,214	7,6135
$C_{8,26}H_{15,5}$	-24,078	256,63	-201,68	64,750	0,5808	-27,562	17,792
$C_{7,76}H_{13,1}$	-22,501	227,99	-177,26	56,048	0,4845	-17,578	15,235

O cálculo do calor específico molar para cada combustível é feito pela eq. (162).

A FIGURA 53 mostra graficamente as curvas de entalpia específica molar em função da temperatura calculada a partir dos coeficientes da TABELA 14 e 15.

FIGURA 53. Curvas de entalpia específica molar em função da temperatura.

A FIGURA 54 mostra graficamente as curvas de calor específico molar à pressão constante em função da temperatura calculada a partir dos coeficientes da TABELA 15 e 16.

FIGURA 54. Curvas de calor específico molar à pressão constante em função da temperatura.

Para calcular a entalpia e o calor específico molar em função da temperatura a partir dos coeficientes da TABELA 16, para as misturas de etanol e gasolina, serão considerados como se ambos os combustíveis queimem em separado na câmara de combustão, isto é, a soma da multiplicação das porcentagens e os coeficientes af . Por exemplo, para uma mistura de 22 % de etanol na gasolina, sendo esta $C_{8,26}H_{15,5}$, o valor de af_i é:

$$af_i = (1-0,22)*(-24.078)+0,22*6,99$$

E assim para todos os coeficientes.

5.5.3. Quantificação de espécies químicas e propriedades termodinâmicas do VC_b acima de 1000 K

A determinação das propriedades termodinâmicas para os gases sujeitos à dissociação química, provenientes da combustão de hidrocarbonetos neste trabalho, será feita por meio de relações desenvolvidas por MARTIN (1977).

Esses conceitos foram explicados no item 3.1.4 da revisão bibliográfica, onde

foram mostradas todas as equações a utilizar. O cálculo da massa molecular média dos produtos MW_b em g/mol é calculada pelas eq. (86) e (87). A massa específica dos produtos da combustão é então calculada pela lei de gases perfeitos:

$$\rho = \frac{M \cdot p}{\tilde{R} \cdot T} \quad (166)$$

Onde será utilizado a constante universal dos gases em base molar,

$$\tilde{R} = 83,145 \frac{\text{bar} \cdot \text{cm}^3}{\text{gmol} \cdot \text{K}}.$$

Uma vez formuladas as expressões que fornecem as entalpias e a massa específica dos produtos de combustão (eq. (80) e (166)), suas derivadas em relação a

temperatura e pressão, $\frac{\partial h_b}{\partial T_b}, \frac{\partial h_b}{\partial p}, \frac{\partial \rho_b}{\partial T_b}, \frac{\partial \rho_b}{\partial p}$ podem ser obtidas diretamente pela

aplicação da regra da cadeia. Estas equações foram obtidas por MARTIN (1977):

$$\left(\frac{\partial h_b}{\partial T_b} \right)_p = \frac{\tilde{R}}{2m_{cp}} \left(C_1 + T \left(\frac{\partial C_1}{\partial T} \right)_p + C_2 \left(\frac{\partial \tilde{T}_v}{\partial T} \right)_p + \tilde{T}_v \left(\frac{\partial C_2}{\partial T} \right)_p + \left(\frac{\partial \tilde{h}_f}{\partial T} \right)_p \right) \quad (167)$$

$$\left(\frac{\partial h_b}{\partial p_b} \right)_T = \frac{\tilde{R}}{2m_{cp}} \left(T \left(\frac{\partial C_1}{\partial p} \right)_T + \tilde{T}_v \left(\frac{\partial C_2}{\partial p} \right)_T + \left(\frac{\partial \tilde{h}_f}{\partial p} \right)_p \right) \quad (168)$$

onde:

$$\left(\frac{\partial C_1}{\partial T} \right)_p = 5 \left(\frac{\partial Y}{\partial T} \right)_p + 3 \left(\frac{\partial U}{\partial T} \right)_p \quad (169)$$

$$\left(\frac{\partial \tilde{T}_v}{\partial T} \right)_p = \frac{T_v^2 \exp\left(\frac{T_v}{T}\right)}{T^2 \left[\exp\left(\frac{T_v}{T}\right) - 1 \right]^2} \quad (170)$$

$$\left(\frac{\partial C_2}{\partial T}\right)_p = -2 \left[3 \left(\frac{\partial Y}{\partial T}\right)_p + \left(\frac{\partial U}{\partial T}\right)_p \right] \quad (171)$$

$$\left(\frac{\partial h_f}{\partial T}\right)_p = C_3 \left(\frac{\partial Y}{\partial T}\right)_p + C_4 \left(\frac{\partial U}{\partial T}\right)_p \quad (172)$$

$$\left(\frac{\partial C_1}{\partial p}\right)_T = 5 \left(\frac{\partial Y}{\partial p}\right)_T + 3 \left(\frac{\partial U}{\partial p}\right)_T \quad (173)$$

$$\left(\frac{\partial C_2}{\partial p}\right)_T = -2 \left[3 \left(\frac{\partial Y}{\partial p}\right)_T + \left(\frac{\partial U}{\partial p}\right)_T \right] \quad (174)$$

$$\left(\frac{\partial h_f}{\partial p}\right)_T = C_3 \left(\frac{\partial Y}{\partial p}\right)_T + C_4 \left(\frac{\partial U}{\partial p}\right)_T \quad (175)$$

Todos os termos a serem obtidos são $\frac{\partial(Y,U)}{\partial(p,T)}$, usando a regra da cadeia, temos:

$$\left(\frac{\partial Y}{\partial T}\right)_p = \frac{dY}{dX} \frac{dX}{dA} \left(\frac{\partial A}{\partial T}\right)_p \quad (176)$$

$$\left(\frac{\partial Y}{\partial p}\right)_T = \frac{dY}{dX} \frac{dX}{dA} \left(\frac{\partial A}{\partial p}\right)_T \quad (177)$$

$$\left(\frac{\partial U}{\partial T}\right)_p = \left(\frac{\partial U}{\partial X}\right)_p \frac{dX}{dA} \left(\frac{\partial A}{\partial T}\right)_p + \left(\frac{\partial U}{\partial T}\right)_p \quad (178)$$

$$\left(\frac{\partial U}{\partial p}\right)_T = \left(\frac{\partial U}{\partial X}\right)_p \frac{dX}{dA} \left(\frac{\partial A}{\partial p}\right)_T + \left(\frac{\partial U}{\partial p}\right)_T \quad (179)$$

Para as eq. (74) e (75) se tem:

$$\frac{dY}{dX} = \left(\frac{Y}{X}\right)^3 \left(1 + z + \frac{4}{3}(1 - \phi)\right) \quad \phi \leq 1 \quad (180)$$

$$\frac{dY}{dX} = \left(\frac{Y}{X}\right)^2 \left(1 + \frac{4}{3}z + z^2 - \frac{2}{3}(1-\phi)\right) \quad \phi > 1 \quad (181)$$

Derivando a eq. (76) com relação a A temos:

$$\frac{dX}{dA} = \frac{3C_5(3C_5 + 2C_6A)\varepsilon}{[3(1+2A)C_5 + 2C_6A^2]^2} \quad (182)$$

Derivando a eq. (77) com relação a T e p temos:

$$\left(\frac{\partial A}{\partial T}\right)_p = -\frac{2}{3} \frac{A}{K_1} \left(\frac{\partial K_1}{\partial T}\right)_p \quad (183)$$

$$\left(\frac{\partial A}{\partial p}\right)_T = \frac{-A}{3p} \quad (184)$$

Usando a eq. (72) para simplificar a eq. (183) temos:

$$\left(\frac{\partial A}{\partial T}\right)_p = \frac{2}{3} A \left(\frac{35810}{T^2}\right) \quad (185)$$

As derivadas da eq. (71) são:

$$\left(\frac{\partial U}{\partial X}\right)_{p,T} = \frac{-U\varepsilon}{X(\varepsilon - 2X)} \quad (186)$$

$$\left(\frac{\partial U}{\partial p}\right)_{X,T} = \frac{-U}{p} \quad (187)$$

$$\left(\frac{\partial U}{\partial T}\right)_{p,X} = \frac{62790U}{T^2} \quad (188)$$

Para obter $\frac{\partial \rho_b}{\partial T_b} e \frac{\partial \rho_b}{\partial p}$, deriva-se a eq. (186)

$$\left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_p = \frac{p}{\widetilde{R}} \left[\frac{1}{T} \left(\frac{\partial M}{\partial T}\right)_p - \frac{M}{T^2} \right] \quad (189)$$

$$\left(\frac{\partial \rho}{\partial p}\right)_T = \frac{1}{\widetilde{RT}} \left[M + p \left(\frac{\partial M}{\partial p} \right)_T \right] \quad (190)$$

Considerando que:

$$G = \frac{-m_{cp}}{[1 + (1 - \varepsilon)\phi + \psi + Y + U]^2} \quad \phi \leq 1 \quad (191)$$

$$G = \frac{-m_{cp}}{[(2 - \varepsilon)\phi + \psi + Y + U]^2} \quad \phi > 1 \quad (192)$$

para serem substituídos em:

$$\left(\frac{\partial M}{\partial T}\right)_p = G \left[\left(\frac{\partial Y}{\partial T}\right)_p + \left(\frac{\partial U}{\partial T}\right)_p \right] \quad (193)$$

$$\left(\frac{\partial M}{\partial p}\right)_T = G \left[\left(\frac{\partial Y}{\partial p}\right)_T + \left(\frac{\partial U}{\partial p}\right)_T \right] \quad (194)$$

$\partial(Y, U)/\partial(p, T)$ podem ser obtidas com as eqs. (176) até (188). Estes valores de

$\frac{\partial h_b}{\partial T_b}, \frac{\partial h_b}{\partial p}, \frac{\partial \rho_b}{\partial T_b}, \frac{\partial \rho_b}{\partial p}$ são valores utilizados na integração de $\dot{T}_b$ dada pela eq. (40).

5.6. Modelo de troca de calor

O cálculo da troca de calor entre os gases e as paredes, é baseado nas relações obtidas por WOSCHNI (1966), já descritas na revisão bibliográfica. Neste trabalho, é feita a hipótese seguida por ZABEU (1999), de que as relações obtidas por *Woschni* para um coeficiente médio, podem ser utilizadas em cada um dos dois *VC*, sendo que as propriedades termodinâmicas e de transporte utilizadas pela formulação serão avaliadas particularmente em cada uma das zonas.

Assim, a relação entre os números adimensionais de *Nusselt* e *Reynolds* proposta por WOSCHNI (1966) ($Nu = 0,035Re^{0,8}$), sabendo que:

$$Nu = \frac{hB}{k} \quad \text{e} \quad Re = \frac{\rho w B}{\mu},$$

temos que:

$$Nu = \frac{hB}{k} = 0,035Re^{0,8} = 0,035 \left[\frac{\rho w B}{\mu} \right]^{0,8}, \quad (195)$$

de onde h fica como:

$$h = 0,035 \left[\frac{\rho w B}{\mu} \right]^{0,8} \frac{k}{B}, \quad (196)$$

onde h é o coeficiente de troca de calor por convecção, w a velocidade característica, ρ a massa específica, B dimensão característica (adotada como sendo o diâmetro do cilindro), k o condutibilidade térmica do fluido e μ a viscosidade dinâmica.

A eq. (196) pode ser particularizada para cada um dos *VC*, resultando em:

$$h_u = 0,035 \left[\frac{\rho_u w B}{\mu_u} \right]^{0,8} \frac{k_u}{B} \quad \text{para o } VC_u, \quad (197)$$

$$h_b = 0,035 \left[\frac{\rho_b w B}{\mu_b} \right]^{0,8} \frac{k_b}{B} \quad \text{para o } VC_b. \quad (198)$$

A velocidade característica w é dependente do estágio do ciclo da seguinte forma (WOSCHNI (1966)):

$$w_{sc+comp} = C_1 \cdot c_m \quad (199)$$

para o período da troca de gases ($C_1=6,18$) e para o período de compressão ($C_1=2,28$)

$$w_{comb+exhaust} = C_{1_{comp}} \cdot c_m + C_2 \frac{V_s \cdot T_1}{p_1 \cdot V_f} (p - p_o) \quad (200)$$

para o período da combustão e expansão, onde: c_m é a velocidade média do pistão, T_1 se refere às condições no instante de fechamento da válvula de admissão, p e p_o se referem às pressões com o motor queimando e arrastado, respectivamente, V_s é o volume total deslocado pelo pistão e $C_2 = 3,24 \cdot 10^{-3}$.

A taxa de calor trocado entre cada um dos VC e as superfícies da câmara que os delimitam pode ser (KRIEGER & BORMAN (1966)):

$$\dot{Q}_{ui} = h_u A_{ui} (T_{wi} - T_u) \quad (201)$$

$$\dot{Q}_{bi} = h_b A_{bi} (T_{wi} - T_b) \quad (202)$$

As temperaturas de cada uma das superfícies são adotadas como valores médios constantes ao longo de todo o ciclo e dependem da condição de operação do motor. Esses valores devem ser estimados a partir de medições realizadas na zona de fogo de pistões, cilindros e cabeçote. Mas, ARMAS (1998) propõe uma correlação a partir da temperatura da água do sistema de refrigeração e outros termos de fácil obtenção nos ensaios dinamométricos, essa correlação dada pela eq. (48) da revisão e análise bibliográfica.

5.7. Propriedades de transporte

Para cálculo da troca de calor como foi explicado anteriormente, é necessário que se conheçam a condutibilidade térmica e viscosidade dinâmica dos gases

contidos no VC_u e no VC_b .

5.7.1. Viscosidade dinâmica para gases não queimados (VC_u) e queimados (VC_b)

Como hipótese simplificadora, admite-se que, as propriedades de transporte da mistura não queimada possam ser aproximadas pelas do ar. HEYWOOD (1988) traz a seguinte expressão para cálculo da viscosidade dinâmica do ar, a qual é praticamente independente da pressão:

$$\mu_{ar} = 3,3 \cdot 10^{-7} T^{0,7} \left[\frac{kg}{m \cdot s} \right] \quad (203)$$

com T em K .

A viscosidade dinâmica dos produtos de combustão de hidrocarbonetos em ar, para uma faixa de temperatura entre 500 e 4000 K , pressões entre 1 e 100 atm e razão de equivalência entre 0 e 4,0, é mostrada na figura 4.19 do HEYWOOD (1988). O autor comenta que, pelo fato das viscosidades desses produtos serem muito próximas às do ar, que pode ser expressa pela eq. (203), pode ser feita uma aproximação do tipo:

$$\mu_b = \frac{\mu_{ar}}{1 + 0,027\phi} \quad (204)$$

para corrigir a viscosidade dinâmica μ_b dos gases queimados em função da razão de equivalência ϕ . Ressalta-se, novamente, que essa viscosidade é praticamente independente da pressão.

Essas relações fornecidas por HEYWOOD (1988), para a viscosidade

dinâmica, são oriundas de um programa computacional escrito pela NASA - “*Thermodynamic and Transport Properties of Complex Chemical Systems*”.

5.7.2. Condutibilidade térmica dos gases não queimados (VC_u) e queimados (VC_b)

Para o VC_u , ajusta-se um polinômio de 5º grau para os valores de condutibilidade térmica do ar k_{ar} , fornecidos por HOLMAN (1983) em função da temperatura:

$$k_{ar} = 6,14285 \cdot 10^{-18} \cdot T^5 - 3,65700 \cdot 10^{-14} \cdot T^4 + 8,92558 \cdot 10^{-11} \cdot T^3 - 1,11515 \cdot 10^{-7} \cdot T^2 + 1,23362 \cdot 10^{-4} \cdot T - 2,55184 \cdot 10^{-3} \quad (205)$$

Faz-se então $k_u = k_{ar}$.

Na eq. (205) a temperatura T é expressa em K e o valor de k_u é obtido em

$$\frac{W}{m \cdot K}.$$

Para obter o valor da condutibilidade térmica dos gases queimados, HEYWOOD (1988) inicialmente apresenta relações que trazem o número de *Prandtl* em função da razão entre os calores específicos $\gamma_b = C_{p,b} / C_{v,b}$ temperatura T_b em K e razão de equivalência ϕ :

$$Pr_b = 0,05 + 4,2(\gamma_b - 1) - 6,7(\gamma_b - 1)^2 \quad \text{para } \phi \leq 1 \quad (206)$$

$$Pr_b = \frac{0,05 + 4,2(\gamma_b - 1) - 6,7(\gamma_b - 1)^2}{1 + 0,015 \cdot 10^{-6} (\phi \cdot T_b)^2} \quad \text{para } \phi > 1. \quad (207)$$

Os calores específicos dados por:

$$C_{v,b} = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_v = \frac{du}{dT} \quad (208)$$

$$C_{p,b} = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p = \frac{dh}{dT}, \quad (209)$$

considerando gases ideais (apêndice B HEYWOOD (1988)), onde:

$$C_{p,b} - C_{v,b} = R \quad (210)$$

$$\gamma_b = \frac{C_{p,b}}{C_{v,b}} \quad (211)$$

Uma vez determinado o número de *Prandtl*, a condutibilidade térmica k_b pode ser obtida por:

$$\text{Pr}_b = \frac{\mu_b \cdot C_{p,b}}{k_b} \quad (212)$$

$$k_b = \frac{\mu_b \cdot C_{p,b}}{\text{Pr}_b} \quad (213)$$

conhecido o calor específico à pressão constante dos gases queimados C_{ph} .

Estas relações para a condutibilidade térmica k oferecidas por HEYWOOD(1988), são oriundas de um programa computacional escrito pela NASA “*Thermodynamic and Transport Properties of Complex Chemical Systems*”.

5.8.- Áreas das paredes (mapeamento)

As áreas de troca de calor são calculadas através de um “mapa” contendo as áreas de contato de cada um dos VC e as paredes da câmara (pistão, cilindro e cabeçote), bem como seus volumes, para diversas posições do pistão e diversos raios de frente de chama, construído em AutoCad a partir das dimensões reais da câmara de combustão. Para obter essas dimensões com a maior exatidão possível, foi feito um molde em gesso para cada câmara de combustão como mostra a FIGURA 07 do item 5. Esse mapa é gerado a partir da interação de uma casca esférica com as

paredes da câmara. Para cada posição angular do virabrequim e, conseqüentemente, para cada posição do pistão a partir do ponto morto superior, ter-se-á uma configuração de áreas e volumes como indica esquematicamente a FIGURA 55, onde $A_{cabeçote}$, $A_{cilindro}$ e $A_{pistão}$ designam as áreas de contato entre o VC_u (subscrito u) e VC_b (subscrito b) e o cabeçote, paredes do cilindro e pistão, respectivamente.

FIGURA 55. Superfícies de troca de calor.

Os mapas das áreas e volumes indicados na FIGURA 55, foram gerados para as três câmaras de combustão do motor que foram utilizados na parte experimental deste trabalho. No ANEXO A mostra-se todos os mapas gerados para o motor com taxa de compressão de 11:1.

Durante a resolução das equações de estado e de energia, esse mapa é então utilizado para que, dado um determinado “volume queimado” em uma posição do pistão, seja possível interpolar o raio da frente de chama que, em contato com as paredes da câmara, gera esse volume e as superfícies de contato.

Um exemplo de um determinado “volume queimado” em uma posição do pistão determinada, é mostrado na FIGURA 56.

FIGURA 56. Exemplo gráfico de um volume queimado para uma posição do pistão.

Observa-se na FIGURA 56, que o eixo do pistão não coincide com o eixo do cilindro, característica típica dos motores modernos. Chamando de *descentrado* e a magnitude do deslocamento do eixo do pistão (FIGURA 57), é necessária a seguinte análise para obter os valores de distância entre o topo pistão e o PMS com a maior exatidão possível:

FIGURA 57. Mecanismo biela manivela (mbm) centralizado e descentralizado.

O deslocamento do pistão S , desde o ponto de partida A' no PMS para o caso geral de um mbm descentralizado é:

$$S = A'A = A'E - AD - DE = (L + R) \cos \theta_l - L \cos \beta - R \cos \theta. \quad (214)$$

Além:

$$CB = R \sin \theta = L \sin \beta + e \quad (215)$$

de onde $\sin \beta$ pode ser:

$$\sin \beta = \left(\frac{R}{L} \right) \sin \theta - \left(\frac{e}{L} \right) \quad (216)$$

Sabendo que:

$$\sin^2 \beta + \cos^2 \beta = 1 \Rightarrow \cos^2 \beta = 1 - \sin^2 \beta \Rightarrow \cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} \quad (217)$$

Substituindo a eq. (216) na eq. (217) se tem:

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \left(\frac{R}{L}\right)^2 \left(\sin \theta - \left(\frac{e}{L+R}\right)\right)^2} \quad (218)$$

O ângulo θ_1 calcula-se a partir do triângulo A'EO:

$$\sin \theta_1 = \frac{e}{L+R}, \quad (219)$$

e como

$$\sin^2 \theta_1 + \cos^2 \theta_1 = 1 \Rightarrow \cos^2 \theta_1 = 1 - \sin^2 \theta_1 \Rightarrow \cos \theta_1 = \sqrt{1 - \sin^2 \theta_1}, \quad (220)$$

substituindo a eq. (219) na eq. (220) se tem:

$$\cos \theta_1 = \sqrt{1 - \left(\frac{e}{L+R}\right)^2} \quad (221)$$

Substituindo as eqs. (221) e (218) na eq. (214) tem-se:

$$S = (L+R) \sqrt{1 - \left(\frac{e}{L+R}\right)^2} - L \sqrt{1 - \left(\frac{R}{L}\right)^2 \left(\sin \theta - \left(\frac{e}{R}\right)\right)^2} - R \cos \theta \quad (222)$$

A eq. (222), derivada em função da posição angular do virabrequim, fornece a velocidade do pistão:

$$\frac{dS}{d\theta} = R \sin \theta + \frac{R^2 \cos \theta \left(-\frac{e}{R} + \sin \theta\right)}{L \sqrt{1 - \left(\frac{R}{L}\right)^2 \left(\sin \theta - \left(\frac{e}{R}\right)\right)^2}} \quad (223)$$

Assim, a taxa de variação do volume da câmara em função da posição angular do virabrequim é:

$$\dot{V} = \frac{\pi B^2}{4} \left(R \sin \theta + \frac{R^2 \cos \theta \left(-\frac{e}{R} + \sin \theta\right)}{L \sqrt{1 - \left(\frac{R}{L}\right)^2 \left(\sin \theta - \left(\frac{e}{R}\right)\right)^2}} \right) \quad (224)$$

A eq. (224) é utilizada no cálculo da variável auxiliar A da eq.(40) da $\dot{T}_b$

Uma vez determinadas as áreas de troca e adotadas as temperaturas médias de cilindro, pistão e cabeçote, podem-se calcular os coeficientes de película e as taxas de troca de calor em cada superfície como uma função de T_u e T_b (eq. (201) e (202)). Observa-se que a massa específica e viscosidade dinâmica dos gases também são funções de suas temperaturas.

5.9. Programa computacional para o modelo

Uma vez explicitadas todas as equações que levam à determinação dos estados dos volumes de controle, para o motor com as três taxas de compressão e os combustíveis usados neste trabalho, modificou-se o programa computacional em FORTRAM, oferecido pelo IPT. Este programa computacional, é capaz de integrar as equações e fornecer resultados como evolução da fração de massa queimado, taxa de liberação de calor, volume, massa e temperatura dos VC em cada posição angular do virabrequim, entre outros resultados. Alguns comentários sobre o roteiro de cálculo vêm a seguir:

1. A leitura da curva de pressão pressupõe pontos igualmente espaçados, cujo espaçamento deve ser fornecido junto aos dados de entrada.
2. O PMS do tempo de admissão é a referência para a curva de pressão e as demais curvas geradas pelo programa. Assim, 0° de virabrequim está relacionado ao PMS da admissão bem como 360° marca o PMS da compressão e combustão.
3. Conhecendo-se a vazão volumétrica do ar de admissão, bem como a pressão e temperatura do mesmo onde está sendo medida a vazão, é possível calcular a vazão mássica de ar por meio da equação de estado (gás perfeito).

Conhecendo-se também o número de cilindro e as rpm, é possível então obter a massa de ar que, misturado ao combustível (com razão de equivalência conhecida), entra no cilindro por ciclo.

4. A partir da massa de ar e combustível fornecido a cada cilindro e da fração de gases residuais, é possível então se determinar a massa total no cilindro M_u no instante do fechamento da válvula de admissão, denominado *TIVC*.
5. Para essa mistura de gases, com composição representada pela TABELA 14, massa molecular média pela eq (155), massa, volume (eq (224)) e pressão conhecida, é possível calcular sua temperatura T_u pela eq. (117).
6. A partir da posição angular do fechamento da válvula de admissão, é calculada a derivada da pressão em relação a ϕ . Esse valor é obtido por meio de diferenças finitas dos valores de pressão lidos no início do programa. São também calculados os valores dos fluxos de massa que entram nas frestas (eq. (123)) e que vazam para o cárter (eq. (122)).
7. Para cálculo de $\dot{T}_u$, utiliza-se a eq (35) enquanto a combustão não se iniciou e a eq (36) quando já houver combustão. Note-se que os termos referentes à troca de calor, às propriedades termodinâmicas e aos fluxos de massa que aparecem nos segundos membros dessas equações são todos conhecidos, direta ou indiretamente (por meio dos modelos já detalhados) em um determinado passo de integração.
8. Para o cálculo de $\dot{T}_b$, após o início da combustão, utiliza-se a eq. (40) enquanto ainda existem gases no VC_u a serem queimados. Uma vez finda a massa contida na região de gases não queimados, emprega-se a eq. (41) para cálculo de $\dot{T}_b$. Entretanto, enquanto a combustão não se inicia, admite-se que

o primeiro “pacote” a ser queimado apresenta a temperatura adiabática de chama. O cálculo dessa temperatura é feito em uma subrotina que, de maneira iterativa, obtém um valor de temperatura T_b que conduza a um valor de entalpia específica dos gases que seriam produzidos pela combustão igual à dos gases contidos no VC_u , naquele passo de integração.

9. Com os valores de $\dot{T}_u$ e $\dot{T}_b$ calculados, é possível integrar numericamente as temperaturas para o passo seguinte. Para isso, é utilizado o método de *Euler*:

$$\frac{dT}{d\phi} = \dot{T} = \frac{T(\phi + \Delta\phi) - T(\phi)}{\Delta\phi} \Rightarrow T(\phi + \Delta\phi) = T(\phi) + \dot{T} \cdot \Delta\phi.$$

10. Com as novas temperaturas das duas zonas, é possível calcular os volumes das duas zonas principais através da eq. (42) e da eq. (43), bem como suas massa através da eq. (44) e da eq. (45). Nesse ponto, é verificado se já se iniciou a combustão ou se os gases do VC_u já foram todos queimados para que no próximo passo possam ser utilizadas as equações apropriadas para cálculo de $\dot{T}_u$ e $\dot{T}_b$. Essa verificação é feita comparando-se as derivadas da

frações de massa $\dot{X}_b = \frac{\dot{M}_b}{M}$ e $\dot{X}_u = \frac{\dot{M}_u}{M}$ com os valores de controle

fornecidos na entrada de dados. Caso $\dot{X}_b$ seja inferior ao limite dado, admite-se que a combustão não tenha se iniciado e, caso $\dot{X}_u$ ultrapasse um limite superior, admite-se que todo o conteúdo de VC_u tenha sido queimado.

11. São escrito em um arquivo de saída os seguintes valores para os volumes de controle: massa, volume, massa específica, temperatura massa molecular média, coeficiente e áreas de troca de calor, quantidade de calor trocado e entalpia, bem como a taxa de liberação de calor.

12. A integração pára uma vez atingido a abertura da válvula de escapamento (*TEVO*).

6. ANÁLISE DOS RESULTADOS

6.1. Análise do desempenho e emissões do motor

Primeiramente analisou-se o comportamento dos gases medidos nos ensaios em função do coeficiente de excesso de ar, λ , esta análise permite entender como variam os gases emitidos pelo motor com enriquecimento ou empobrecimento da mistura A/C. Na FIGURA 58, mostra-se o comportamento de CO em % e NO_x em ppm em função do coeficiente de excesso de ar com o motor funcionando a 60 % de abertura da borboleta a 2500 rpm. A taxa de compressão é referida na legenda do gráfico, assim como, os combustíveis usados (37% e 50% de etanol na gasolina, etanol e gasolina). Cada curva responde a cinco ensaios, dois com misturas pobres, dois com misturas ricas e um com mistura correspondente para a máxima potência, que seria o ponto intermediário de cada curva.

FIGURA 58. Comportamento de CO e NO_x em função de λ para 2500 rpm a 60% de abertura da borboleta.

Neste gráfico pode-se observar claramente que para misturas pobres $\lambda > 1$, existe pouco combustível para o O_2 que participa na combustão, implicando um comportamento de CO próximo a zero. Este fato (menos combustível) implica uma queda das temperaturas máximas da combustão, provocando uma queda nas emissões de NO_x , evidentemente, esta diminuição de NO_x varia para cada mistura utilizada. Observa-se que na curva do etanol, o ponto intermediário correspondente ao ensaio de máxima potência, tem um valor de $\lambda = 1,11$, que é o ponto correspondente à máxima emissão de NO_x . Para o resto das curvas, o ponto correspondente à máxima potência (ponto intermediário) está em condições de misturas mais ricas devido à presença da gasolina, mas, o valor da máxima emissão de NO_x acontece no ponto seguinte correspondente ao empobrecimento. A partir deste ponto, as emissões de NO_x começaram a cair.

Para misturas ricas $\lambda < 1$, existe muito combustível para o O_2 que entrou na câmara para sua oxidação, isto proporciona como resultado a combustão incompleta, provocando uma elevação dos valores de CO emitidos, FIGURA 58.

A FIGURA B.1 do ANEXO B apresenta estes mesmos ensaios para 2000 rpm, onde pode-se constatar o mesmo comportamento.

Analisando o comportamento do total de hidrocarbonetos THC não queimados nas emissões de gases, a FIGURA 59 mostra que para misturas ricas a quantidade de O_2 disponível para a combustão diminui, provocando um aumento do THC devido à combustão incompleta, apesar de que nos gases de escapamento nota-se a presença do O_2 . Na medida em que a mistura vai se empobrecendo, os níveis de THC diminuem e aumentam os de O_2 nas emissões.

FIGURA 59. Comportamento do THC e O_2 em função do coeficiente de excesso de ar para mistura de 37% em taxa de compressão 11 a 2000 rpm com 60% da carga.

Para mistura em 50% de etanol na gasolina, o comportamento destes parâmetros analisados é similar. A FIGURA 60 mostra de igual forma, que para misturas muito ricas os valores de THC elevam-se apesar de existir O_2 nas emissões. Neste caso a mistura de combustível tem mais etanol, de fato, se perde mais quantidade de calor para o processo de evaporação do etanol devido a seu elevado

poder latente de vaporização, implicando que parte da gasolina misturada sofra uma maior combustão incompleta provocando um aumento nos níveis de *THC*.

FIGURA 60. Comportamento de *THC* e O_2 em função do coeficiente de excesso de ar para mistura de 50% em taxa de compressão 11 a 2000 rpm com 60% da carga.

Um aspecto que merece discussão é o fato de que um aumento da taxa de compressão de 9,5 para 11, utilizando o mesmo combustível (mistura 50% de etanol na gasolina), provocou um aumento das emissões de *THC*. A FIGURA 61 mostra este comportamento.

FIGURA 61. Comportamento de *THC* em função do coeficiente de excesso de ar para mistura de 50% em taxa de compressão 9,5 e 11 a 2000 rpm com 60% da carga.

Com o aumento da taxa de compressão cresce a relação área / volume da câmara de combustão $\left(\frac{A_{cc}}{V_{cc}}\right)$, as quantidades de hidrocarbonetos nos produtos da combustão se elevam devido ao aumento do volume da quantidade relativa de ar-combustível perto das paredes, onde tem lugar a extinção da chama. Este comportamento foi também comprovado para 2500 rpm como mostra a FIGURA B.2 do ANEXO B. Com estes resultados, comprova-se o fato de que, o processo de extinção da chama perto das paredes é um mecanismo de formação objetiva de *HC*, apesar de que alguns pesquisadores admitem que estes gases se difundem rapidamente nos produtos da combustão a elevadas temperaturas, queimando-se durante a fase de expansão WESTBROOK et al. (1984). Sem negar esta afirmação, pode-se dizer que essa pós-queima pode ser parcial causando assim a formação de *THC*. Associado a esse fenômeno dá-se outro; quando aumentam os picos de pressão (neste caso devido ao aumento da taxa de compressão), fato verificado com a comparação das curvas de pressão medida, aumenta a massa de combustível retida nas frestas, esta massa é devolvida para a câmara quando a pressão diminui, e devido a pequenos valores de pressão e temperatura no processo de escapamento diminui a

pós-oxidação. Como foi visto na revisão e análise bibliográfica, a contribuição das frestas nas emissões de *THC* é de 38 %.

Com o aumento da taxa de compressão aumenta a temperatura do processo de combustão, provocando um aumento das emissões de NO_x , sobre tudo para misturas pobres que é a condição de trabalho onde existe O_2 excedente, a FIGURA 62 mostra este fato.

FIGURA 62. Comportamento das emissões de NO_x com o aumento da taxa de compressão.

Observa-se que para os valores de misturas pobres, as diferenças de NO_x para as duas taxas de compressão se acentuam. Com taxa de compressão 11, as temperaturas máximas de combustão chegam a valores superiores do que para taxa de 9,5.

Um aspecto importante deve ser tratado, com os resultados dos ensaios mostrados até agora, pode-se notar que a presença de etanol na mistura combustível, permite um funcionamento do motor com valores maiores do coeficiente de excesso de ar. Uma comparação das emissões de *THC* e O_2 do motor com taxa de compressão 11 funcionando com etanol e com gasolina a uma taxa de 8, se mostra na TABELA 17. Estes valores correspondem a um funcionamento de máxima potência, pelo que pode-se assegurar que existe uma chama de combustão estável.

TABELA 17. Comparação de *THC* e *O₂* nas emissões de gases para 60% da carga a 2000 rpm funcionando o motor com etanol e gasolina.

	<i>THC</i> [ppmCx10]	<i>O₂</i> [%]
Etanol taxa 11 com $\lambda=1.11$	68	3,8
Gasolina taxa 8 com $\lambda=0.97$	293	2,91

Uma vantagem do etanol é sua grande tolerância ao excesso de ar, mantendo-se com chama estável até $\lambda = 1,35$ enquanto que a gasolina tem o seu limite em 1,10, STUMPF (1977). Como era de se esperar, a gasolina provoca no motor menores emissões de *O₂*, já que trabalha com misturas mais ricas para cargas parciais, implicando maiores emissões de *THC*.

Continuando com a análise do coeficiente de excesso de ar, merece especial atenção o comportamento deste parâmetro para diferentes cargas, incluindo máxima carga, com os diferentes combustíveis utilizados. Em MCI existe um desenvolvimento não satisfatório da combustão a pequenas cargas, já que no coletor de admissão a pressão é baixa e os gases do cilindro passam para o coletor no momento da abertura da válvula de admissão, isto faz com que a mistura ar combustível se contamine com os gases residuais implicando a necessidade de um enriquecimento da mistura OBER (1971). Este fenômeno provoca um aumento das emissões de *CO*. A FIGURA 63 mostra o explicado acima com o motor usando gasolina como combustível.

FIGURA 63. Comportamento de λ e CO em função da carga para o motor de taxa 8 usando gasolina a 2500 rpm.

Pode-se observar que para pequenos valores de abertura da borboleta a mistura tem que ser rica provocando um aumento de CO, já que para valores da carga maiores a 60%, se necessitam misturas ricas para alcançar máximos valores de potência.

O comportamento do coeficiente de excesso de ar λ analisado até aqui para a gasolina, não se ajusta ao manifestado pelo motor funcionando com etanol. A FIGURA 64 mostra o comportamento de λ e CO em função da carga para o motor de taxa de compressão 11 usando etanol nas mesmas condições de trabalho que o motor usando gasolina.

FIGURA 64. Comportamento de λ e CO em função da carga para o motor de taxa 11 usando etanol a 2500 rpm.

Pode-se observar, que para pequenas cargas o coeficiente de excesso de ar tem um aumento considerável, isto se justifica pelo explicado anteriormente, que o etanol tem uma grande tolerância para funcionar com chama de combustão estável para misturas pobres. No entanto, para 100% da carga, necessitam-se misturas ricas, inclusive, valores de λ menores que a gasolina, devido ao menor valor do *PCI* do etanol comparado com a gasolina. Mas, uma análise posterior demonstrará que o motor aproveita mais o *PCI* do etanol que o *PCI* da gasolina, é por isso que nesta condição de trabalho (2500 rpm e 100% de abertura da borboleta), a emissão de CO é maior na gasolina, além de ter uma mistura ar-combustível menos rica.

O comportamento do coeficiente de excesso de ar, CO e THC em função da potência desenvolvida pelo motor podem ser vista nas figuras seguintes. A FIGURA 65 mostra como varia o coeficiente de excesso de ar e CO para a faixa de potência desenvolvida pelo motor a 2500 rpm usando gasolina.

FIGURA 65. Coeficiente de excesso de ar e CO em função da potência do motor usando gasolina com taxa 8 a 2500 rpm.

A FIGURA 66 mostra como varia o coeficiente de excesso de ar e CO para a faixa de potência desenvolvida pelo motor a 2500 rpm usando etanol.

FIGURA 66. Coeficiente de excesso de ar e CO em função da potência do motor usando etanol com taxa 11 a 2500 rpm.

Sem dúvida, a tolerância do etanol para um funcionamento estável do motor, com elevados valores do coeficiente de excesso de ar, permite uma entrega de potência até 40 kW aproximadamente, com baixos níveis de emissão de CO e THC .

Já para a potência máxima a 2500 rpm, o motor funcionando com etanol necessita um maior enriquecimento que funcionando com gasolina, aliás, nota-se claramente que a potência máxima para o etanol (44,13 kW) é maior que para a gasolina (42,47 kW), sendo o PCI do etanol inferior. Este comportamento mantém-se para o resto dos ensaios feitos.

Para obter os valores do consumo horário do combustível G_c [g/s], o consumo específico efetivo de combustível g_e [g/kWh] à carga máxima e a potência correspondente ao $g_{e\text{mínimo}}$, foram construídas as características de cargas para todas as faixas de velocidade de trabalho com que foram realizados os ensaios. A FIGURA 67 e 68 mostram estas características de carga para o motor funcionando a 2500 rpm com gasolina e etanol respectivamente.

FIGURA 67. Características de carga para o motor funcionando a 2500 rpm com gasolina.

FIGURA 68. Características de carga para o motor funcionando a 2500 rpm com etanol.

Para ambos combustíveis, a potência desenvolvida pelo motor correspondente ao $ge_{\text{mínimo}}$ tem quase o mesmo valor (entre 28 e 40 kW aproximadamente), já para uma mistura de 50% de etanol na gasolina e com taxa de compressão 9,5, o valor correspondente da potência para o $ge_{\text{mínimo}}$ é superior (entre 32 e 43 kW aproximadamente). A FIGURA 69 mostra este resultado.

FIGURA 69. Características de carga para o motor funcionando a 2500 rpm com mistura de 50% de etanol e taxa 9,5.

Um outro exemplo destas características de carga é mostrado no ANEXO B, onde a FIGURA B.3 mostra a característica de carga para o motor funcionando com mistura de 37% de etanol e taxa de compressão 11, onde de forma igual, a potência correspondente ao valor de $g_{e\text{mínimo}}$ está entre 32 e 43 kW aproximadamente, superior aos dois motores base.

Foram construídas as características de velocidades externas e parciais. A FIGURA 70 mostra a curva característica externa de velocidade de potência, onde se pode observar uma maior entrega de potência em função da taxa de compressão.

FIGURA 70. Característica externa de potência.

A FIGURA B.4 do ANEXO B mostra a característica externa de torque. Sem dúvida alguma, para 100% e 80% da carga, a entrega de maior potência para os diferentes combustíveis utilizados está muito influenciada pelo valor da taxa de compressão. A FIGURA 71 mostra a característica parcial de velocidade para 80% da carga.

FIGURA 71. Característica parcial de velocidade de potência.

A FIGURA B.5 e B.6 do ANEXO B mostram as características parciais de torque e consumo de combustível para 80 % de abertura da borboleta. Já para 60% da carga, pode-se observar que as curvas das misturas etanol-gasolina estão em uma posição superior. Deve-se pelo fato de que na medida que diminui a carga, aproveita-se um pouco mais a quantidade de gasolina na mistura (maior *PCI*) que um aumento da taxa de compressão. A FIGURA 72 mostra a característica parcial de velocidade de potência para 60 % da carga e as FIGURAS B.7 e B.8 do ANEXO B, mostram as características parciais de torque e consumo de combustível respectivamente.

FIGURA 72. Característica parcial de velocidade de potência.

O fato do motor aproveitar um pouco mais a quantidade de gasolina na mistura (maior *PCI*), que um aumento da taxa de compressão na medida que diminui a carga, é causado pela imperfeição da formação da mistura A/C nos motores carburados para posições intermediárias da borboleta, provocando com que o etanol leve maior desvantagem em sua preparação para ser oxidado, somando o fato de que seu poder latente de vaporização é maior, isto é, piorando a formação da mistura A/C, implicando um diâmetro maior das gotículas do combustível provocando uma diminuição na evaporação. Este efeito sofre tanto a gasolina como o etanol, mas, este último necessita mais calor para passar a estado de vapor, pelo que é mais desfavorável para a oxidação nestas condições. Por existir mais gasolina nessas misturas, (curvas vermelha e azul FIGURA 72) em condições mais favoráveis para ser queimada que nas outras, existe mais energia química para ser transformada.

Levando-se em conta, que todos os ensaios foram realizados com um controle restrito do índice da detonação calculado pelo modelo desenvolvido. Para cada ensaio, antes de coletar os dados necessários, obteve-se o índice de detonação a partir da curva de pressão no interior da câmara de combustão e atuou-se nos parâmetros que reduzem a detonação para aproximar o índice a zero.

Como um dos parâmetros de variação na parte experimental deste trabalho foi a taxa de compressão, merece uma análise da potência consumida por perdas

mecânicas. A FIGURA 73 mostra a potência gasta em perdas mecânicas do motor para os três valores de taxa de compressão a 100% da carga.

FIGURA 73. Comportamento da potência consumida em perdas mecânicas para os três valores de taxa de compressão.

Ao aumentar a taxa de compressão, aumenta-se a potência consumida ao vencer o atrito e é por isso que existe um incremento quase uniforme (FIGURA 73) na medida em que se aumentou a taxa de compressão. Este aumento não é significativo para aumentar a resistência aos esforços mecânicos de todo o conjunto do mecanismo biela manivela *mbm*. Comprovou-se com o fabricante do motor (GMC) que o *mbm* e o conjunto cilindro pistão cabeçote, desenhado para os motores a gasolina, é o mesmo para os motores de etanol, com a única diferença da forma da câmara de combustão, a qual tem como objetivo aumentar a taxa de compressão.

As perdas mecânicas se avaliam pelo rendimento mecânico. A FIGURA B.9 do ANEXO B mostra o comportamento deste parâmetro correspondente às curvas da FIGURA 73.

Outro aspecto que merece especial atenção quando se aumenta a taxa de compressão, é a emissão de NO_x , já que a formação deste contaminante depende dos valores máximos de temperaturas no interior da câmara de combustão, e com o aumento da taxa, estes valores de temperatura aumentam. Na FIGURA 74 mostra-se

o comportamento da emissão de NO_x em g/h para os quatro combustíveis com as três taxas de compressão utilizados nos ensaios.

FIGURA 74. Comportamento das emissões mássicas de NO_x para os quatro combustíveis com as três taxas de compressão utilizados nos ensaios.

Observa-se que para o mesmo combustível, por exemplo, 37% e 50% de etanol na gasolina, um aumento da taxa de compressão provoca um aumento das emissões de NO_x .

Porém, para os mesmos valores de taxa de compressão, um aumento de etanol na gasolina, provocou um aumento de NO_x no escapamento, nota-se na FIGURA 74 que os pontos correspondentes a 50% de etanol na gasolina estão acima dos pontos correspondentes a 37% para cada uma das taxas de compressão.

Sendo assim, o etanol em MCI emite mais óxidos de nitrogênio que a gasolina, não apenas por ser motores de maiores valores de taxas de compressão, mas também, pelas características do etanol como combustível.

Uma valorização importante é referir as emissões dos gases de escapamento à potência entregue pelo motor, isto é, emissão específica. A FIGURA 75 mostra as emissões específicas de NO_x correspondentes aos quatro combustíveis com as três taxas de compressão utilizados nos ensaios.

FIGURA 75. Emissões específicas de NO_x correspondentes aos quatro combustíveis com as três taxas de compressão utilizados nos ensaios.

Ainda assim, referenciando a emissão de NO_x à potência entregue pelo motor, o etanol emite mais este contaminante.

É considerada uma desvantagem do etanol comparado com a gasolina, sua maior emissão de NO_x . Mas, quanto a emissão de CO_2 , CO e THC , o etanol é mais limpo. No ANEXO B, mostra-se as FIGURAS B.10, B.11, B.12, B.13, B.14 e B.15, correspondentes às emissões mássicas e específicas de CO_2 , CO e THC .

6.2. Análise das reações químicas da combustão e das emissões de CO_2 , CO e THC

Uma análise que merece atenção é o comportamento das emissões de CO_2 . Na medida em que se tem maior emissão de CO_2 para um determinado combustível, usado em diferentes motores nas mesmas condições de trabalho e com o mesmo consumo de combustível, aquele que emitir menores valores de dióxido de carbono estará emitindo maiores quantidades de CO e THC para manter a conservação de massa do carbono. O tipo de combustível pode variar a emissão de CO_2 , é o caso da gasolina e o etanol, onde espera-se que o etanol emita menos CO_2 , CO e THC por sua composição química para os mesmos valores do coeficiente de excesso de ar.

Para confirmar isto, calculou-se as quantidades de CO_2 como produto da combustão do etanol e da gasolina considerando esta como C_8H_{18} com o modelo de análise apresentado por HEYWOOD (1988) e discutido na análise e revisão da bibliografia. A FIGURA 76 mostra a relação molar de CO_2 /mol de O_2 do ar (teórico), para uma faixa de coeficientes de excessos de ar de 0,5-1,7.

FIGURA 76. Comportamento teórico da emissão de CO_2 para o etanol e a gasolina pelo modelo de HEYWOOD (1988).

Este resultado, é coerente, por ser o etanol um combustível que a relação átomos de carbono e átomos de hidrogênio da molécula que o formam, é menor que

a gasolina, 0,33 e 0,44 respectivamente, aliás, é um combustível oxigenado. O etanol requer menos O_2 do ar para queimar-se, por tanto o denominador dos valores que formam cada curva da FIGURA 76, é menor para o etanol do que para a gasolina. É por isso que a curva do etanol ocupa uma posição superior, mas, o valor das emissões calculadas para ambos combustíveis deve ser maior na gasolina. Para demonstrar isto foi feito uma análise das reações químicas finais dos elementos dos combustíveis com o oxigênio do ar.

A composição química do combustível líquido é comumente expressa em unidade de massa. Por exemplo, 1 kg de isooctano (C_8H_{18}) contém 0,842 kg de (C) e 0,158 kg de (H). Para um combustível líquido composto de carbono (C), hidrogênio (H) e oxigênio (O_c) se tem:

$$C + H + O_c = 1 \text{ kg.} \quad (225)$$

A combustão do combustível líquido no cilindro do motor é um processo químico complexo. Para facilitar o estudo deste processo, analisam-se as reações químicas finais dos elementos componentes do combustível com o oxigênio do ar, sem considerar as etapas intermediárias do processo.

Quando a combustão é completa supõe-se que cada molécula de carbono oxida-se resultando uma molécula de CO_2 :

Duas moléculas de hidrogênio oxidam-se e formam duas moléculas de vapor de água:

Dadas as massas moleculares: $C = 12$, $H = 1$ e $O = 16$ kg/kmol, as eqs (226) e (227) podem ser escritas como:

$$12\text{kg (C)} + 32\text{kg (O}_2\text{)} = 44\text{kg (CO}_2\text{)} \quad (228)$$

$$4\text{kg (H}_2\text{)} + 32\text{kg (O}_2\text{)} = 36\text{kg (H}_2\text{O)}. \quad (229)$$

Para 1 kg de carbono:

$$1\text{kg (C)} + 8/3\text{kg (O}_2\text{)} = 11/3\text{kg (CO}_2\text{)} \quad (230)$$

e para 1 kg de hidrogênio:

$$1\text{kg (H}_2\text{)} + 8\text{kg (O}_2\text{)} = 9\text{kg (H}_2\text{O)}. \quad (231)$$

Da eq. (230), deduz-se que, para a combustão completa de 1 kg de carbono, são necessários $8/3$ kg de oxigênio e resulta em $11/3$ kg de CO_2 .

Da eq. (7), deduz-se que, para a combustão completa de 1 kg de hidrogênio, são necessários 8 kg de oxigênio e resulta em 9 kg de vapor de água (H_2O).

Para determinar a quantidade de oxigênio necessária para queimar totalmente 1 kg de combustível, deve-se multiplicar os membros das eqs. (230) e (231) por C e H , respectivamente, isto é, multiplicar pelas frações de carbono e hidrogênio que tem 1 kg de combustível:

$$C \text{ kg } (C) + 8/3C \text{ kg } (O_2) = 11/3C \text{ kg } (CO_2) \quad (232)$$

$$H \text{ kg } (H_2) + 8H \text{ kg } (O_2) = 9H \text{ kg } (H_2O). \quad (233)$$

Quando o cálculo se faz em kmol:

$$C \text{ kg } (C) + C/12 \text{ kmol } (O_2) = C/12 \text{ kmol } (CO_2) \quad (234)$$

$$H \text{ kg } (H_2) + H/4 \text{ kmol } (O_2) = H/2 \text{ kmol } (H_2O). \quad (235)$$

Para a combustão de C kg de carbono e H kg de hidrogênio necessitam-se $(8/3C+8H)$ kg de oxigênio. Considerando a quantidade de O_c que contém o combustível, a quantidade mínima de oxigênio necessária para a queima total de 1 kg de combustível será:

$$O_{min} = 8/3 C + 8H - O_c \quad (236)$$

Em kmol será:

$$O_{min} = C/12 + H/4 - O_c/32. \quad (237)$$

O ar contém 23% em massa de oxigênio e 21% em volume, por conseguinte, a quantidade teórica de ar necessário para a combustão completa de 1 kg de combustível será:

$$I_o = 1/0,23 \cdot (8/3C + 8H - O_c), \quad (238)$$

em kmol

$$L_o = 1/0,21 (C/21 + H/4 - O_c/32). \quad (239)$$

O coeficiente de excesso de ar λ seria:

$$\lambda = I / I_o \quad (240)$$

$$\lambda = L / L_o, \quad (241)$$

onde I é a quantidade real de ar que ingressa no cilindro em kg e L em kmol.

Em um motor carburado, a mistura ar-combustível forma-se fora do cilindro. A quantidade total de mistura carburante em kmol, constituída por vapores de combustível e ar, no caso da combustão completa de 1 kg de combustível é:

$$M_1 = \lambda L_o + 1/\mu_c \quad (242)$$

onde μ_c é a massa molecular do combustível. Então, a massa da mistura é:

$$G_1 = 1 + \lambda L_o. \quad (243)$$

Quando o combustível é queimado totalmente, os produtos da combustão são constituídos por CO_2 , vapor de água, oxigênio excedente e nitrogênio, que se formaram como resultado da reação química. A quantidade total dos produtos da combustão em kmol, referida a 1kg de combustível é:

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2} \quad (244)$$

sendo:

$$M_{CO_2} = \frac{11}{3} * \frac{C}{44} = \frac{C}{12} \text{ kmol} \quad (245)$$

$$M_{H_2O} = \frac{9H}{18} = \frac{H}{2} \text{ kmol} \quad (246)$$

$$M_{O_2} = \frac{0,23(\lambda - 1)L_o}{32} = 0,21(\lambda - 1)L_o \text{ kmol} \quad (247)$$

$$M_{N_2} = \frac{0,77\lambda L_o \mu_a}{28} = 0,79\lambda L_o \text{ kmol} \quad (248)$$

sendo μ_a é a massa molecular do ar ($\mu_a = 28,97 \text{ kg/kmol}$).

Substituindo as eqs. (245), (246), (247) e (248) na eq. (244), tem-se:

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,21(\lambda - 1)L_o + 0,79\lambda L_o = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + \lambda L_o - 0,21L_o \text{ kmol.} \quad (249)$$

Substituindo a expressão $0,21L_o$ por seu valor a partir da eq. (239), tem-se em kmol:

$$M_2 = \lambda L_o + \frac{C}{12} + \frac{H}{2} - \frac{C}{12} - \frac{H}{4} + \frac{O_c}{32} = \lambda L_o + \frac{1}{4} \left(H + \frac{O_c}{8} \right) \text{ kmol.} \quad (250)$$

A massa dos produtos da combustão em kg ao queimar-se 1 kg de combustível é:

$$G_2 = \frac{11}{3}C + 9H + 0,23(\lambda - 1)L_o + 0,77\lambda L_o = G_1 = 1 + \lambda L_o \text{ kg.} \quad (251)$$

Este balanço de massa foi feito para todos os ensaios realizados, onde G_1 foi calculado a partir dos resultados reais obtidos nas medições de consumo de ar e combustível. Escolhendo os ensaios com resultados mais coerentes, os quais foram utilizados para a análise, obteve-se uma média de erro de 4%.

Em motores de ignição por centelha, quando trabalham na potência máxima, e em outros casos, o processo de combustão acontecerá com a falta de oxigênio. Neste caso, parte do carbono do combustível forma monóxido de carbono (CO) e parte do hidrogênio não se oxida para formar vapor de água, sendo assim, quando o carbono forma monóxido de carbono, duas moléculas de carbono unem-se com uma de oxigênio, para resultar em duas moléculas de CO , isto é:

ou seja:

$$24\text{kg } (C) + 32\text{kg } (O_2) = 56 \text{ kg } (CO), \quad (253)$$

$$1\text{kg } (C) + 4/3\text{kg } (O_2) = 7/3 \text{ kg } (CO). \quad (254)$$

Diferentemente do modelo proposto por HEYWOOD (1988), o qual propõe a análise a partir da seguinte equação:

Sendo φ a fração de carbono do combustível que forma CO , a parte de carbono C do combustível que forma CO será φC kg, e a que forma CO_2 será $(1-\varphi)C$ kg.

Substituindo na eq. (230) tem-se:

$$(1-\varphi)C \text{ kg } (C) + 8/3(1-\varphi)C \text{ kg } (O_2) = 11/3(1-\varphi)C \text{ kg } (CO_2). \quad (256)$$

Substituindo na eq. (254) tem-se:

$$\varphi C \text{ kg } (C) + 4/3\varphi C \text{ kg } (O_2) = 7/3\varphi C \text{ kg } (CO), \quad (257)$$

ou

$$\varphi C \text{ kg } (C) + \frac{\varphi C}{24} \text{ kmol } (O_2) = \varphi \frac{C}{12} \text{ kmol } (CO). \quad (258)$$

Da eq. (258), demonstra-se que, quando se queima o carbono para formar CO , incrementa-se duas vezes o volume dos produtos da combustão em relação ao volume do oxigênio participante na combustão.

Se o carbono do combustível oxida-se parcialmente em CO_2 e CO , as quantidades dos produtos da combustão serão:

$$M_{CO_2} + M_{CO} = \frac{C}{12}(1-\varphi) + \frac{\varphi C}{12} = \frac{C}{12}. \quad (259)$$

Define-se então, φ_1 a fração de hidrogênio que não se oxida e $(1-\varphi_1)$ como a fração de hidrogênio que se oxidou em H_2O . A quantidade de vapor de água na combustão incompleta será dada por:

$$M_{H_2O} = (1 - \varphi_1) H \text{ kg}(H_2) + \frac{1 - \varphi_1}{4} H \text{ kmol}(O_2) = \frac{1 - \varphi_1}{2} H \text{ kmol}. \quad (260)$$

No processo de combustão com falta de oxigênio, existe uma parte do hidrogênio que não reage com o oxigênio. A quantidade de hidrogênio “livre” em kmol que não reage com o oxigênio é:

$$\frac{H}{2} - \frac{(1 - \varphi_1)H}{2},$$

que é a diferença da parte de H_2 que forma H_2O com combustão completa e a parte de H_2 que forma H_2O com combustão incompleta, porém:

$$M_{H_2} = \frac{\varphi_1}{2} H. \quad (261)$$

A quantidade total de vapor de água e hidrogênio nos produtos da combustão em kmol é:

$$M_{H_2O} + M_{H_2} = \frac{1 - \varphi_1}{2} H + \frac{\varphi_1}{2} H = \frac{H}{2}. \quad (262)$$

Definindo a relação entre número de moles de hidrogênio e o número de moles de monóxido de carbono como K , tem-se:

$$K = \frac{M_{H_2}}{M_{CO}} = \frac{\frac{\varphi_1}{2} H}{\frac{\varphi C}{12}}. \quad (263)$$

Pode-se notar que K não depende do coeficiente de excesso de ar, depende só do combustível.

A análise de gases de escapes deste trabalho, para $\lambda < 1$, demonstrou que a relação entre a emissão de hidrogênio (medida por *THC*) e a emissão de monóxido de carbono é aproximadamente constante para o combustível ensaiado, independentemente da magnitude do coeficiente de excesso de ar λ . Por exemplo, para o funcionamento do motor com etanol e gasolina a 100% de abertura da borboleta, em uma faixa de 1000 a 4000 rpm, com valores de λ entre 0,7 e 0,9, a

relação entre a emissão de CO e THC oscilou muito próximo ao valor de 0,030 para o etanol e 0,021 para a gasolina.

Considerando o conteúdo de nitrogênio no ar, a quantidade total dos produtos da combustão em kmol a partir das eqs. (259) e (262) é:

$$(M_2)_{\lambda \leq 1} = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79\lambda L_o. \quad (264)$$

No caso da combustão incompleta $\lambda < 1$, a quantidade necessária de oxigênio participante na reação para queimar o carbono formando CO_2 será:

$$(1 - \varphi) \frac{C}{12} = M_{CO_2}, \quad (265)$$

para formar CO :

$$\frac{\varphi C}{24} = \frac{M_{CO}}{2}, \quad (266)$$

para a oxidação do hidrogênio:

$$(1 - \varphi) \frac{H}{4} = \frac{M_{H_2O}}{2}. \quad (267)$$

A quantidade de oxigênio total que participa na reação é:

$$M_{CO_2} + \frac{M_{CO}}{2} + \frac{M_{H_2O}}{2} = 0,21\lambda L_o + \frac{O_c}{32} = \lambda \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O_c}{32} \right) + \frac{O_c}{32}. \quad (268)$$

Das eqs. (259), (262) e (263) obtém-se:

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} - M_{CO}, \quad (269)$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} - M_{H_2} = \frac{H}{2} - KM_{CO}. \quad (270)$$

Depois de introduzir a eq. (269) e (270) na eq. (268) se obtém-se:

$$\frac{C}{12} - M_{CO} + \frac{M_{CO}}{2} + \frac{1}{2} \left(\frac{H}{2} - KM_{CO} \right) = \lambda \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O_c}{32} \right) + \frac{O_c}{32}, \quad (271)$$

ou seja:

$$\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O_c}{32} - \lambda \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O_c}{32} \right) = \frac{M_{CO}}{2} (1 - K), \quad (272)$$

ou:

$$0,21(1 - \lambda)L_o = \frac{M_{CO}}{2} (1 + K), \quad (273)$$

que é a quantidade de oxigênio total que participa na reação.

A quantidade em kmol de cada componente que integra os produtos da combustão, pode ser expressa em função de K pelas seguintes equações:

$$M_{CO} = 0,42 \frac{1-\lambda}{1+K} L_o \quad (274)$$

$$M_{CO_2} = \frac{C}{2} - 0,42 \frac{1-\lambda}{1+K} L_o \quad (275)$$

$$M_{H_2} = 0,42K \frac{1-\lambda}{1+K} L_o \quad (276)$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} - 0,42K \frac{1-\lambda}{1+K} L_o \quad (277)$$

Estas equações foram obtidas a partir das eqs. (263), (269), (270) e (273) respectivamente.

A quantidade do nitrogênio é:

$$M_{N_2} = 0,79\lambda L_o \quad (278)$$

O valor de K pode variar de 0,45 a 0,50 para os combustíveis de relação H/C = 0,17 a 0,19 e para o etanol $K = 0,55$. Para obter estes valores foi feita uma simulação para diferentes combustíveis; parafínicos (C_nH_{2n+2}), nafténicos (C_nH_{2n} e C_nH_{2n-2}) e álcoois (etanol e metanol), obtendo valores iniciais de φ calculados pela seguinte expressão:

$$\varphi = 2(1-\lambda) \left(1 + \frac{3H}{C} \right), \quad (279)$$

a qual foi obtida a partir da quantidade de ar participante na combustão incompleta, considerando só a formação de CO e não a existência de H_2 livre como produtos da combustão incompleta (JÓVAJ & MÁŠLOV (1973)).

A FIGURA 77 mostra uma curva dos valores obtidos de K a partir da relação H/C para diferentes combustíveis.

FIGURA 77. Valores obtidos de K a partir da relação H/C para diferentes combustíveis.

A partir das equações anteriores, calculou-se as estimativas das emissões para os seis combustíveis utilizados. Na FIGURA 78 mostra-se este comportamento para o etanol e a gasolina em kmol, onde pode-se constatar, que o etanol, deve emitir menos CO_2 que a gasolina:

FIGURA 78. Comportamento das emissões calculadas de CO_2 pelo modelo proposto para o etanol e a gasolina.

Comparando os resultados experimentais da gasolina e etanol, quanto à emissão de CO_2 em g/h para 100 % de abertura da borboleta e em uma faixa de 1000 a 4000 rpm, pode-se observar na FIGURA 79 que a gasolina emite mais CO_2 que o etanol. Para a FIGURA 79, $\lambda < 1$.

FIGURA 79. Emissão de CO_2 em g/h para 100 % de abertura da borboleta.

Os demais combustíveis (misturas de gasolina e etanol) tiveram uma emissão aproximadamente intermediária entre o etanol e a gasolina. Estes resultados podem ser observados na FIGURA 80.

FIGURA 80. Emissão de CO_2 para todos os combustíveis.

A emissão específica de CO_2 , ou de qualquer gás no escapamento, pode ser calculada por:

$$G_{espec} = \frac{\dot{m}_{CO_2}}{N_e} \text{ [g/kWh]} \quad (280)$$

onde $\dot{m}_{CO_2}$ é a emissão mássica em g/h e N_e a potência efetiva do motor em kW.

Na FIGURA 81, mostra-se o comportamento de G_{espec} para os quatro combustíveis utilizados para as diferentes taxas de compressão. Como era de se esperar, o etanol ocupa o lugar mais favorável quanto à emissão de CO_2 por kW de potência entregue, as misturas de combustíveis na maioria dos ensaios, tem valores intermediários entre a gasolina e o etanol.

FIGURA 81. Comportamento de G_{espec} para os quatros combustíveis utilizados.

Mais importante que a emissão de CO_2 do ponto de vista do desempenho do motor, é a análise das emissões devida à combustão incompleta: CO e H_2 . O hidrogênio que não forma água sai do motor formando parte dos THC , porém, estes gases junto com o CO “roubam” energia que entrou no motor.

Comparando os valores teóricos de emissão de CO calculados para a gasolina e o etanol, pode-se observar que o etanol emite menos, FIGURA 82.

FIGURA 82. Comparação dos valores teóricos de emissão de *CO* calculados para a gasolina e o etanol.

Leva-se em conta que o cálculo teórico considera combustão completa para os valores de $\lambda \geq 1$, sendo que, o *CO* é nulo a partir da mistura estequiométrica.

Apesar da quantidade de moles de *O*₂ do ar ser menor para o etanol que para a gasolina, a emissão de *CO* [moles/mol de *O*₂ do ar] na gasolina é maior. Este fato foi comprovado com os ensaios experimentais. Na FIGURA 83, pode-se observar que existe uma grande diferença na emissão mássica de *CO* entre o etanol e a gasolina.

FIGURA 83. Emissão mássica de *CO*.

De igual forma a gasolina emite mais *THC*. A FIGURA 84 mostra este comportamento.

FIGURA 84. Emissão mássica de THC.

Confirmando que estes ensaios para 100 % de abertura da borboleta e em uma faixa de 1000 a 4000 rpm, corresponderam a valores de $\lambda < 1$ para ambos combustíveis.

Calculou-se a emissão de H_2 que não participa na reação de combustão a partir da eq. (51), obtendo-se o gráfico da FIGURA 85.

FIGURA 85. Emissão calculada de hidrogênio que não participa na reação de combustão.

É evidente uma maior emissão de H_2 “livre” teórica para a gasolina que para o etanol. Os resultados experimentais confirmam a tendência teórica. A FIGURA 84 mostra que o etanol emitiu menos THC que a gasolina.

Na FIGURA 86 mostra-se o comportamento da emissão de CO para todos os combustíveis usados neste trabalho.

FIGURA 86. Emissão de CO para todos os combustíveis ensaiados.

Sem dúvida, estas emissões (CO e THC) saem do motor com uma energia química que não foi aproveitada; o que sugere, que deve-se subtrair o conteúdo energético contido no CO e THC do PCI do combustível.

6.3. Poder calórico do combustível para a combustão incompleta $\lambda < 1$

A qualidade de um combustível para MCI não é função apenas de seu PCI , mas, depende de outras propriedades tais como: índice de octano, viscosidade, calor latente de vaporização, etc.

Quando a combustão é incompleta $\lambda < 1$, a quantidade de calor desprendida diminui:

$$PCI_{e\lambda<1} = PCI_c - \Delta PCI_{CO} - \Delta PCI_{H_2}, \quad (281)$$

onde:

$$PCI_c = PCS_c - r_a (9H + W), \quad (282)$$

r_a é o valor do calor latente de vaporização de 1 kg de água, $r_a = 2,512 \cdot 10^6$ J/kg, $9H$ é a quantidade de vapor de água que se forma ao queimar H kg de hidrogênio contido em 1 kg de combustível em kg e W é a quantidade de umidade contida em 1 kg de combustível em kg.

Com a eq. (282), foram calculados os PCI dos combustíveis usados neste trabalho, considerando o conteúdo de água no etanol hidratado (7,4% em peso). A TABELA 18, mostra estes valores obtidos a partir do PCS medido experimentalmente, através de um calorímetro.

TABELA 18. Valores de PCS medido e PCI calculado.

Combustível	PCS [kJ/kg]	PCI [kJ/kg]
Gasolina	37 588	34 184,20
Mistura 37 % de etanol	32 867	29 581,78
Mistura 50 % de etanol	31 003	27 777,90
Etanol	27 015	24 163,13

Da eq (281) ΔPCI_{CO} e ΔPCI_{H_2} são as frações de calor não liberadas devido a presença de CO e hidrogênio respectivamente nos produtos da combustão, a soma destas frações é uma energia química que o motor não aproveitou:

$$\Delta E_{quim} = \Delta PCI_{CO} + \Delta PCI_{H_2} \quad (283)$$

Em motores é conveniente relacionar a energia da mistura ar-combustível à quantidade total de mistura que ingressa no cilindro, assim:

$$E_{mist} = \frac{PCI_c - \Delta E_{quim}}{1 + \lambda I_o}. \quad (284)$$

O valor de ΔE_{quim} pode ser calculado em função dos valores de λ , do poder calorífico do CO e do H_2 e do valor de K do combustível substituindo na eq. (283) as eqs. (274) e (276):

$$\Delta E_{quim} = 0,42 \frac{1 - \lambda}{1 + K} L_o PCI_{CO} + 0,42 K \frac{1 - \lambda}{1 + K} L_o PCI_{H_2} \quad (285)$$

$$\Delta E_{quim} = (1 - \lambda) L_o \underbrace{\left(\frac{0,42}{1 + K} PCI_{CO} + \frac{0,42K}{1 + K} PCI_{H_2} \right)}_A. \quad (286)$$

Onde $A \approx 114 \cdot 10^3$ para valores de $K = 0,45 \dots 0,55$. A partir destes valores aproximados, calculou-se a ΔE_{quim} para o etanol e a gasolina, os resultados são mostrados na FIGURA 87.

FIGURA 87. Comportamento do ΔE_{quim} para a gasolina e o etanol.

A gasolina tem valores superiores de energia química perdida em comparação com o etanol, isto foi obtido a partir do cálculo teórico anteriormente desenvolvido, considerando hidrogênio “livre” como produto da combustão incompleta.

6.3.1. Poder calórico inferior perdido a partir de valores reais medidos

A energia perdida, devida à existência de CO no escapamento pode ser calculada por:

$$\Delta PCI_{CO} [kJ/h] = PCI_{CO} [kJ/kg] * emissão de CO [kg/h]. \quad (287)$$

A presença de THC no escapamento, é outra energia perdida no motor, que pode ser calculada por:

$$\Delta PCI_{THC} = PCI_{CH_4} [kJ/kg] * emissão de THC [kg/h] [kJ/h]. \quad (288)$$

O total da energia química não aproveitada pelo motor, devido à emissão de gases que não puderam ser queimados na câmara de combustão é:

$$\Delta E_{quim} = \Delta PCI_{CO} + \Delta PCI_{THC} \text{ [kJ/h]}. \quad (289)$$

A energia que entra no motor (E_{total}) é o produto do consumo horário de combustível (Ch_{comb} [kg/h]) e o poder calórico inferior do mesmo:

$$E_{total} = Ch_{comb} \text{ [kg/h]} * PCI_{comb} \text{ [kJ/kg]} \text{ [kJ/h]}. \quad (290)$$

A energia aproveitada pelo motor seria:

$$E_{aproveitado} = E_{total} - \Delta E_{quim} \text{ [kJ/h]}. \quad (291)$$

Esta energia, pode ser referenciada à massa total de ar e combustível que ingressou no motor, e pode ser chamada de energia específica:

$$E_{especifico} = \frac{E_{aproveitado}}{C_{comb} + C_{ar}} \text{ [kJ/kg]}. \quad (292)$$

O valor de $C_{comb} + C_{ar}$, foi calculado em função de λ obtido nos ensaios e o ar necessário para queimar 1 kg do combustível (I_o):

$$C_{comb} + C_{ar} = 1 + \lambda I_o. \quad (293)$$

Na FIGURA 88 mostra-se o comportamento da energia específico, o qual é um reflexo da capacidade do combustível para que o motor aproveite mais seu PCI . Pode-se notar que o etanol leva a melhor vantagem neste sentido.

FIGURA 88. Comportamento da energia específica para o etanol e a gasolina.

É uma realidade que ambos motores tem uma considerável diferença de taxa de compressão, mas, esta não é a causa pela qual um motor funcionando com etanol aproveita mais a energia química que entra com a mistura ar-combustível.

Como pode ser observado nas eqs. (284) e (286), a energia aproveitada pelo motor não depende da taxa de compressão e sim das características do combustível assim como do coeficiente de excesso ar. Este fato foi demonstrado nos ensaios experimentais. A FIGURA 89, mostra o comportamento da $E_{\text{especifica}}$ para o mesmo combustível às diferentes taxas de compressão.

FIGURA 89. Comportamento do $E_{\text{especifica}}$ para 50% de mistura à diferentes taxas de compressão.

Pode-se observar a grande aderência dos pontos para as duas taxas de compressão. Este comportamento manifestou-se da mesma forma para a mistura 37% com as correspondentes taxas de compressão (9,5 e 11).

Para entender melhor o fato de que a energia aproveitada pelo motor não depende da taxa de compressão e sim das características do combustível, foi feita a análise cinética das reações de combustão a seguir.

6.4. Análise cinético química

Um dos desafios dos estudos químicos é relacionar as propriedades da matéria bruta com as propriedades das moléculas individuais. O importante é conseguir coerência entre suposições sobre a estrutura e comportamento das moléculas com várias propriedades macroscópicas observadas (MAHAN (1993)).

Uma das principais razões para se estudar velocidades de reações – além das vantagens práticas óbvias de sermos capazes de prever a composição de uma mistura de reação à medida que ela se desloca para o equilíbrio – é ter uma visão dos processos moleculares que acompanham as reações. Leis e constantes de velocidade são janelas da mudança química (ATKINS (2001)).

A sequência verdadeira das etapas elementares nas reações de combustão em motores, está longe de ter-se estudado com plenitude, mas, para a maior parte destas reações química, é típica a forte dependência de suas velocidades com a temperatura.

O efeito quantitativo da temperatura em uma velocidade de reação foi identificado por *Svante Arrhenius* no fim do século XIX. Ele descobriu que obtinha uma linha reta colocando-se em um gráfico o logaritmo da constante de velocidade *versus* o inverso da temperatura absoluta. Em outras palavras,

$$\ln k = \text{intercepto} + \text{inclinação} * 1/T.$$

Neste contexto, a interseção é designada $\ln A$ e a inclinação é designada $-\frac{E_a}{RT}$, onde R é a constante geral dos gases, T a temperatura, A é o fator pré-exponencial e E_a a energia de ativação. A equação empírica de *Arrhenius* é:

$$\ln k = \ln A - \frac{E_a}{RT}.$$

Considerando-se a cinética de *Arrhenius* proposta por CRNKOVIC (2003):

$$\left[\frac{dm}{dt} \right]_{\max} = A e^{\frac{-E_a}{RT}} m, \quad (294)$$

onde m é a massa e t o tempo.

Aplicando-se o operador logaritmo natural em ambos os lados da eq (294) obtém-se:

$$\ln \left[\frac{dm}{dt \cdot m} \right] = \ln A - \frac{E_a}{RT}. \quad (295)$$

Quando $\ln\left[\frac{dm}{dt \cdot m}\right]$ versus $1/T$ é plotado num gráfico (eixos y e x , respectivamente), o coeficiente angular da reta é $-E_a/R$ (energia de ativação/ R) e o fator pré-exponencial (A), é obtido pela extrapolação na reta no eixo y .

Considerando a unidade do tempo como o grau de giro do virabrequim (ϕ); a FIGURA 90 mostra a fração de massa queimada M_b/M_{total} , obtida a partir do modelo de diagnóstico da combustão utilizado neste trabalho, para o motor trabalhando com mistura de etanol de 50% na gasolina.

FIGURA 90. Fração de massa queimada M_b/M_{total} em função dos graus de giro, para 3500 rpm a 100% de abertura da borboleta.

Também foram calculadas as temperaturas dos gases queimados para todos os ensaios. A FIGURA 91 mostra o comportamento deste parâmetro.

FIGURA 91. Temperatura dos gases queimados com o uso de 37% de etanol na gasolina, para 3500 rpm a 100% de abertura da borboleta.

Considerando o primeiro termo da eq. (295) $\ln \left[\frac{dm}{dt \cdot m} \right] = \ln \left[\frac{M_b}{\phi \cdot M_{total}} \right]$, já

que, a velocidade dos processos da combustão pode ser avaliada a partir da velocidade com que surgem as substâncias finais, as quais são os produtos da combustão, pode-se escrever:

$$\ln \left[\frac{M_b}{\phi \cdot M_{total}} \right] = \ln A - \frac{E_a}{R} \frac{1}{T_b} \quad (296)$$

Desta forma, aplicando *Arrhenius*, poderia-se fazer ou “plotar” um gráfico

$\ln \left[\frac{M_b}{\phi \cdot M_{total}} \right]$ versus $\frac{1}{T_b}$, para cada um dos ensaios realizados neste trabalho.

Como se mostrou nas FIGURAS 90 e 91, calculou-se a partir das grandezas medidas na bancada dinamométrica, para cada valor de giro do virabrequim ϕ , os valores de M_b/M_{total} e os valores da temperatura para os gases queimados T_b entre outros parâmetros.

Nas FIGURAS 92, 93 e 94 mostra-se o comportamento de $\ln \left[\frac{M_b}{\phi \cdot M_{total}} \right]$ versus $\frac{1}{T_b}$, para o etanol e as misturas 50% e 37% com as correspondentes linhas de tendência e suas equações de ajuste.

FIGURAS 92. Gráfico de *Arrhenius* para etanol em taxa de compressão 11 a 100% de abertura da borboleta e a 3500 rpm.

FIGURAS 93. Gráfico de *Arrhenius* para mistura 50% em taxa de compressão 11 a 100% de abertura da borboleta e a 3500 rpm.

FIGURAS 94. Gráfico de *Arrhenius* para mistura 37% em taxa de compressão 11 a 100% de abertura da borboleta e a 3500 rpm.

A fase da combustão para aplicar *Arrhenius* (FIGURAS 92, 93 e 94), foi a segunda fase, já que (ver FIGURA 95):

- 1ª fase da combustão: representa 10% do ângulo total da combustão $\Delta\phi_c$ e queima-se 5% de M_{total}
- 2ª fase da combustão: representa 85 % do ângulo total da combustão $\Delta\phi_c$ e queima-se 85-90 % de M_{total}
- 3ª fase da combustão: define-se como o valor de máxima pressão até o final da combustão.

FIGURA 95. Comportamento da pressão e fração de massa queimada em função de ângulo de giro do virabrequim. (Fonte: BENAJS (1997))

Então, na segunda fase queima-se a maior quantidade de massa combustível e a curva tem um comportamento muito parecido a uma reta, ótimo para a aplicação de *Arrhenius*.

Da mesma forma que foi considerado $\ln\left[\frac{dm}{dt \cdot m}\right] = \ln\left[\frac{M_b}{\phi \cdot M_{total}}\right]$, poderia-se

interpretar que a inclinação da reta ou coeficiente angular (63 386 para o etanol, 70

167 para a mistura 50% e 70 944 para a mistura 37%, nestes casos), das FIGURAS 92, 93 e 94, é um indicador de $\frac{E_a}{R}$ para cada combustível ensaiado.

Deve-se esclarecer que os coeficientes angulares obtidos não são valores de $\frac{E_a}{R}$ para cada reação de combustão do combustível ensaiado, já que esses coeficientes angulares foram obtidos a partir das frações de massa queimada M_b/M_{total} para cada valor de ϕ , mas, os coeficientes angulares, são um indicador de como varia a E_a para cada reação de combustão do combustível ensaiado.

Uma outra forma de obter um indicador de E_a , é obter os valores de massa queimada para cada valor de ϕ , isto é $M_b/M_{total} * M_{total} = M_b$, onde M_{total} que ingressa no cilindro foi medido. Desta forma *Arrhenius* fica como:

$$\ln \left[\frac{dM_b}{d\phi} \right] = \ln A - \frac{E_a}{RT_b}$$

Obtendo $\left[\frac{dM_b}{d\phi} \right]$ por diferenças finitas, aplicou-se *Arrhenius*, agora para as

misturas 37% e 50% de etanol na gasolina com taxa de 9,5. As FIGURAS 96 e 97 mostram estes resultados.

FIGURA 96. Gráfico de *Arrhenius* para mistura 37% em taxa de compressão 9,5 a 100% de abertura da borboleta e a 3500 rpm.

FIGURA 97. Gráfico de *Arrhenius* para mistura 50% em taxa de compressão 9,5 a 100% de abertura da borboleta e a 3500 rpm.

Neste caso os coeficientes angulares tem os valores de 276 246 para a mistura 50% e 297 953 para a mistura 37%, valores que também não são $\frac{E_a}{R}$ dos combustíveis, já que foram obtidos a partir dos resultados experimentais no motor, no qual o processo de combustão é influenciado por vários fenômeno que não favorecem uma combustão ótima, sobre tudo, quando se trata de um motor carburado como é o caso. Mas, como foi dito anteriormente, o coeficiente angular é um indicador de como varia $\frac{E_a}{R}$ para cada combustível ensaiado.

A partir dos valores dos coeficientes angulares obtidos, poder-se-ia afirmar que a reação de combustão do etanol tem menor energia de ativação que a reação de combustão de uma mistura de gasolina-etanol, significando que a reação de combustão do etanol tem menor energia de ativação que a gasolina. Por sua vez, em misturas de etanol e gasolina, tem menos energia de ativação a reação de combustão da mistura que tiver menos gasolina que é o caso da mistura 50% comparada com a de 37%. A esta conclusão parcial, chegou-se não só com os resultados até aqui apresentados, foram calculados esse indicador de $\frac{E_a}{R}$ para diferentes condições de

funcionamento do motor obtendo-se a mesma tendência. Isto é, o coeficiente angular do etanol é inferior aos das misturas com gasolina.

O significado físico deste resultado é:

Quanto menor for a energia de ativação maior será a velocidade da reação, já que, segundo GARDINER (2000), o fator exponencial $e^{\frac{-E_a}{RT}}$ é a fração molecular com energia de movimento que supera o valor da energia de ativação, necessária para vencer o **obstáculo** energético de uma reação (quebra das ligações moleculares existente para formar outros novos).

Esse **obstáculo** energético é maior para a gasolina, pois a gasolina é um composto complexo, e em caso de reações químicas complexas, a energia de ativação é uma magnitude convencional, determinada pelas etapas de transformação mais lentas, que são as que limitam a velocidade da reação em todo o seu conjunto.

Por tanto, como as reações de oxidação no processo de combustão em motores, devem desenvolver-se às velocidades suficientemente elevadas, o etanol é queimado mais rapidamente que a gasolina, favorecendo o processo de combustão. Esta é uma das causas pela qual, a energia do combustível aproveitada pelo motor diminui com a presença de gasolina no etanol (FIGURA 98).

FIGURA 98. Comportamento do $E_{\text{específica}}$ para 50% de mistura e etanol para taxa 11 a 100% de abertura da borboleta e 3500 rpm.

Um outro enfoque pode ser dado a estes resultados:

Segundo ATKINS P. (2001), um catalisador fornece uma nova trajetória de reação com uma energia de ativação mais baixa. A FIGURA 99 mostra este critério.

FIGURA 99. Diagrama de evolução da reação com e sem catalisador (Fonte: ATKINS P. (2001)).

Permitindo, desse modo, que mais moléculas reagentes cruzem a barreira e forme produtos. Então, com as misturas de etanol na gasolina, pode-se considerar que o etanol atua para o processo de reação na combustão em motores, como os catalisadores em qualquer outra reação, logicamente, os catalisadores não reagem, o etanol sim, ele é queimado mais rapidamente que a gasolina, favorecendo o processo de combustão. Este é mais um motivo para o incentivo da adição de etanol à gasolina.

Afirmar que o etanol seja um “catalisador” para a reação de oxidação da gasolina em um motor real, pode parecer uma idéia meio ousada, pelo qual merece uma análise da temperatura dos gases dentro da câmara de combustão.

É sabido que as velocidades de reações podem ser usualmente elevadas pelo aumento da temperatura, pois, a altas temperaturas, um maior número de moléculas terá energia maior que a energia de ativação. Para o motor funcionando a 3500 rpm e 100% de abertura da borboleta, a FIGURA 100 mostra o comportamento da

temperatura da massa não queimada no processo de combustão e processo de expansão.

FIGURA 100. Comportamento da temperatura da massa não queimada a 3500 rpm e 100% de abertura da borboleta.

Sem dúvida, o comportamento da temperatura para os gases não queimados com o motor funcionando com taxa de compressão baixa (8), é menor para todo o processo mostrado na FIGURA 100, um aumento da taxa de compressão provoca um aumento da pressão e da temperatura. Mas, observa-se o comportamento das temperaturas correspondentes do etanol e das misturas. Para quase todo o processo de compressão e a primeira e segunda fase da combustão, as temperaturas são bem próximas umas das outras. É importante lembrar que *Arrhenius* foi aplicado para a segunda fase da combustão.

À mesma temperatura aproximadamente, uma fração maior de moléculas reagentes pode cruzar a barreira mais baixa da trajetória “catalisada” com etanol e se transforma em produtos do que quando o etanol não está presente.

É esta a explicação do porque o etanol é um magnífico aditivo antidetonante: a velocidade de propagação da chama depende das velocidades das reações químicas de combustão, na medida que menor for a energia de ativação maior será a velocidade da reação e maior a velocidade de propagação de chama e os fatores que impedem a detonação, são aqueles que aceleram a combustão dos gases não queimados muito próximos à frente de chama.

7. CONCLUSÕES

Os ensaios dinamométricos forneceram dados que comprovam a possibilidade da utilização de mistura etanol hidratado - gasolina, na proporção de 37% e 50% de cada combustível em volume, usando taxas de compressão (9,5 e 11).

A leitura dos dados de pressão no interior da câmara e a quantificação da intensidade da detonação, possibilitou interatuar nos parâmetros do motor, para obter um processo de combustão sem detonação. Aspecto muito importante quando se utiliza gasolina em motores carburados com taxas de compressão maiores que 9:1.

Foram desenvolvidos sistemas precisos de medição com os correspondentes cálculos das incertezas.

Os ensaios dinamométricos permitiram correlacionar os pontos de potência, momento de força e rendimento máximo com os parâmetros que governam esses fatores. As planilhas de dados geradas por esses ensaios são importantes para o mapeamento do motor.

A revisão bibliográfica sobre modelos físicos matemáticos, permitiu optar por um modelo capaz de diagnosticar o processo de combustão e oferecer dados para a análise química cinético do processo. Este é um modelo fenomenológico.

O modelo físico matemático permitiu o conhecimento das temperaturas no interior da câmara e a composição e quantificação dos gases.

O estudo cinético químico, permitiu concluir que o etanol tem maior velocidade de reação de oxidação que a gasolina.

A partir da conclusão anterior, entendeu-se porque, o motor aproveita mais a energia química do etanol que da gasolina e, porque o etanol é um magnífico aditivo antidetonante.

Os ensaios mostraram que é possível otimizar o funcionamento do motor para qualquer mistura etanol gasolina. A taxa de compressão pode ser estabelecida entre 9,5 e 11. A otimização acontece através de ajustes de parâmetros como razão ar combustível, temperatura da mistura, temperatura de arrefecimento e ponto de ignição. A escolha da estratégia de otimização dependerá de que fatores se deseja priorizar. O motor pode ser ajustado para máxima potência penalizando emissões e durabilidade. Pode ser ajustado para emissões mínimas penalizando potência. Enfim, o motor pode ser ajustado dentro de uma faixa de potência e emissões que garanta um bom desempenho e boa durabilidade.

Finalmente, este trabalho desenvolveu no autor uma sólida capacidade de entender os aspectos críticos dos processos que ocorrem nos MCI, proporcionando a necessária solidez para a continuação de pesquisas nesta área.

ANEXO A

Mapeamento da câmara de combustão

Neste anexo mostra-se os gráficos que trazem a evolução dos volumes, as áreas do cabeçote, pistão e cilindro englobadas pela frente de chama em função de seu radio adimensionalizado pelo diâmetro do cilindro (radio da frente de chama / diâmetro do cilindro) para o motor com taxa de compressão 11:1. Estas curvas foram geradas para raios de frente de chama a cada 1 mm, isto é aproximadamente a cada 1 % do diâmetro do cilindro e cada 3,5° de giro do virabrequim, a partir do PMS até o ângulo de começo da abertura da válvula de escapamento.

Estes mapas são utilizados na determinação do raio do frente de chama e das áreas já citadas uma vez dado o volume queimado em uma determinada posição angular do virabrequim, através de interpolações lineares. São mostrados a seguir os gráficos obtidos a partir dos mapas gerados cada 7° de giro do virabrequim.

ANEXO B

FIGURA B.1. Comportamento de CO y NO_x em função do coeficiente de excesso de ar para 2000 rpm a 60% de abertura da borboleta.

FIGURA B.2. Comportamento de THC em função do coeficiente de excesso de ar para misturas de 50% em taxa de compressão 9,5 e 11 a 2500 rpm com 60% da carga.

FIGURA B.3. Características de carga para o motor funcionando a 2500 rpm com mistura de 37% de etanol com taxa 11.

FIGURA B.4. Característica externa de torque.

FIGURA B.5. Característica parcial de velocidade de torque.

FIGURA B.6. Característica parcial de velocidade de consumo de combustível.

FIGURA B.7. Característica parcial de velocidade de torque.

FIGURA B.8. Característica parcial de velocidade de consumo de combustível.

FIGURA B.9. Comportamento do rendimento mecânico.

FIGURA B.10. Missão mássica de CO₂ a 100% de abertura da borboleta.

FIGURA B.11. Missão específica de CO₂ a 100% de abertura da borboleta.

FIGURA B.12. Missão mássica de *CO* a 100% de abertura da borboleta. FIGURA B.13. Missão específica de *CO* a 100% de abertura da borboleta.

FIGURA B.14. Missão mássica de *THC* a 100% de abertura da borboleta.

FIGURA B.15. Missão específica de *THC* a 100% de abertura da borboleta.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ALKIDAS, A. C. (1986). *The Influence of Partial Suppression of Heat Rejection on the Performance and Emissions of a Divided-Chamber Diesel Engine*. SAE Paper 860309, p.1-11.
- ARMAS, O. V. (1998). *Diagnóstico Experimental del Proceso de Combustión en Motores Diesel de Inyección Directa*. Disertación (Doctorado) Universidad Politécnica de Valencia.
- ATKINS, P.; JONES, L. (2001). *Principio de química questionando a vida moderna e o meio ambiente*. Bookman. Porto Alegre.
- BENAJE J. C. (1997) "*Combustión en motores de encendido provocado*" Universidad de La Coruña. España..
- BIAGI, M. F. (1998). *Plano de Sobrevivência do Álcool Combustível*. 1º Fórum Nacional sobre o Futuro do Álcool.
- CHEUNG, H. M.; HEYWOOD, J. B. (1993). *Evaluation of a One-Zone Burn-Rate Analysis Procedure Using Production S. I. Engine Pressure Data*. SAE Paper 932749, p. 1-12.
- CORRÊA, L.C. (1998). *Luta contra a insensatez*. 1º Fórum Nacional sobre o Futuro do Álcool.
- CRNKOVIC, P. M. (2003). *Análise termogravimétrica de fatores determinantes da eficiência de sorção de SO₂ por calcários para aplicação na combustão de carvão em leito fluidizado*. SP. São Carlos. Tese (Doutorado) – Escola de Engenharia de São Carlos. Universidade de São Paulo.
- FEITOSA, M. V.; HILDEBRAND, L.; PAU, F. S.; MOREIRA, A. S. (1998). *Importância da vaporização de etanol e mistura etanol-gasolina no coletor de admissão durante a partida a frio*.
- FERGUSON, C. R. (1986). *Internal Combustion Engines - Applied Thermosciences*. John Wiley & Sons, New York.
- IEWEGER, R.; BLUMENTHAL, R.; ACOMET, G. (1997). *Self-Ignition of S.I. Engine Model Fuels: A Shock Tube Investigation at High Pressure*. The Combustion Institute Published by Elsevier Science Inc.

- GATOWSKI, J. A.; BALLE, E. N.; CHUN, K. M.; NELSON, F.E.; EKCHIAN, J. A.; HEYWOOD, J. B. (1984). *Heat Release Analysis of Engine Pressure Data*. SAE paper # 841359.
- GARDINE, W. C. (2000) *Gas-Phase Combustion Chemistry*. Springer-Verlag New York.
- HIRES, S. D.; EKCHIAN A.; HEYWOOD, J. B.; TABACZYNSKI, R. J.; WALL, J. C. (1976). *Performance and NO_x Emissions Modeling of a Jet Ignition Prechamber Stratified Charge Engine*. SAE paper # 760161.
- HOLMAN, J. P. (1983). *Transferência de Calor*. McGraw-Hill.
- HORNER, T. G. (1995). *Engine knock detection using spectral analysis techniques with a TMS320 DSP*. <http://www-s.ti.com/sc/psheets/spra039/spra039.pdf>. (11 set 2000).
- JOVAJ, M. S. (1987). *Motores de automovil*. MIR. Moscú.
- JOVAJ, M. S.; MÁŠLOV, G. S. (1973). *Motores de automovil*. MIR. Moscú.
- ACHCAR, J. A. (1995). *Planejamento de Experimentos em Engenharia e Indústria*. EESC-USP. IMSC.
- KRIEGER, R. B.; BORMAN, G. L. (1966). *The Computation of Apparent Heat Release for Internal Combustion Engines*. Paper 66-WA/DGP-4 ASME.
- MAHAN B. M.; MYERS R. J. (1993) *Química um curso universitário*. Editora Edgard Blucher Ltda.
- MARTIN, M. K.; HEYWOOD, J. B. (1977). *Approximate Relationships for the Thermodynamic Properties of Hydrocarbon-Air Combustion Products*. Combustion Science and Technology. Vol. 15, pp. 1-10.
- MENDES, A.C. (1998). *Balança Comercial, Desemprego e Efeito Estufa*. 1º Fórum Nacional sobre o Futuro do Alcool. Transcrito da Folha de São Paulo.
- MOFFAT, J. R. (1990). *Some Experimental Methods for Heat Transfer Studies*. Experimental Thermal and Fluid Science.
- MOREIRA, S. A.; SOTO, F. P. (1998) *Análisis del funcionamiento de Motores de Combustión Interna utilizando alcohol como combustible*. II Encuentro de Ingeniería de Materiales. ISPJAE. La Habana. Cuba.
- NET ESTADO. (2001). *O Estado de São Paulo, 28 de JULHO de 2001*.
- OBER, F.E. (1971). *Motores de Combustão Interna*. Porto Alegre. Globo.
- PENIDO P.F. (1983). *Os Motores a Combustão Interna*. Volume 2. Motores de Combustão Interna-Manuais. Belo Horizonte, Lemí.

- POULOS, S. O.; HEYWOOD, J.B. (1983). *The Effect of Chamber Geometry on Spark-Ignition Engine Combustion*. SAE paper # 830334.
- POWELL, J. D. (1993). *Engine control using cylinder pressure: past, present and future*. Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, v.115, p.343-350, June.
- RASSWIELER, G. M.; WITHROW L. (1938). *Motion Pictures of Engine Flame Propagation Model for S.I. Engines*. SAE Journal (Transactions). Vol. 42.
- SAMIMY, B.; RIZZONI, G. (1996). *Mechanical signature analysis using time-frequency signal processing: application to internal combustion engine knock detection*. Proceedings of the IEEE, v.84, n.9, p.1330-1343, Sept.
- SOTO, F. P. (1999). *Análise do desempenho de motores de combustão interna alimentados com misturas álcool-gasolina*. Dissertação (Mestrado) apresentada à EESC-Universidade de São Paulo. Orientador: Antônio Moreira dos Santos.
- SPICHER, U. et al. (1992). *Investigation into the applicability of an optical fiber sensor for knock detection and knock control system*. SAE Paper 922370.
- STUMPF, E. U. (1977). *Álcool como Combustível de Motores*. Centro Tecnológico Aeroespacial. São José dos Campos.
- SUN, Z.; BLACKSHEAR, P. L.; KITTELSON, D. B. (1996). *Spark ignition engine knock detection using in-cylinder optical probes*. SAE Paper 962103.
- TABACZYNSKI, R. J.; FERGUSON, C. R.; RADHAKRISHNAN, K. (1977). *A Turbulent Entrainment Model for Spark-Ignition Engine Combustion*. SAE paper # 770647.
- TABACZYNSKI, R. J.; HEYWOOD, J. B.; KECK, J. C. (1972). *Time-Resolved Measurements of Hydrocarbon Mass Flowrate in the Exhaust of a Spark-Ignition Engine*. SAE Paper 720112, p.1-13.
- TAYLOR, C. F. (1968). *The internal-combustion engine in theory and practice*. Cambridge, The M. I. T. Press.
- TINAUT, F. V.; MELGAR, A.; HORRILLO, A. J. (1999). *Utilization of a Quasi-Dimensional Model for Predicting Pollutant Emissions in S. I. Engines*. SAE Paper 1999-01-0223, p. 1-13.
- VAN WYLEN, G. J.; SONNTAG, R. E. (1976). *Fundamento da Termodinâmica Clássica*. Tradução da 2ª edição americana Editora Edgard Blücher.
- VUOLO, J. H., (1999). *Introdução à Teoria de Erros*. Universidade de São Paulo. Instituto de Física.
- WESTBROOK C. K.; DRYER, F. L. (1984). *Chemical Kinetic Modeling of Hydrocarbon Combustion*. Prog. Energy Combust. Sci., Vol. 10, p. 1-57.

- WOSCHNI G. (1967). *A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine*. Maschinenfabrik Augsburg - Nürnberg AG.
- YUN, H. J; MIRSKY, W. *Schlieren Streak Measurements of Instantaneous Gas Velocities from a Spark Ignition Engine*. SAE paper # 741015. 1974.
- ZABEU, C. B. (1999). *Análise da combustão em motores baseada na medição de pressão*. Dissertação (Mestrado) apresentada à escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Orientador: Francisco Emilio Bacaro Nigro.