ARMANDO JOSÉ DAL BEM

Análise de desempenho de um motor ciclo Otto alimentado com álcool de 75 INPM

Tese apresentada à Escola de Engenharia de
São Carlos da Universidade de São Paulo
para a obtenção do título de Doutor em
Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Engenharia Mecânica
Orientador: Prof. Dr. Luis Carlos Passarini

São Carlos
2008

AUTORIZO A REPRODUÇÃO E DIVULGAÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTE TRABALHO, POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO, PARA FINS DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.

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

Dal Bem, Armando José

D136a Análise de desempenho de um motor ciclo Otto alimentado com álcool de 75 INPM / Armando José Dal Bem ; orientador Luís Carlos Passarini. — São Carlos, 2008.

Tese (Doutorado-Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica e Área de Concentração em Dinâmica das Máquinas e Sistemas) — Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, 2008.

1. Motores á álcool. 2. Álcool combustível.
3. Produção de álcool. 4. Emissões de motores a álcool. I. Título.

FOLHA DE JULGAMENTO

Candidato: Engenheiro **ARMANDO JOSÉ DAL BEM**

Tese defendida e julgada em 28/10/2008 perante a Comissão Julgadora:

Prof. Dr. **LUIS CARLOS PASSARINI (Orientador)**
(Escola de Engenharia de São Carlos/USP) Aprovado

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

Prof.^a Dr.^a **WANDA APARECIDA MACHADO HOFFMAN**
(Universidade Federal de São Carlos/UFSCar) APROVADO

Prof. Associado **JOSÉ ÂNGELO RODRIGUES GREGOLIN**
(Universidade Federal de São Carlos/UFSCar) Aprovado

Prof. Associado **AFONSO LOPES**
(Universidade Estadual Paulista "Julio de Mesquita Filho"/UNESP-Campus de Jaboticabal) Aprovado

Prof. Associado **JONAS DE CARVALHO**
Coordenador do Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica

Prof. Associado **GERALDO ROBERTO MARTINS DA COSTA**
Presidente da Comissão da Pós-Graduação da EESC

DEDICATÓRIA

Ao meu amado pai, grande incentivador deste trabalho, que, na ausência física, não pôde vê-lo pronto, mas, na memória viva, continua dando frutos pelo seu exemplo e dedicação à ciência prática e à vida digna.

AGRADECIMENTOS

Inúmeros são os requisitos de um trabalho de doutorado. Difícil, ou talvez impossível, fazê-lo sozinho. Neste, contei com a companhia e a dedicação da família, em especial de Célia (esposa) e Ana Carolina (filha), que aceitaram com todos os prejuízos a alternância desbalanceada de tempo entre lazer, convivência, trabalho profissional e as inúmeras horas de pesquisa e estudos. Outras tantas pessoas tiveram, também, o apoio e a atenção doados a esta realização. Dentre elas, destaco meus agradecimentos aos amigos a seguir:

Ao meu orientador, Prof. Dr. Luis Carlos Passarini, pela transferência de conhecimentos e dispêndio incansável do seu tempo na trajetória desta tese.

Ao Eng^o e Dr. Gilberto H. A. Koike, que, ao longo dos anos de desenvolvimento deste trabalho, esteve sempre presente.

Ao Sr. Hermelindo Ruetten de Oliveira e Sr. José Luiz Zanette, diretores da Virgolino de Oliveira S.A. Açúcar e Alcool, que permitiram e incentivaram, através da empresa e de suas amizades, a realização desta pesquisa.

Aos amigos da empresa Virgolino de Oliveira Açúcar e Alcool, em especial ao Sr. João Carlos Rocha Abdo e Sr. Adilson Giacomelli, que, durante o dia-a-dia do trabalho na empresa, estiveram sempre reforçando e incentivando o andamento desta obra.

Ao Sr. Domingos João Comelli, pela grande disponibilidade pessoal, resultando em importante apoio logístico para o desenvolvimento dos ensaios.

Ao Eng^o e Mestre Fabiano Tadeu Mathias Costa, Eng^o Marco Polito e Sr. José Eduardo Verneck, pela participação efetiva na realização dos ensaios, sem a qual seria difícil, senão impossível, chegar aos resultados.

Ao Prof. Dr. Afonso Lopes, que, pelo idealismo à ciência, deu grande apoio na elaboração e montagem deste trabalho.

Ao Prof. Dr. Antonio Moreira, pela importante participação durante a realização do experimento e na fundamental disponibilização dos recursos do Laboratório de Motores da EESC, sem os quais não seria possível a conjunção da teoria e prática.

Ao Prof. Dr. Leônidas Hildebrand Jr., que, pelo companheirismo próprio de sua personalidade, contribuiu com sua experiência técnica na construção deste trabalho.

Ao Srs. Jaime Marini Junior e Sr. Roberto Aparecido Lourenço, que deram fundamental suporte técnico à realização dos ensaios.

O ideal da ciência é a verdade; da moral, o bem; e da arte, a beleza.

José Ingenieros

RESUMO

DAL BEM, A. J. **Desempenho de motor ciclo Otto funcionando com álcool de baixo teor alcoólico**. 2008. 231 f. Tese (Doutorado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2008.

Motor a álcool teve grande aplicação no Brasil com a implantação do Proálcool, programa lançado na década de 1970, vislumbrando reduzir a dependência externa do petróleo. Ressalta-se que avanços na tecnologia do referido motor, bem como na produção de álcool, tornaram-no técnica e economicamente viável como substituto da gasolina em algumas regiões. O presente trabalho teve por objetivo avaliar o desempenho e a emissão de um motor ciclo Otto funcionando com dois tipos de álcool, 92,8 e 75 INPM, sendo o último considerado de baixo teor alcoólico, possibilitando variar a taxa de compressão. O ensaio foi realizado em bancada dinamométrica, no Laboratório de Motores da EESC/USP, Câmpus de São Carlos. Para tanto, utilizou-se de motor de 1.000 cm³, oito válvulas e quatro cilindros. Os resultados evidenciaram que o combustível de baixo teor alcoólico aceitou aumento na taxa de compressão de 13,5:1 para 16,2:1, ressaltando-se que, nessa condição, houve aumento de torque e da potência máxima, redução de emissão de NO_x e aumentos de consumo e de emissão de hidrocarboneto.

Palavras-chave: motores a álcool, motores de combustão interna, álcool combustível, produção de álcool, emissões de motores a álcool, mistura etanol e água, etanol hidratado combustível.

ABSTRACT

DAL BEM, A. J. **Otto cycle engine performance working with low alcohol content**

ethanol. 2008. 231 f. Thesis (Doctoral) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2008.

Ethanol engines had a great application in Brazil with the implantation of Proalcool, a program launched in 1970 decade, guessing the reduction in exterior oil dependence. Progress in technology in the cited engine, as well as in ethanol production have turned this combustible into a technically and economically viable option, as an oil substitute in some regions. The present work had the aim of evaluating the performance and emission of an Otto cycle engine working with two types of ethanol, 92.8 and 75 INPM, the latter considered as a low grade alcohol, enabling a variation in the compression rate. The experiment was performed at the dynamometer testing bench in the Engine Laboratory of EESC/USP, Campus de São Carlos. With this intent a 1,000 cm³ engine, eight valves and four cylinders were utilized. The results have shown that the low grade alcoholic combustible accepted an enhancement in the compression rate from 13.5 to 16.2:1, emphasizing that in this condition there was increase maximum torque and maximum power, a reduction in NO_x emission and a rise in the consumption and hydrocarbon emission.

Keywords: alcohol engines, internal combustion engine, ethanol fuel, ethanol production, ethanol engines emission, water ethanol blends, aqueous ethanol fuel

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Gráfico de rendimento termodinâmico x taxa de compressão	36
Figura 2 – Consumo mundial de energia a partir dos vários tipos de fontes.....	39
Figura 3 – Ciclo de CO ₂ na produção de álcool e açúcar	39
Figura 4 – Ciclo de ar ideal a volume constante	43
Figura 5 – Comparação do ciclo ideal com o ciclo combustível-ar	47
Figura 6 – Comparação do ciclo combustível-ar com o ciclo real no diagrama p-V	48
Figura 7 – Diagrama esquemático do sistema de injeção monoponto	68
Figura 8 – Diagrama esquemático do sistema de injeção multiponto	68
Figura 9 – Componentes do sistema de controle eletrônico.....	70
Figura 10 – Diagrama esquemático de funcionamento do Saab Variable Compression.....	77
Figura 11 – Sistema VCR desenvolvido pela Nissan.....	78
Figura 12 – Sistema VCR desenvolvido pela MCE-Development	79
Figura 13 – Fluxograma das fases do processamento da cana-de-açúcar	81
Figura 14 – Diagrama simplificado de funcionamento de uma destilaria.....	82
Figura 15 – Emissão de CO e CO ₂ em função da relação ar-combustível para a gasolina	85
Figura 16 – Emissão de poluentes em função da relação A/C para a gasolina.....	88
Figura 17 – Influência do fator lambda e do avanço do ponto de ignição sobre as emissões (BOSCH, 2005).....	89
Figura 18 – Diagrama esquemático de funcionamento de motor com carga estratificada.....	91
Figura 19 – Diagrama esquemático de funcionamento do catalisador.....	92
Figura 20 – Emissão de gases de exaustão em função do fator lambda.....	92
Figura 21 – Diagrama esquemático de funcionamento do sistema EGR	93
Figura 22 – Esquema de bombeamento de ar no duto de escapamento para auxiliar no controle de emissões	94

Figura 23 – Eficiência térmica do motor em função da relação da massa de água (m_a) e massa de GLP (m_c)	97
Figura 24 – Consumo específico de combustível em função da relação da massa de água injetada (m_a) e da massa de GLP (m_c)	98
Figura 25 – Efeito da mistura de água ao metanol sobre emissões de gases e potência do motor	99
Figura 26 – Número de octano (MON) da mistura metanol-água em função da quantidade de água	99
Figura 27 – Esquema da bancada dinamométrica	106
Figura 28 – Bancada dinamométrica e componentes	110
Figura 29 – Equipamentos de medição do consumo de combustível.....	111
Figura 30 – Detalhe do sistema de admissão de ar.....	112
Figura 31 – Sistema de coleta de gases de exaustão.....	113
Figura 32 – Bancada para medição da emissão dos gases de exaustão, temperatura dos gases de exaustão, tensão da célula de carga do dinamômetro e medidor de rotação motor/dinamômetro	113
Figura 33 – Pontos de tomada de temperatura dos gases exaustão	114
Figura 34 – Ponto de tomada da temperatura de admissão da mistura.....	114
Figura 35 – Exemplo de alteração do mapa de injeção	122
Figura 36 – Esquema do cilindro de motor	125
Figura 37 – Volumes parciais que compõem a câmara de combustão	126
Figura 38 – Arranjo montado para a medição da parcela do volume da câmara de combustão formado pela concavidade do cabeçote e da junta	128
Figura 39 – Arranjo montado para a medição da parcela do volume da câmara de combustão encontrado na concavidade do pistão	129
Figura 40 – Procedimento para a medida do diâmetro do cilindro (foto da esquerda) e o espaço entre o topo do pistão e a face do bloco (foto da direita).....	130
Figura 41 – Método para a determinação da área da câmara de combustão na superfície do cabeçote	132
Figura 42 – Torque corrigido para o motor com taxa de compressão de 13,6:1 e 16,2:1	144

Figura 43 – Torque corrigido para o motor com taxa de compressão de 13,6:1 e 16,2:1 com fator lambda de 1,00 e 1,10	144
Figura 44 – Efeito do fator lambda sobre o torque corrigido do motor	145
Figura 45 – Potência corrigida para o motor com taxa de compressão de 13,6:1 e 16,2:1	146
Figura 46 – Potência corrigida para o motor com taxa de compressão de 13,6:1 e 16,2:1 com fator lambda de 1,00 e 1,10	147
Figura 47 – Efeito do fator lambda sobre a potência corrigida do motor.....	148
Figura 48 – Consumo de combustível em função da rotação.....	149
Figura 49 – Consumo específico de combustível para o motor com taxa de compressão de 13,6:1 e 16,2:1	150
Figura 50 – Consumo específico de combustível para o motor com taxa de compressão de 13,6:1 e 16,2:1 com fator lambda de 1,00 e 1,10.....	151
Figura 51 – Efeito do fator lambda sobre o consumo específico de combustível.....	152
Figura 52 – Avanço de ignição para o motor com taxa de compressão de 13,6:1 e 16,2:1 ...	153
Figura 53 – Avanço do ponto de ignição para o motor com taxa de compressão de 13,6:1 e 16,2:1 com fator lambda de 1,00 e 1,10	154
Figura 54 – Efeito do fator lambda sobre o avanço do ponto de ignição	155
Figura 55 – Temperatura dos gases de exaustão para o motor com taxa de compressão de 13,6:1 e 16,2:1	156
Figura 56 – Temperatura dos gases de exaustão para o motor com taxa de compressão de 13,6:1 e 16,2:1 com fator lambda de 1,00 e 1,10.....	157
Figura 57 – Efeito do fator lambda sobre a temperatura dos gases de exaustão	158
Figura 58 – Eficiência de conversão do combustível para o motor com taxa de compressão de 13,6:1 e 16,2:1.....	159
Figura 59 – Eficiência de conversão do combustível do motor com taxa de compressão de 13,6:1 e 16,2:1 com fator lambda de 1,00 e 1,10.....	160
Figura 60 – Eficiência de conversão do combustível em função do fator lambda.....	161
Figura 61 – Emissão de CO para o motor com taxa de compressão de 13,6:1 e 16,2:1	164
Figura 62 – Emissão de CO para o motor com taxa de compressão de 13,6:1 e 16,2:1 com fator lambda de 1,00 e 1,10	164

Figura 63 – Efeito do fator lambda sobre a emissão de CO	165
Figura 64 – Emissão de CO ₂ para o motor com taxa de compressão de 13,6:1 e 16,2:1	166
Figura 65 – Emissão de CO ₂ para o motor com taxa de compressão de 13,6:1 e 16,2:1 com fator lambda de 1,00 e 1,10	167
Figura 66 – Efeito do fator lambda sobre a emissão de CO ₂	168
Figura 67 – Emissão de HC para o motor com taxa de compressão de 13,6:1 e 16,2:1	169
Figura 68 – Emissão de CO ₂ para o motor com taxa de compressão de 13,6:1 e 16,2:1 com fator lambda de 1,00 e 1,10	170
Figura 69 – Efeito do fator lambda sobre a emissão de HC	171
Figura 70 – Emissão de NOx para o motor com taxa de compressão de 13,6:1 e 16,2:1	172
Figura 71 – Emissão de NOx para o motor com taxa de compressão de 13,6:1 e 16,2:1 com fator lambda de 1,00 e 1,10	173
Figura 72 – Efeito do fator lambda sobre a emissão de NOx.....	174
Figura 73 – Aspecto visual das velas de ignição utilizadas nos ensaios	175
Figura 74 – Dinamômetro de corrente de Foucault	195
Figura 75 – Equilíbrio de forças esquematizado para a calibração	196
Figura 76 – Gráfico torque X tensão	197
Figura 77 – Equilíbrio de forças esquematizado para a execução do ensaio	198
Figura 78 – Unidade digital de controle eletrônico (BOSCH, 1998)	218
Figura 79 – Sensor de oxigênio (BOSCH, 1998)	218
Figura 80 – Válvula de ventilação do tanque (BOSCH, 1998)	219
Figura 81 – Canister	219
Figura 82 – Válvula injetora eletromagnética de combustível: (a) monoponto e (b) multiponto (BOSCH, 1998).....	220
Figura 83 – Medidor de fluxo de ar (BOSCH, 1998).....	222
Figura 84 – Medidor de massa de ar (BOSCH, 1998)	222
Figura 85 – Sensor de temperatura do ar (BOSCH, 1998).....	223

Figura 86 – Sensor de pressão absoluta (BOSCH, 1998).....	224
Figura 87 – Esquema e foto do motor de passo (FIAT AUTOMÓVEIS S.A., 1996).....	224
Figura 88 – Atuador de marcha lenta (BOSCH, 1998)	225
Figura 89 – Potenciômetro de borboleta ou sensor de posição de borboleta (BOSCH, 1998).....	226
Figura 90 – Sensor de rotação (FIAT AUTOMÓVEIS S.A., 1996)	226
Figura 91 – Sensor de rotação (BOSCH, 1998)	227
Figura 92 – Sensor de detonação (BOSCH, 1998).....	228

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Características do motor Volkswagen 1.0	73
Tabela 2 – Características do motor Volkswagen 1.6	73
Tabela 3 – Características do motor Chevrolet 1.8	74
Tabela 4 – Características do motor Chevrolet 2.0 8V.....	74
Tabela 5 – Características do motor Fiat 1.0 8V	75
Tabela 6 – Características do motor Chevrolet 1.0 8V VHC	76
Tabela 7 – Características físico-químicas de combustíveis	83
Tabela 8 – Características do motor VW AT 1000 8V a etanol.....	107
Tabela 9 – Características do aparelho de medição de gases de exaustão	109
Tabela 10 – Volume da câmara de combustão (v_{cc}) e redução de volume necessário (Δv_{cc}), em relação à câmara de combustão original, para a obtenção de taxas de compressão escalonadas (ρ).....	132
Tabela 11 – Usinagem necessária para obter-se a taxa de compressão desejada.....	133
Tabela 12 – Dados originais dos ensaios.....	139
Tabela 13 – Análise de desempenho do motor alimentado com álcool 75 INPM	176
Tabela 14 – Análise de emissões do motor alimentado com álcool 75 INPM.....	176
Tabela 15 – Análise de desempenho do motor submetido ao aumento da taxa de compressão	177
Tabela 16 – Análise de emissões do motor submetido ao aumento da taxa de compressão	177
Tabela 17 – Análise de desempenho do motor ao combinar o aumento da taxa de compressão com a alimentação por álcool 75 INPM	178
Tabela 18 – Análise de emissões do motor ao combinar o aumento da taxa de compressão com a alimentação por álcool 75 INPM	178

LISTA DE SIGLAS

A/C	Relação ar/combustível
A/C _c	Relação ar/combustível para o AEHC _c
A/C _t	Relação ar/combustível para o AEHC _t
AEAC	Álcool etílico anidro carburante
AEHC	Álcool etílico hidratado carburante
AEHC _c	Álcool etílico hidratado carburante com grau alcoólico de 92,8 INPM
AEHC _t	Álcool etílico hidratado carburante com qualquer grau alcoólico
CTC	Centro de tecnologia canavieira
ECU	<i>Electronic control unit</i> (Unidade de controle eletrônico)
EPROM	<i>Erasable Programmable Read Only Memory</i> (Memória Programável Somente para Leitura)
GLP	Gás liquefeito de petróleo
GNV	Gás natural veicular
ICCH	Ignição por compressão de carga homogênea
IPCC	Painel intergovernamental de mudanças climáticas
IPVA	Imposto sobre propriedade de veículos automotores
MAP	Sensor de pressão absoluta
mep	Pressão média efetiva
PMI	Ponto morto inferior
PMS	Ponto morto superior
VCR	<i>Variable Compression Ratio</i>
VHC	<i>Very High Compression</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

a	Posição da célula de carga em relação ao centro do dinamômetro
b	Valor em que a reta de calibração corta o eixo y
C	Carbono
C	Curso do cilindro
$C_{11}H_{20}$	Cetano
$C_{11}H_{20}$	Alfa-metil-naftaleno
$C_{16}H_{35}$	Cetano
C_2H_5OH	Etanol
C_7H_{16}	Heptano
C_8H_{18}	Isoctano
CO	Monóxido de carbono
CO_2	Dióxido de Carbono
c_p	Calor específico
C_s	Consumo específico
E	Erro
e	Máximo erro da estimativa da média das amostras
F_{cc}	Força de reação gerada pela célula de carga
F_m	Força gerada pelas massas-padrão
g	Grau alcoólico do AEHC _t
g_c	Grau alcoólico de um AEHC _c
H	Distância da face do bloco ao topo do pistão quando este estiver no ponto morto inferior

h	Distância do topo do pistão, quando este estiver no ponto morto superior e a face do bloco
H_2O	Água
HC	Hidrocarbonetos
h_{lv}	Entalpia de condensação da água na temperatura da experiência
J	Constante para conversão de unidades
k	Razão entre o calor específico a pressão constante e o calor específico a volume constante
Ko	Fator de correção
m	Coefficiente da reta de calibração
m	Massa de gás
M	Massa molecular do gás
m_{AEabs}	Massa de álcool absoluto contido em um AEHC _t
M_{AEabs}	Massa molecular do álcool absoluto contido em uma massa “q” de um AEHC _t
m_{AEabsc}	Massa de álcool absoluto contido em um AEHC _c
m_{ar}	Massa de ar admitido
m_{art}	Massa de ar necessário para a combustão completa do AEHC
M_C	Massa atômica do carbono
M_H	Massa atômica do hidrogênio
m_{H2Oa}	Massa de água destilada a ser adicionada em um AEHC _c
m_{H2Oc}	Massa de água contida em um AEHC _c
m_{H2Ot}	Massa de água contida em um AEHC _t
M_{H2Ot}	Massa molecular da água
M_{N2}	Massa molecular da molécula de nitrogênio
M_O	Massa atômica do oxigênio

M_{O_2}	Massa molecular da molécula de oxigênio
m_v	Massa de vapor dos produtos da combustão
M_v	Massa molecular do vapor d'água
n	Rotação
N	Número de medições realizadas
N_2	Nitrogênio
n_{AEabs}	Número de moles do álcool absoluto contido em uma massa “q” de um AEHC _t
Ne	Potência efetiva
Ne_c	Potência corrigida pela ABNT
$n_{H_2O_t}$	Número de moles da água contida em uma massa “q” de um AEHC _t
Ni	Potência indicada
n_m	Número de moles de uma massa “m”
n_{N_2}	Número de moles da molécula de nitrogênio
n_{O_2}	Número de moles da molécula de oxigênio
NO_x	Óxidos de nitrogênio
n_v	Número de moles do vapor
p	Pressão
p_1	Pressão antes da combustão
p_2	Pressão após a combustão
P_b	Pressão barométrica (kPa);
P_{CI}	Poder calorífico inferior
P_{CI75}	Poder calorífico inferior do álcool 75 INPM
$P_{CI92,8}$	Poder calorífico inferior do álcool 92,8 INPM
P_{CS}	Poder calorífico superior
P_{CS75}	Poder calorífico superior do álcool 75 INPM

$P_{CS92,8}$	Poder calorífico superior do álcool 92,8 INPM
P_d	Pressão do ar seco no local do ensaio
P_i	Pressão atmosférica
q	Massa de AEHC _t
q_c	Massa de AEHC _c
Q_e	Calor desprendido durante a experiência
Q_m	Vazão do ar aspirado
Q_o	Vazão teórica máxima que o motor pode aspirar
R	Constante universal dos gases
R_c	Fator de correção da mistura
SO_x	Óxidos de enxofre
S_{qi}	Desvio padrão da medida da tensão da célula de carga
T	Temperatura absoluta do gás
t_a	Temperatura ambiente
T_{cc}	Torque gerado pela força de reação na célula de carga
T_m	Torque gerado pela F_m
T_{motor}	Torque gerado pelo motor
t_s	Temperatura de bulbo seco
t_u	Temperatura de bulbo úmido
V	Volume
v_1	Volume encontrado na cavidade do cabeçote
v_2	Volume encontrado na cavidade do topo do pistão
v_3	Volume encontrado no espaço entre o topo do pistão e o cabeçote devido à espessura da junta de cabeçote

v_4	Volume encontrado no espaço entre o topo do pistão, quando este estiver no ponto morto superior e na face do bloco
V_C	Volume unitário do cilindro
v_{cc}	Volume da câmara de combustão
V_{tc}	Volume total dos cilindros (cilindrada)
γ_m	Densidade da mistura mais resíduos (kg/m ³)
Δv_{cc}	Redução do volume da câmara de combustão original, necessário para o aumento da taxa de compressão
η	Rendimento do ciclo; Rendimento global
η_i	Rendimento indicado
η_m	Rendimento mecânico
η_{te}	Rendimento térmico
η_v	Rendimento volumétrico
λ	Fator lambda
α	coeficiente de C na fórmula proposta por Ferguson (1986)
β	coeficiente de H na fórmula proposta por Ferguson (1986)
γ	coeficiente de O na fórmula proposta por Ferguson (1986)
δ	coeficiente de N na fórmula proposta por Ferguson (1986)
λ_1	coeficiente de correção de CO ₂ na fórmula proposta por Ferguson (1986)
λ_2	coeficiente de correção de H ₂ O na fórmula proposta por Ferguson (1986)
λ_3	coeficiente de correção de N ₂ na fórmula proposta por Ferguson (1986)
μ	Massa de ar necessário para a combustão de 1 kg de combustível
Φ	Diâmetro do cilindro
ρ	Taxa de compressão

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	33
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	41
2.1 CICLOS TERMODINÂMICOS DE MOTOR ALTERNATIVO DE IGNIÇÃO POR CENTELHA.....	42
2.2 COMBUSTÍVEIS.....	50
2.3 DESEMPENHO DE MOTORES CICLO OTTO	54
2.4 CONCEITOS BÁSICOS DE SISTEMA ELETRÔNICO DE CONTROLE DE MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA	64
2.5 CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DOS PRINCIPAIS MOTORES COMERCIAIS.....	72
2.6 MOTORES COM TAXA DE COMPRESSÃO VARIÁVEL	77
2.7 SÍNTESE DO PROCESSO DE PRODUÇÃO DO ÁLCOOL.....	79
2.8 EMISSÕES DE GASES DE EXAUSTÃO DE MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA	84
2.9 ESTADO DA ARTE DA UTILIZAÇÃO DE ÁLCOOL DE MENOR TEOR EM MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA	94
3 MATERIAIS E MÉTODOS	105
3.1 DESCRIÇÃO DO EXPERIMENTO	105
3.2 ENSAIO EM BANCADA DINAMOMÉTRICA COM O MOTOR OPERANDO NA CONDIÇÃO ORIGINAL E COM ÁLCOOL 92,7 INPM.....	106
3.3 ENSAIO EM BANCADA DINAMOMÉTRICA COM O MOTOR OPERANDO NA CONDIÇÃO ORIGINAL E COM ÁLCOOL 75 INPM.....	116

3.4 ENSAIO EM BANCADA DINAMOMÉTRICA COM O MOTOR OPERANDO COM TAXA DE COMPRESSÃO ALTERADA E ÁLCOOL DE TEOR 75 INPM	124
3.5 DELINEAMENTO ESTATÍSTICO UTILIZADO NO EXPERIMENTO	134
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES	137
4.1 RESULTADO DA MEDIÇÃO DA TAXA DE COMPRESSÃO DO MOTOR NA CONDIÇÃO ORIGINAL DE FÁBRICA	141
4.2 RESULTADO DA MEDIÇÃO DA TAXA DE COMPRESSÃO DO MOTOR ALTERADO	142
4.3 RESULTADO DE DESEMPENHO	143
4.4 RESULTADOS DE EMISSÕES DE GASES NA EXAUSTÃO	162
4.5 IMPACTOS VISUAIS DO ESTADO DA VELA DE IGNIÇÃO APÓS OS ENSAIOS	174
4.6 SÍNTESE DOS RESULTADOS E DISCUSSÕES	175
5 CONCLUSÃO	179
5.1 SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS	181
REFERÊNCIAS	183
APÊNDICES	187
ANEXOS	217

1 INTRODUÇÃO

É fato comum para o cotidiano das pessoas, na maioria das cidades, depararem-se com um veículo movido à gasolina ou a diesel. Com menos frequência, exceção feita principalmente ao Brasil, encontram-se veículos movidos a álcool, biodiesel ou ainda aqueles movidos a gás natural veicular (GNV). Usando fontes de energia consideradas alternativas, encontram-se em circulação veículos movidos à eletricidade oriunda de acumuladores elétricos recarregáveis e veículos movidos a hidrogênio, na forma de célula de combustível ou combustão interna. Existem, ainda, os veículos movidos por uma combinação de duas ou mais fontes de energia. Nessa linha, podem-se citar os veículos híbridos, que são alimentados por um combustível líquido, tendo como alternativa a eletricidade, e vice-versa; os veículos alimentados por um combustível líquido com alternativa do GNV, e vice-versa, e os veículos flexíveis (veículos *flex* ou veículos *flex fuel*), alimentados com uma certa quantidade álcool misturado à gasolina. Neste último, pode-se juntar o GNV ou a nafta, ou ainda ambos, formando os veículos chamados de *tri fuel* ou *tetra fuel*.

Vários são os fatores que levam uma região ou um país a dispor de uma ou mais opção energética para veículos. Podem-se citar questões ambientais, disponibilidade e afinidade tecnológica, incentivos fiscais, legislação, facilidades ligadas ao suprimento de uma determinada fonte de energia, fatores derivados da logística da distribuição da própria energia, fatores técnicos vinculados ao desempenho e à aplicação do veículo, entre outros.

No Brasil, as fontes de energia veicular principais são os combustíveis líquidos. A legislação (BRASIL, 1994) proíbe o uso de diesel nos veículos de passageiros, de carga e de uso misto, com capacidade inferior a 1000 kg. Aos automóveis, sobram, assim, o conjunto de opções de combustíveis adaptáveis para os motores ciclo “Otto”, mais comumente a gasolina, o GNV e o álcool hidratado. No desenvolvimento dessa última opção, o Brasil especializou-se, tornando-se pioneiro na utilização, em grande escala, do álcool como combustível.

Até o advento do PROÁLCOOL¹, no ano de 1975, a frota nacional de veículos era quase que exclusivamente à gasolina. Nascia, naquela época, o carro a álcool, com incentivos para redução do Imposto Sobre Propriedade de Veículos Automotores (IPVA) e a fixação do preço do combustível em 65% do valor para gasolina, havendo uma boa vantagem econômica para o consumidor. Aliada a essa, o melhor desempenho dos motores a álcool, em termos de potência, tornou-o o carro-preferência do usuário. Houve incremento extremamente significativo de veículos movidos por esse combustível, chegando a 96% da frota nacional em 1985 (ANFAVEA, 2007).

Mas o álcool foi perdendo a vantagem econômica para o consumidor na medida em que o governo retirava os subsídios, elevando o preço, em relação à gasolina. Segundo Penido Filho (1991b), a competitividade do álcool hidratado é assegurada nas condições de preço de até 75% da gasolina. Esse valor é resultado das propriedades termodinâmicas em que o menor poder calorífico do álcool tem, em contrapartida, motor de melhor rendimento térmico. Potencializando a perda econômica, no final dos anos de 1980, ocorreu desabastecimentos geral de álcool, gerando certa desconfiança nos consumidores em adquirir esse tipo de veículo. Ao longo da década de 1990 e início deste século, o setor de produção de álcool veio ganhando produtividade e reduzindo os custos. Por outro lado, o petróleo e, conseqüentemente, a gasolina tiveram incremento muito significativo de preço, tornando o

¹ Programa criado para reduzir a dependência externa do petróleo, por meio da utilização do álcool hidratado nos motores e da aditivação da gasolina com álcool anidro.

álcool novamente competitivo, mesmo nesse cenário de inexistência de subsídios. Apesar disso, o consumidor parecia não estar disposto a adquirir um carro a álcool novamente.

A partir da década de 1990, surgiu um novo cenário favorável. O vantajoso preço do álcool em determinadas épocas, ou regiões, e a tecnologia de controle digital aplicada aos motores Otto levaram a uma prática popular, a de adicionar álcool à gasolina durante o abastecimento, promovendo o popular “rabo-de-galo” (DAL BEM, 2003). No cenário permeado por esses fatores – vantagem econômica alternada entre álcool e gasolina, insegurança na continuidade de fornecimento de álcool e tecnologia de controle digital –, surgiu o veículo flexível, cuja capacidade principal é ter um motor capaz de funcionar com qualquer mistura de álcool e gasolina.

A escolha do tipo de combustível, em um motor de combustão interna, define as características físicas e termodinâmicas que resultam no desempenho. Fator importante dentre as propriedades dos combustíveis é o poder antidetonante, do qual deriva a escolha de determinada taxa de compressão, no projeto do motor. A taxa de compressão está diretamente relacionada ao rendimento térmico do motor, e esse efeito teórico pode ser verificado pelo gráfico da Figura 1.

O álcool, pelo maior poder antidetonante, admite, conseqüentemente, maior taxa de compressão. Entretanto, uma das críticas do uso do motor flexível é que ele não foi projetado para trabalhar com uma taxa de compressão otimizada para o álcool. Assim, o motor flexível, quando funciona com álcool, perderia parte da vantagem termodinâmica que o motor a álcool tem sobre o motor à gasolina e aquela competitividade que Penido Filho (1991b) descreveu, anteriormente, como sendo de até 75% o valor máximo de preço do álcool em relação à gasolina, teria diminuído. Seguindo esse raciocínio, para o motor flexível não “carregar” essa deficiência, seria necessário que houvesse um meio de alterar a taxa de compressão junto com a mudança do tipo de combustível. Como será mostrado na Revisão Bibliográfica, no capítulo

2 a seguir, existem motores com essa capacidade, porém são mecanismos complexos, de altos custos e que carecem, ainda, de desenvolvimento.

Figura 1. Gráfico de rendimento termodinâmico x taxa de compressão (OBERT, 1968)

Além da vantagem termodinâmica do motor a álcool sobre o motor à gasolina, existem outras que podem ser citadas.

a) Maior potência do motor

De acordo com Penido Filho (1991b), a maior potência do motor a álcool sobre o motor à gasolina é produto do maior poder calorífico da mistura ar-combustível e do maior rendimento termodinâmico citado anteriormente. O álcool possui maior calor específico que a gasolina, o que confere, ao misturar-se com ar, maior redução da temperatura da mistura e conseqüente aumento da densidade. Isso resulta em maior quantidade de energia entrando no cilindro, contrapondo o menor poder calorífico do álcool.

b) Maior torque

O efeito do álcool sobre o torque do motor tem origem semelhante à potência.

c) Gases de combustão menos tóxicos

Os principais gases emitidos pelos motores de combustão interna são: monóxido de carbono (CO), óxidos de nitrogênio (NOx), óxidos de enxofre (SOx), material particulado

(fuligem), hidrocarbonetos (HC), aldeído acético e dióxido de carbono (CO₂). Com exceção do HC (CELIK, 2007) e do aldeído acético (PENIDO FILHO, 1991b), cujos valores de emissão para os motores a álcool são maiores que para os motores à gasolina, o efeito poluente dos demais dão vantagem ao álcool.

Dentre os gases emitidos, o CO₂ assumiu o “topo da agenda ambiental” a partir da década de 1990, intensificando, até os dias atuais, a polêmica e catastrófica preocupação levantada pelo meio científico, relacionada ao aquecimento global. Nessa questão, o álcool e todo o combustível renovável destacam-se de forma indiscutível sobre os de origem fósseis. Os recentes resultados apresentados pelo Painel Intergovernamental de Mudanças Climáticas (IPCC) mostraram com maior confiabilidade o que já vem sendo discutido nas duas últimas décadas, ou seja, o planeta está aquecendo-se devido ao lançamento acelerado, pelo homem, de gases de efeito estufa. O reflexo do aquecimento é catastrófico em nível global, resultando em aumento do nível do mar, alteração do regime de chuvas, transformando grandes regiões, hoje produtivas em termos de agricultura, em desertos, num futuro relativamente próximo. O aumento da concentração dos gases de efeito estufa é, em grande parte, derivado da utilização de combustíveis fósseis. A atividade humana, extremamente dependente de energia, lança na atmosfera, a partir da combustão, imensas quantidades de dióxido de carbono, entre outros gases. Nesse processo, o carbono armazenado no subsolo por milhões de anos vem sendo devolvido à atmosfera de forma rápida desde a revolução industrial, quebrando o atual equilíbrio que o planeta desenvolveu, resultando no aumento do efeito estufa e suas conseqüências. A substituição dos combustíveis fósseis por fontes renováveis está entre as grandes opções para mitigar esse fato. Porém, não é tarefa fácil, dada a grande participação das fontes fósseis na matriz energética mundial (infográfico da Figura 2). Provavelmente, essa substituição deverá ocorrer pelo aumento e pela combinação das várias outras fontes não-renováveis, como a nuclear, e renováveis, como a eólica, e os biocombustíveis, entre os quais

o álcool e o biodiesel. Estudo realizado por Macedo (1998) mostra a grande contribuição do álcool nessa questão. O estudo contempla o ciclo de produção do álcool e do açúcar, levando em conta as emissões de CO₂, como pode ser visualizado no infográfico da Figura 3.

Outro estudo, levando em consideração o consumo de energia para a produção do álcool a partir da cana-de-açúcar, fornece resultado extremamente interessante, afirma Macedo (2007). Nele é mostrado que a energia produzida na forma de 1 litro de álcool é de 8,4² vezes a energia gasta para a sua produção. Para o álcool produzido a partir do milho, como é o caso dos Estados Unidos, essa relação é de apenas 1,4 (MACEDO, 2007).

Fazendo uma síntese do que foi apresentado até aqui, tem-se no álcool um combustível extremamente adequado no aspecto ambiental e, dessa forma, assim como ocorreu no Brasil, pode vir a tornar-se relevante alternativa à gasolina em nível mundial, necessitando, para isso, de grande expansão de sua produção. Como será mostrado no Capítulo Revisão Bibliográfica, a utilização de um álcool combustível mais hidratado possibilita o aumento da produção e de redução de custo e, portanto, poderia ser uma alternativa viável nesse sentido. Além disso, o sentimento de que o caminho que o álcool combustível tomou com o desenvolvimento da tecnologia *flex fuel* não foi o melhor no aspecto termodinâmico. Portanto, o que se pode esperar da operação do motor de ciclo Otto com um álcool combustível mais hidratado?

Também será mostrado na Revisão Bibliográfica que existe uma expectativa de que o aumento da taxa de compressão e a injeção de água no cilindro de um motor ciclo Otto são sempre benéficos no aspecto rendimento do motor e que há bem poucos trabalhos envolvendo álcool de teor abaixo de 92,8 INPM, principalmente associando-o com a alteração da taxa de compressão e com a alteração da relação ar-combustível.

² Considerando a energia excedente na forma de bagaço de cana e elétrica esse valor sobe para 8,9 (MACEDO 2007)

Figura 2. Consumo mundial de energia a partir dos vários tipos de fontes (Veja³, 2007)

Figura 3. Ciclo de CO₂ na produção de álcool e açúcar (Adaptado de Copersucar, 1998)

³Infográfico apresentada pela Revista Veja em matéria veiculada em julho de 2007.

Objetivos:

Nesses cenários, o presente trabalho pretende contribuir ou, talvez, incentivar o desenvolvimento do motor projetado, exclusivamente, para funcionar com álcool, levantando e analisando seus efeitos sobre desempenho e emissões de gases de exaustão, quando esse álcool for de teor alcoólico menor que o de 92,8 INPM. Diante da expectativa de que o aumento da taxa de compressão e a injeção de água no cilindro de um motor ciclo Otto são sempre benéficos no aspecto rendimento do motor o presente trabalho pretende verificar a validade dessas expectativas substituindo a injeção de água no cilindro pela utilização de álcool mais hidratado. Para tanto o presente trabalho consistirá em:

- Determinar o desempenho e as emissões de gases de exaustão de um motor ciclo Otto funcionando com álcool de 75 INPM e taxa de compressão aumentada para 16,2:1.
- Determinar o desempenho e as emissões de gases de exaustão de um motor ciclo Otto funcionando com álcool de menor teor alcoólico, no caso 75 INPM.
- Comparar os parâmetros levantados nos parágrafos anteriores com os parâmetros do mesmo motor funcionando em condições originais de fábrica (taxa de compressão de 13,6:1) e com álcool 92,8 INPM (padrão comercial).

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Existe abrangente conhecimento acumulado nas literaturas específicas de motores de combustão interna. Neste trabalho, será mostrada a parte dela, que foca os pontos estritamente ligados ao trabalho proposto, de modo a dar suporte teórico ao entendimento do processo e aos dados obtidos no experimento. Além disso, uma vez que o trabalho se propõe a desenvolver o estudo da utilização de álcool de menor teor alcoólico, será apresentado de forma sintética o processo de fabricação do álcool.

Nesse sentido, serão descritos e organizados ao longo dos tópicos deste capítulo os conhecimentos ligados aos seguintes pontos:

- Ciclos termodinâmicos dos motores ciclo Otto de ignição por centelha;
- Combustíveis e combustão;
- Desempenho de motores;
- Conceitos básicos sobre o sistema eletrônico de controle do motor;
- Motores com taxa de compressão variável;
- Síntese do processo de fabricação do álcool;
- Emissões de gases de exaustão de motores de combustão interna, e
- Estado da arte da utilização de álcool de menor teor alcoólico em motores de combustão interna.

2.1 CICLOS TERMODINÂMICOS DE MOTOR ALTERNATIVO DE IGNIÇÃO POR CENTELHA

Segundo Taylor (1971), a termodinâmica atual e os processos químicos dos motores de combustão interna são bastante complexos para análise teórica completa. Sob tais circunstâncias, é útil imaginar, inicialmente, um processo ideal que seja simples o bastante para possibilitar fácil tratamento quantitativo e que evolua para um processo que se assemelhe ao real, em questão.

2.1.1 Ciclo de ar ideal

Diversos autores iniciam as teorias sobre motores de combustão interna explicando um ciclo particular, o ciclo de ar ideal, definindo-o como processo cíclico no qual o meio é um gás perfeito que tem, sob todas as circunstâncias, o calor específico e a massa molecular do ar à temperatura ambiente. Taylor (1971) define um processo cíclico como aquele em que o meio retorna à temperatura, pressão e estado iniciais do processo, e um gás perfeito, é aquele que tem calor específico constante e segue a equação de estado:

$$p.V = \frac{m.R.T}{M} \quad (1)$$

em que:

p = pressão;

V = volume do gás;

m = massa de gás;

M = massa molecular do gás;

R = constante universal dos gases, e

T = temperatura absoluta do gás.

Taylor (1971) chama, ainda, de ciclo de ar equivalente o ciclo que representa um dado processo real. Para os motores ciclo Otto, o ciclo de ar equivalente é tomado usualmente como o de volume constante, cujo diagrama é apresentado pela Figura 4.

Figura 4. Ciclo de ar ideal a volume constante (TAYLOR, 1971)

No início do ciclo, o cilindro contém massa de ar na pressão e volume indicados pelo ponto 1. O pistão move-se devido à força externa, e o gás é comprimido reversível e adiabaticamente para o ponto 2. É adicionado calor a volume constante para elevar a pressão para o ponto 3. A expansão adiabática reversível tem lugar até o volume inicial no ponto 4, e o meio é resfriado a volume constante para sua posição original.

Na Figura 4, os símbolos “ mep ” e “ η ” são chamados de “pressão média efetiva” e “rendimento do ciclo”, respectivamente. A pressão média efetiva, de acordo com Taylor (1971), é a pressão equivalente sobre o cilindro que, se fosse exercida durante todo o curso do motor, forneceria um trabalho igual ao do ciclo.

O rendimento do ciclo é facilmente deduzido e demonstrado por Taylor (1971), resultando na expressão a seguir:

$$\eta = 1 - \left(\frac{1}{\rho} \right)^{k-1} \quad (2)$$

em que:

ρ = taxa de compressão, e

k = razão entre o calor específico a pressão constante e calor específico a volume constante.

A taxa de compressão – ρ – é definida como razão entre o volume inicial (V_1) e final, (V_2):

$$\rho = \frac{V_1}{V_2} \quad (3)$$

em que:

V_1 = volume do cilindro no ponto 1, e

V_2 = volume do cilindro no ponto 2.

De acordo com Taylor (1971), também, como pode ser observado pela expressão (2), o rendimento de um ciclo ideal depende somente da taxa de compressão, considerando que o “k” é um valor constante, para um determinado ciclo.

O segmento 1-2 da Figura 4 é de especial interesse para este trabalho, no tocante à relação entre a pressão, a temperatura e o volume. De acordo com a termodinâmica clássica, Moran e Shapiro (2002) descrevem que as relações entre a temperatura e o volume, e a pressão e o volume são dadas pelas equações (4) e (5), respectivamente.

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} \quad (4)$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^k \quad (5)$$

em que:

T_1 = temperatura do ar no ponto 1;

T_2 = temperatura do ar no ponto 2;

P_1 = pressão do ar no ponto 1, e

P_2 = pressão do ar no ponto 2.

2.1.2 Ciclo de combustível-ar ideal

Taylor (1971) comenta que a escolha do ciclo de ar idealizado para representar um motor alternativo tem a vantagem de basear-se em poucas premissas, facilitando o entendimento, mas é necessário não se perder de vista suas limitações.

Num motor alternativo real, o fornecimento de calor é promovido pela combustão, processo irreversível no qual o meio jamais retorna ao estado original, e, dessa forma, o sistema não é cíclico no conceito termodinâmico. Além disso, parte da energia do combustível é gasta para bombear os gases para fora do cilindro e para aspirar nova mistura.

Para modelar melhor essa condição, Taylor (1971) define o ciclo de combustível-ar, em que o meio de trabalho são os gases reais de um motor. Permanecem as premissas de um ciclo de ar ideal, em que os processos são reversíveis e adiabáticos, exceção à combustão. Para o processo de combustão, considera-se que não há mudança química no combustível ou no ar antes de ocorrer e, após a ocorrência, considera-se que a carga (conteúdo do cilindro) esteja em equilíbrio químico.

Num ciclo combustível-ar, ocorre a troca do fluido de operação entre o ciclo anterior e o atual e, comumente, permanece uma parte dos gases residuais. Todas essas considerações tornam o ciclo combustível-ar mais próximo do motor real, e as diferenças com o ciclo ideal podem ser visualizadas pelo gráfico da Figura 5. O gráfico construído por Taylor (1971) mostra, além do ciclo de combustível-ar, dois outros ciclos a volume constante com mesma taxa de compressão e condições iniciais:

$$p_I = 1,0 \cdot 10^5 \text{ Pa};$$

$$T_I = 333 \text{ °K};$$

$$\rho = 8.$$

O ciclo “a” é um ciclo de ar com calor específico (c_p) igual a 1,0 kJ/(kg.K) e k igual a 1,4. O ciclo “b” é um ciclo de ar com calor específico real do ar, o qual varia com a temperatura. O ciclo “c”, por sua vez, é o ciclo de combustível-ar a volume constante, sendo o combustível, o octano (C_8H_{18}).

A fim de tornar os ciclos comparáveis, a adição de calor entre os pontos 2 e 3 dos ciclos de ar é feita igualmente à energia da combustão do combustível do ciclo combustível-ar, de acordo com Taylor (1971), igual a 3186,6 kcal/kg.

Figura 5. Comparação do ciclo ideal com o ciclo combustível-ar (TAYLOR, 1971)

As diferenças entre os ciclos “a” e “b” são devidas à diferença entre os calores específicos. O ciclo de combustível-ar, além do fato de ter outro calor específico, difere dos demais, principalmente pela mudança na composição química que ocorre após a combustão (ponto 2) e pelo fato de ser um processo irreversível.

2.1.3 Ciclo Real

Taylor (1971) afirma que o ciclo combustível-ar a volume constante representa o limite da aproximação analítica do funcionamento dos motores de ignição por centelha. Seguindo nos seus conceitos, Taylor (1971) define o ciclo real como o ciclo originado do diagrama indicado (diagrama de pressão x volume) de um motor de ignição por centelha, explicando-o por meio da comparação com o ciclo combustível-ar (Figura 6).

Figura 6. Comparação do ciclo combustível-ar com o ciclo real no diagrama p-V (TAYLOR, 1971)

O ciclo 1-2-3-4-1 representa o ciclo combustível-ar citado no item anterior. O ciclo 1-a-b-c-1 representa o ciclo real de um motor de ignição por centelha. A linha z-y é a isentrópica que passa pelo ponto "b". Como o processo real de compressão é aproximadamente isentrópico, as linhas de compressão dos dois ciclos coincidem, aproximadamente, até o ponto "a", no qual a ignição provoca aumento brusco na pressão do ciclo real.

Após o início da combustão, a pressão do ciclo real eleva-se segundo a linha a-b. O ponto “b” é tomado no ponto de tangência entre a linha de expansão e a linha isentrópica paralela à correspondente do ciclo combustível-ar. A experiência mostra, segundo Taylor (1971), que, nos motores bem ajustados, o ponto “b” é o ponto no qual a mistura se inflama completamente, e a combustão pode ser considerada completa.

Quando a mistura se expande, essa linha cai abaixo da isentrópica, devido às perdas de calor. No ponto “c”, a válvula de descarga começa a abrir, e a pressão cai rapidamente, à medida que o pistão se aproxima do ponto morto inferior (PMI).

Taylor (1971) descreve que as possíveis causas das diferenças observadas entre o ciclo real e o de combustível-ar incluem o seguinte:

- a) Vazamento de gases pelos anéis, válvulas, etc.;
- b) Combustão incompleta;
- c) Queima progressiva;
- d) Perdas relativas ao tempo, isto é, perdas devido ao movimento do êmbolo durante a combustão;
- e) Perdas de calor;
- f) Perdas devido ao atrito entre as partes em movimento, e
- g) Perdas na descarga, isto é, as perdas devido à abertura da válvula de descarga antes do ponto morto inferior.

2.2 COMBUSTÍVEIS

Combustível é toda substância química capaz de combinar quimicamente com outra em uma reação exotérmica, isto é, em que haja liberação de calor (PAGLIUSO, 1984). Segundo o estado físico, podemos classificá-los em líquidos, sólidos e gasosos. Para a finalidade deste trabalho, são os combustíveis líquidos, mais especificamente o álcool a serem considerados. As principais propriedades dos combustíveis líquidos são:

2.2.1 Poder calorífico

De acordo com Pagliuso (1984), poder calorífico é a quantidade de energia térmica liberada durante a queima de uma determinada massa de combustível. Assim, quanto mais alto for o poder calorífico, maior a quantidade de energia que esse combustível possui. O poder calorífico é classificado, ainda, em superior e inferior.

- **Poder calorífico superior**

É a quantidade de calor produzido por 1 kg de combustível, quando esse entra em combustão, em excesso de ar, e os gases de descarga são resfriados de modo que o vapor de água contido neles seja condensado.

- **Poder calorífico inferior**

É a quantidade de calor produzido por 1 kg de combustível, quando esse entra em combustão, em excesso de ar, e os gases de descarga são resfriados até o ponto de ebulição da água, evitando, assim, que a água contida na combustão seja condensada.

2.2.2 Poder antidetonante e número de octano

Segundo Penido Filho (1991a), poder antidetonante é a capacidade que tem a mistura ar/combustível de suportar elevados valores de compressão sem que haja detonação.

Os combustíveis são classificados, segundo o poder antidetonante, pelo número de octano, ou octanagem. Quanto maior a octanagem, maior o poder antidetonante.

Ao isoctano (C_8H_{18}), que tem poder antidetonante elevado, é atribuído o número “100”, enquanto, para o heptano (C_7H_{16}), que tem baixo poder antidetonante, é atribuído o número “0”. Um combustível que fosse equivalente a uma mistura de 80% de isoctano e 20% de heptano, teria o número de octano igual a 80.

A gasolina utilizada nos motores dos veículos, por exemplo, tem número de octano de 78 a 85, dependendo da qualidade e da procedência.

2.2.3 Número de cetano

A principal exigência de um motor ciclo diesel, segundo Jóvaj (1982), é a facilidade de inflamação do combustível. Essa propriedade avalia-se pelo intervalo mínimo possível entre o instante que se começa a injetar o combustível e o instante em que este começa a entrar em combustão. Essa capacidade do combustível em iniciar a combustão é, então, quantificada pelo número de cetano. Quanto maior o número de cetano, menor será o retardo da ignição.

Ao cetano ($C_{16}H_{35}$), que é um hidrocarboneto parafênico com alta capacidade de queima (pequeno retardo de ignição), é atribuído o número “100” e ao Alfa-metil-naftaleno ($C_{11}H_{20}$), que é um hidrocarboneto com baixa capacidade de queima, é atribuído o número “0”. Os demais combustíveis têm número de cetano determinado semelhantemente ao número

de octanagem. O óleo diesel empregado em motores térmicos, por exemplo, tem o número de cetano compreendido entre 40 e 60.

2.2.4 Volatilidade

Penido Filho (1991a) define volatilidade como a percentagem do combustível que se evapora a uma dada temperatura, quando a pressão atuante for de 0,1 MPa (1 bar).

A volatilidade de um combustível é importante para o bom funcionamento de um motor. Os efeitos podem ser sintetizados a seguir:

- **Volatilidade elevada significa**

- a) Perdas no reservatório por evaporação;
- b) Formação de bolhas de vapor no circuito de alimentação (*vapour lock*), e

- **Volatilidade baixa, por sua vez, significa**

- a) Dificuldade na partida, que será tanto maior quanto menor a temperatura;
- b) Alimentação não-uniforme nos cilindros;
- c) Diminuição da aceleração;
- d) Maior tempo para que o motor atinja a temperatura normal de funcionamento;
- e) Diluição dos óleos lubrificantes, e
- f) Maior formação de carvão na câmara de combustão e no topo do pistão.

2.2.5 Combustão

O processo de combustão constitui-se, essencialmente, na oxidação daqueles elementos, dentre os constituintes de um combustível, que são passíveis de serem oxidados. Durante o processo de combustão, a massa de cada elemento permanece constante e, portanto, escrever as reações químicas e resolvê-las constitui-se, basicamente, na realização do balanço de massa entre reagentes e produtos (PAGLIUSO 1984).

Um parâmetro importante aplicado aos processos de combustão é a relação ar-combustível (A/C), definida como a quantidade de ar necessário para a oxidação de um combustível, dividido pela quantidade desse combustível. Ela é, normalmente, expressa em massa, embora, por vezes, seja utilizada a base molar (PAGLIUSO 1984).

O fator λ é expresso, segundo Ribbens (1992), como:

$$\lambda = \frac{A / C \text{ real}}{A / C \text{ estequiométrica}} \quad (6)$$

Portanto:

$\lambda < 1 \rightarrow$ mistura rica (deficiência de ar);

$\lambda = 1 \rightarrow$ mistura estequiométrica, e

$\lambda > 1 \rightarrow$ mistura pobre (excesso de ar).

Um método para calcular a relação A/C estequiométrica é proposta por Ferguson (1986), por meio do equacionamento dos coeficientes dos átomos dos componentes envolvidos na equação de combustão. Seja a equação de combustão genérica mostrada a seguir:

em que:

$$\lambda_1 = \alpha \quad (8)$$

$$\lambda_2 = \frac{\beta}{2} \quad (9)$$

$$\varepsilon = \frac{\alpha + 0,25\beta - 0,5\gamma}{0,21} \quad (10)$$

$$\lambda_3 = \frac{\delta}{2} + 0,79\varepsilon \quad (11)$$

Note que os coeficientes λ utilizados aqui não são os mesmos do fator de excesso de ar descrito anteriormente. O princípio é agrupar todos os átomos semelhantes dos diversos componentes químicos do combustível do lado esquerdo da equação em um único componente e, a partir daí, determinam-se os coeficientes.

A relação A/C, de acordo com Ferguson (1986), fica:

$$A/C = \frac{28,85 \cdot (\alpha + 0,25\beta - 0,5\gamma)}{0,21 \cdot (12,01\alpha + 1,008\beta + 16\gamma + 14,01\delta)} \quad (12)$$

2.3 DESEMPENHO DE MOTORES CICLO OTTO

Este item, de acordo com o objetivo traçado no início do trabalho, tem o papel de mostrar teorias e experiências envolvidas com motores de combustão interna, de modo a permitir a análise técnica entre um motor ciclo Otto a álcool, funcionado com o álcool de 92,8 INPM, e um motor operando com álcool de 75 INPM.

O projeto de um motor contempla o tipo de combustível que irá ser oxidado para transformar sua energia química em mecânica. Diferentes tipos de combustível que, neste trabalho, são variações do grau alcoólico, exigem diferentes relações A/C, ponto e curva de ignição, taxa de compressão, entre outros, e a correta preparação do motor define o potencial de extração da energia desse combustível.

A preparação do motor contempla, principalmente, a alteração na taxa de compressão, que é uma mudança geométrica (alteração nas dimensões da câmara de combustão em relação ao volume do cilindro) na característica do motor e, portanto, de difícil retorno ao estado original do componente, a menos de sua substituição por um novo¹. As demais alterações são, relativamente, bem realizadas pela auto-adaptatividade do sistema eletrônico de controle e pela alteração do código de programa armazenado na memória (EPROM) da unidade eletrônica de controle (ECU) programação.

A análise das influências será realizada sobre os seguintes quesitos:

- a) Rendimento global ou eficiência de conversão de combustível²;
- b) Potência, e
- c) Consumo específico.

2.3.1 Eficiência de conversão de combustível

Em Martins (2006), o rendimento global de um motor é dado pela expressão:

¹ O ideal também seria modificar a geometria da câmara. Neste trabalho, isso não será feito em virtude de se querer aplicar os resultados obtidos em motores comerciais. Desse modo, deve-se investir no menor número e na maior facilidade das alterações do motor.

² Heywood (1988) afirma que o termo “eficiência de conversão de combustível” é preferível ao termo “rendimento global” porque descreve essa quantidade mais precisamente e distingue claramente de outras definições de eficiência do motor. Assim, o termo “eficiência de conversão de combustível” será adotado neste trabalho.

$$\eta = \eta_{te} \cdot \eta_i \cdot \eta_m \quad (13)$$

em que:

η = eficiência de conversão de combustível;

η_{te} = rendimento térmico;

η_i = rendimento indicado, e

η_m = rendimento mecânico.

Ainda, segundo Heywood (1988), a eficiência de conversão de combustível pode ser obtida pela seguinte expressão:

$$\eta = \frac{3600}{C_s \cdot P_{ci}} \quad (14)$$

em que:

η = eficiência de conversão de combustível,

C_s = consumo específico [g/(kW.h)], e

P_{ci} = poder calorífico inferior (MJ/kg).

2.3.1.1 Rendimento térmico

Para Penido Filho (1991a), o rendimento térmico de um motor ciclo Otto é a relação entre o calor que efetivamente se transforma em trabalho útil e o calor equivalente ao trabalho que poderia ser obtido pela queima do combustível. Em outras palavras, rendimento térmico é a diferença entre a energia contida no combustível, que gera trabalho na fase de expansão dos

gases de combustão, e a energia gasta para comprimir a mistura ar/combustível, sendo obtido pela expressão citada, também, anteriormente por Taylor (1971), para o ciclo de ar ideal :

$$\eta_{te} = 1 - \frac{1}{\rho^{(k-1)}} \quad (15)$$

em que:

ρ = taxa de compressão, e

k = razão entre os calores específicos, a volume constante e a pressão constante.

2.3.1.2 Rendimento indicado

Penido Filho (1991a) define rendimento indicado como sendo a relação entre o trabalho realizado pelo motor no ciclo indicado (ciclo real representado no diagrama PV) e o trabalho realizado pelo motor no ciclo teórico ideal. Ele é obtido pela expressão:

$$\eta_i = \frac{Tr_i}{Tr} \quad (16)$$

em que:

Tr_i = trabalho realizado pelo motor no ciclo indicado, e

Tr = trabalho realizado pelo motor no ciclo teórico.

Realizando aqui, também, um jogo de palavras, rendimento indicado é a porcentagem do trabalho útil (trabalho extraído do combustível de acordo com o rendimento térmico) que é

transformado em trabalho mecânico no ciclo real. Os fatores que incidem sobre o rendimento indicado, segundo Penido Filho (1991a), são:

- a) Combustão incompleta, ocasionada por ignição antecipada, atrasada ou incompleta, e
- b) Perda de calor durante a combustão, sendo necessário retirar das paredes dos cilindros certa quantidade de calor, para que não ocorra fusão dos componentes. Quanto maior for essa quantidade de calor, menor será o rendimento indicado.

2.3.1.3 Rendimento mecânico

Rendimento mecânico é definido por Obert (1968) como a relação entre a potência fornecida pelo motor e a potência indicada.

$$\eta_m = \frac{Ne}{Ni} \quad (17)$$

em que:

Ne = potência efetiva (cv), e

Ni = potência indicada (cv).

As potências efetiva e indicada serão definidas no item seguinte.

Lançando mão novamente do jogo de palavras, rendimento mecânico é a porcentagem do trabalho mecânico do ciclo real que é transformado em trabalho mecânico no eixo do

motor. Os fatores que influenciam no rendimento mecânico são, segundo Penido Filho (1991a):

- a) Força de atrito que aparece entre os órgãos móveis;
- b) Potência absorvida pelos órgãos auxiliares (bomba d'água, bomba de óleo lubrificante, alternador, ar-condicionado, direção hidráulica, etc.), e
- c) Potência absorvida no bombeamento (aspiração e expulsão dos gases de combustão).

2.3.2 Potência

A potência do motor é uma das características mais importantes. Define-se, para cada etapa de transformação de energia do motor, um tipo de potência. Faz-se uma breve explicação sobre cada uma, dando ênfase, somente, à potência efetiva, que é aquela que será utilizada nos ensaios.

2.3.2.1 Potência indicada (N_i)

Obert (1968) define a potência indicada como a potência total realmente desenvolvida no interior do cilindro. Essa potência é obtida pelo ciclo indicado.

2.3.2.2 Potência absorvida pelas resistências passivas (N_p)

Segundo Obert (1968), é a potência gasta para vencer o atrito das partes móveis, como: mancais, pistões, bombas de óleo e de combustível, e outras partes mecânicas, e propiciar o bombeamento dos gases de escape e aspiração.

2.3.2.3 Potência efetiva (Ne)

A potência efetiva é definida por Penido Filho (1991b) como sendo a potência gerada no eixo do motor, sendo a expressão matemática que a representa dada por:

$$Ne = 4,7444 \cdot 10^{-5} \cdot \eta_i \cdot \eta_{te} \cdot \eta_m \cdot \gamma_m \cdot \eta_v \cdot \frac{P_{ci}}{(1 + \mu \cdot R_c)} \cdot V \cdot n \quad (18)$$

em que:

Ne = potência efetiva do motor (CV);

η_i = rendimento indicado;

η_{te} = rendimento térmico;

η_m = rendimento mecânico;

γ_m = densidade da mistura mais resíduos (kg/m³);

η_v = rendimento volumétrico;

P_{ci} = poder calorífico inferior do combustível (kcal/kg);

μ = massa de ar necessária para a combustão de 1 kg de combustível;

R_c = fator de correção da mistura, no caso do motor, durante o funcionamento, não ser alimentado por uma mistura estequiométrica;

V = volume total dos cilindros (cilindrada), expressa em litros, e

n = rotação expressa em rpm.

A potência efetiva dos motores é medida por aparelhos chamados dinamômetros, que medem o torque do motor em função da rotação. A potência, então, é dada pelo produto do torque pela velocidade angular:

$$Ne = T x \omega \quad (19)$$

em que:

Ne = potência [W];

T = torque [m.N], e

ω = velocidade angular [rd/s].

- **Eficiência volumétrica**

Jóvaj (1982) define eficiência volumétrica como a relação entre a massa de ar que se encontra no cilindro, no início da compressão, e a massa teórica que poderia estar, nas condições atmosféricas de admissão. A eficiência volumétrica não é parte do rendimento global, tendo efeito somente sobre a potência do motor.

Se a aspiração fosse perfeita, todo espaço liberado pelo pistão, ao deslocar-se do ponto morto superior para o ponto morto inferior, seria ocupado pela mistura. Porém, devido aos fatores relacionados a seguir, a massa de ar admitido é sempre menor, no caso de motores naturalmente aspirados. Os fatores que influenciam na eficiência volumétrica, segundo Penido Filho (1991a), são:

- a) Perdas de carga no conduto de admissão;
- b) Tempos de abertura, fechamento e cruzamento de válvulas;
- c) Temperatura da mistura;
- d) Pressão barométrica;
- e) Percentagem de gás queimado residual contido na mistura, e
- f) Inércia da mistura.

A expressão que determina o valor da eficiência volumétrica, é dada por Penido Filho (1991a) como sendo:

$$\eta_v = \frac{Q_m}{Q_o} \quad (20)$$

em que:

Q_m = vazão do ar aspirado (m^3/h) = grandeza medida por instrumento, e

Q_o = vazão teórica máxima que o motor pode aspirar (m^3/h).

A vazão teórica máxima Q_o é calculada por:

$$Q_o = 30.n.V \quad (21)$$

em que:

n = rotação (rpm), e

V = cilindrada total do motor (cm^3).

Substituindo-se (21) em (20), tem-se:

$$\eta_v = \frac{Q_m}{30.n.V} \quad (22)$$

2.3.2.4 Potência corrigida (Ne_c)

Martins (2006) afirma que a potência de um motor pode variar notoriamente de acordo com certas condições atmosféricas. Os fatores atmosféricos que influenciam na potência do motor, são:

- a) Pressão barométrica;
- b) Teor de umidade do ar, e
- c) Temperatura ambiente.

A norma NBR ISO 1585 da Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT) regulamenta que a correção de potência para motores ciclo Otto segue a expressão:

$$Ne_c = Ko.Ne \quad (23)$$

em que:

Ne_c = potência corrigida pela NBR ISO 1585 (CV);

Ne = potência efetiva (CV), e

Ko = fator de correção.

O fator de correção Ko para motores de ignição por centelha é calculado pela expressão:

$$Ko = \left(\frac{99}{P_s} \right)^{1,2} \cdot \left(\frac{T}{298} \right)^{0,6} \quad (24)$$

em que:

T = temperatura absoluta, em Kelvin, na entrada de ar do motor, e

P_s = pressão do ar seco no local do ensaio, KPa.

O fator Ko deve sempre estar entre os limites:

$$0,93 < K_o < 1,07$$

Se estes valores forem excedidos, o valor reduzido obtido deve ser destacado e as condições do ensaio (temperatura e pressão) precisamente declarados no relatório.

A pressão do ar seco é a pressão barométrica menos a pressão do vapor d'água e é calculada pela expressão (25).

$$P_s = Pb - \frac{1}{7,5} \left[e^{\left(\frac{21,106 - \frac{5345,5}{tu+273}}{1} \right)} - 0,49 \cdot (ts - tu) \cdot \frac{Pb}{100} \right] \quad (25)$$

em que:

Pb = pressão barométrica (kPa);

tu = temperatura de bulbo úmido, e

ts = temperatura de bulbo seco.

2.4 CONCEITOS BÁSICOS DE SISTEMA ELETRÔNICO DE CONTROLE DE MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

As exigências de desempenho de um motorista de veículo equipado com motor ciclo Otto, durante a operação, recaem, basicamente, sobre mudanças na potência, feita por meio da aplicação de uma ação sobre a borboleta de aceleração do veículo. A posição da borboleta de aceleração determina a quantidade de ar admitida pelo motor, sendo ela dependente, ainda, de fatores físicos, como: pressão e temperatura de admissão e da rotação do motor. A borboleta de aceleração é o principal controlador da potência do motor.

À quantidade de ar admitida pelo motor é necessário adicionar-se o combustível na quantidade e na forma adequada a uma determinada operação do motor, para depois emitir a centelha e propiciar a combustão. O momento da emissão da centelha é fundamental para a otimização da operação do motor. Emissão da centelha retardada significa perda de desempenho. Emissão precoce pode significar pré-ignição, causar sérios danos ao motor e perda de desempenho.

A potência requerida pelo usuário está, ainda, inserida num regime de trabalho variando no tempo e sofrendo a influência de outros fatores, como: carga, rotação e temperaturas do motor e do ambiente. Nesse contexto, o sistema de controle deve executar as funções de maneira mais adequada e acurada possível. Alcançar esse objetivo tem exigido constante evolução, passando do antigo carburador aos atuais sistemas eletrônicos de controle com injeção eletrônica e ignição eletrônica estática.

Atendendo às exigências citadas anteriormente, o sistema de controle eletrônico trouxe inúmeras vantagens, entre as quais:

- a) Melhor atomização do combustível (sistema opera com pressurização do combustível);
- b) Redução do efeito retorno de chama no coletor de admissão;
- c) Controle da mistura de forma mais acurada (relação ar/combustível);
- d) Redução das emissões de gases poluentes pelo motor;
- e) Eliminação de ajustes de marcha lenta;
- f) Melhor economia de combustível;
- g) Eliminação do sistema afogador;
- h) Facilidade de partidas a quente e a frio do motor;
- i) Melhor dirigibilidade;

- j) Maior potência e torque;
- k) Melhor distribuição e homogeneização de mistura A/C para os cilindros;
- l) Menor manutenção;
- m) Maior confiabilidade, e
- n) Conservação da regulagem do sistema por mais tempo.

O princípio básico de funcionamento de um sistema eletrônico de controle para motores de combustão interna ciclo Otto consiste em sensores instalados em pontos estratégicos do motor, que enviam informações a uma unidade eletrônica. A Unidade Eletrônica de Controle (ECU) processa os sinais e envia comandos atuadores que propiciam a resposta desejada do motor, nas diversas condições de operação a que são submetidos.

Existem algumas variações de tipos de sistemas eletrônicos de controle do motor que, para entendimento do princípio de funcionamento, neste texto, são sinteticamente agrupadas em analógicas ou digitais, de acordo com o tipo eletrônico associado, e em monoponto ou multiponto, de acordo com a posição e o número de válvulas injetoras utilizadas para a injeção de combustível³.

Sistemas analógicos usam sinais elétricos contínuos para representar quantidades físicas. Um exemplo simples é o marcador de combustível, em que a bóia do tanque percorre um caminho contínuo, do ponto “vazio” ao “cheio” e, no painel, o ponteiro do mostrador mostra isso, também, de maneira contínua.

Um exemplo de sistema analógico de controle de motores é o Lê-Jetronic da Bosch, que tem, também, por característica, a ausência de memória de adaptação (Anexo A), cuja função é arquivar avarias do sistema de controle que possam ocorrer durante o funcionamento do motor. Além disso, especificamente o Sistema Lê-Jetronic, não possui indicador de

³ Tecnicamente, o mais correto seria “injeção na garganta” e “injeção nos dutos de admissão”. Num motor monocilindro, é possível fazer os dois tipos de injeção de combustível, e ambos seriam classificados como monoponto

anomalia para alertar o condutor, não possui sonda lambda⁴ nem válvula de ventilação do tanque⁵.

No sistema digital, as variáveis físicas são representadas por um equivalente numérico, usando a forma do sistema numérico binário. Os circuitos que usam transistor, por exemplo, podem ser construídos para ter um ou dois estados estáveis que podem ser usados para representar o “zero” ou o “um” num sistema numérico binário. Os sistemas Mono Motronic e Motronic da Bosch, o G7 da Magneti Marelli e outros mais modernos são exemplos de sistemas digitais. Com esses sistemas, é possível implementar rotinas de diagnósticos e daí a existência de memória de adaptação, conector de diagnose e lâmpada de anomalia.

Com relação ao número de válvulas injetoras, citado anteriormente, os sistemas de injeção podem ser divididos em monoponto e multiponto. A principal característica do sistema monoponto é a existência de uma única válvula de injeção de combustível para todos os cilindros do motor, conforme mostrado na Figura 7. Dos sistemas digitais, o Mono Motronic é um exemplo de sistema monoponto.

⁴ Sonda lambda é o sensor instalado na saída dos gases de exaustão e tem por função a determinação da concentração de oxigênio, a qual demonstra a ocorrência de mistura rica ou pobre. Maiores detalhes da sonda lambda são mostrados no anexo A.

⁵ A válvula de ventilação do tanque permite o reaproveitamento dos vapores de combustível que são formados no tanque e armazenados no canister, evitando, com isso, o lançamento na atmosfera. Maiores detalhes sobre válvula de ventilação do tanque e do canister são mostrados no Anexo A.

Figura 7. Diagrama esquemático do sistema de injeção monoponto (BOSCH, 1998)

O sistema multiponto utiliza uma válvula de injeção de combustível para cada cilindro do motor, conforme pode ser visto pela Figura 8.

Figura 8. Diagrama esquemático do sistema de injeção multiponto (BOSCH, 1998)

Os sistemas Motronic da Bosch e o G7 da Magneti Marelli são exemplos de sistemas multipontos.

2.4.1 Configuração do sistema de controle eletrônico multiponto

O sistema de injeção multiponto propicia melhores resultados de desempenho e de emissões de gases de exaustão ao motor, que o monoponto⁶. Assim, este sistema tem sido adotado, genericamente, nos motores atuais.

Na Figura 9, representa-se o diagrama esquemático do sistema de injeção eletrônico multiponto fabricado pela Bosch, e será utilizado para descrever o princípio de funcionamento. Maiores informações sobre os principais sensores e atuadores do sistema de controle digital podem ser observadas no Anexo A.

Nos sistemas eletrônicos de controle de motores, especificamente, a ECU recebe as informações dos sensores (rotação, pressão de admissão, temperatura do ar, etc.) e, por meio de um algoritmo, determina a quantidade de combustível necessária para a melhor combustão, de acordo com o regime de operação e as restrições de emissão a que o sistema deve obedecer. Executada essa fase de cálculo, a ECU comanda os atuadores (atuador de marcha lenta, bobina de ignição e válvula injetora eletromagnética) de modo a fornecer o combustível necessário e a centelha para que a combustão ocorra. Até esse ponto, o sistema opera em malha aberta pré-alimentado, ou seja, o cálculo da quantidade de combustível fornecido foi baseado no processamento dos dados iniciais fornecidos pelos sensores e na calibração do sistema.

A fim de garantir que a mistura ar-combustível mais conveniente seja alcançada, é introduzida a sonda lambda para realimentar o sistema, corrigindo, assim, as variações indesejáveis na relação A/C ⁷, até então determinada por cálculo. O sistema passa a operar em malha fechada assim que a sonda lambda atinge a temperatura ideal de aquecimento.

⁶ Por causa da melhor distribuição e da homogeneização da mistura ar-combustível para os cilindros.

⁷ Por causa de diferenças nas propriedades do combustível, entre os abastecimentos, por exemplo.

LEGENDA

1 – Bomba de combustível	9 – Sensor de rotação
2 – Filtro de combustível	10 – Sonda lambda ou sensor de oxigênio
3 – Regulador de pressão	11 – Unidade de Comando Eletrônico (ECU)
4 – Válvula de injeção ou injetor eletromagnético de combustível	12 – Válvula de ventilação do tanque
5 – Medidor de fluxo de ar	13 – Relé de comando
6 – Sensor de temperatura da água	14 – Bobina de ignição
7 – Atuador de marcha lenta ou motor de passo	15 – Vela de ignição
8 – Potenciômetro de borboleta ou sensor de posição de borboleta	16 – Caníster
	17 – Sensor de detonação
	18 – Corpo de borboleta

Figura 9. Componentes de sistema de controle eletrônico (BOSCH, 1998)

No processo de realimentação do sistema eletrônico de controle, existe, ainda, o sensor de detonação (sensor KS). Esse sensor tem a função de informar à ECU a ocorrência de detonação do combustível, caso ocorra. Nesse caso, a ECU promove o atraso progressivo da centelha da vela de modo a evitar a detonação. Depois que a detonação parou de ocorrer, o sistema avança progressivamente o ponto de ignição até um novo surgimento de detonação. Então o ciclo recomeça⁸.

⁸ Esta é uma das estratégias de controle. Ela pode ser questionada porque a câmara de combustão passa a operar numa temperatura mais elevada, sem que haja ganho significativo de torque do motor. A vantagem é que o sistema é mais adaptativo, o que é bastante interessante em um sistema *flex fuel*.

2.4.2 Auto-adaptatividade do sistema eletrônico

Uma das principais características do sistema eletrônico de motores é a capacidade de adaptar-se ou corrigir desvios durante a operação. Essa característica é conhecida como auto-adaptatividade.

A auto-adaptatividade do sistema eletrônico, de acordo com Mathias e Shoshima (1993), age principalmente nos seguintes pontos:

a) A auto-adaptatividade, aplicada na obtenção de uma relação ar/combustível (A/C) otimizada, é obtida por meio da introdução de um sensor de oxigênio, ou sonda lambda (Anexo A), na saída dos gases de escape, para informar a necessidade de correção da mistura (A/C). Ribbens (1992) salienta que o controle de combustível, trabalhando em malha fechada, é baseado em dois componentes críticos: sensor de oxigênio e válvula injetora eletromagnética (Anexo A). O sensor de oxigênio detecta a condição em que se encontram os gases de escape com relação à quantidade de oxigênio. A quantidade de oxigênio é relativamente baixa para misturas ricas e relativamente alta para misturas pobres. Essa condição de mistura rica ou pobre é mostrada pelo fator lambda. De acordo com a condição em que se encontra a mistura, o sensor de oxigênio envia um sinal elétrico para o controlador (ECU) que comanda a válvula injetora eletromagnética para corrigir a mistura.

b) A auto-adaptatividade aplicada à ignição digital eletrônica trabalha na prevenção da detonação do motor. Um sensor de detonação (Anexo A) detecta a ocorrência da detonação, e o avanço de ignição é retardado em decrementos definidos até ser eliminado.

c) A auto-adaptatividade aplicada ao controle da marcha lenta funciona por meio de um motor de passo acoplado a um obturador (Anexo A), com a função de variar a vazão de ar

na marcha lenta. O sistema mede a rotação do motor e corrige-a em função da carga sobre o motor e da rotação de referência.

d) A auto-adaptatividade da purga do caníster evita o lançamento do vapor de combustível do tanque para a atmosfera. O caníster (Anexo A), um componente carregado de carvão vegetal ativado, absorve os vapores quando o veículo está parado e devolve-os para o motor quando o mesmo está funcionando.

2.5 – CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DOS PRINCIPAIS MOTORES COMERCIAIS

Na introdução deste trabalho, foi citada a vantagem relacionada à maior taxa de compressão dos motores a álcool sobre o motor à gasolina e a perda dessa vantagem com a introdução do motor de tecnologia flexível. Para exemplificar esse fato em termos de produção comercial de motores, é interessante comparar as Tabelas 1; 2; 3; 4 e 5. Essas tabelas apresentam dados dos principais fabricantes de motores comerciais nacionais que dispõem de motores à gasolina, a álcool e flexíveis, de modo a possibilitar comparações entre eles. Existe certa dificuldade de fazer esse tipo de comparação, pois, em alguns casos, está-se fazendo com motores de diferentes estágios de desenvolvimento.

Tabela 1 – Características do motor Volkswagen 1.0

	CONVENCIONAL		FLEXÍVEL (2005)	
	GAS. (2003)	ÁLC.(2003)	GAS.	ÁLC.
Pot.-Rot. (cv-rpm)	57-5.200	61,2-5.000	65-5.750	68-5.750
Torque-Rot. (Nm-rpm)	84-3.500	95-3.500	89-4.500	90-4.500
Curso (mm)	70,6	70,6	-	-
Diâmetro (mm)	67,1	67,1	-	-
Cilindrada (cm ³)	999	999	999	999
Razão Pot./cil. (cv/litro)	57	61,2	65,1	68,1
Taxa de compressão	10,5:1	14,1:1	10,8:1	10,8:1

(VOLKSWAGEN DO BRASIL LTDA., 2002 e 2005)

Tabela 2 – Características do motor Volkswagen 1.6

	CONVENCIONAL		FLEXÍVEL(2005)	
	GAS. (2004)	ÁLC.(2004)	GAS.	ÁLC.
Pot. Máx.-Rot. (cv-rpm)	92-5.500	99-5.500	97-5.750	99-5750
Torque Máx.-Rot. (Nm-rpm)	136-3.000	141-3.250	138-3.000	141-3.000
Curso (mm)	77,4	77,4	-	-
Diâmetro (mm)	81,0	81	-	-
Cilindrada (cm ³)	1.596	1.596	-	-
Razão Pot./cil. (cv/litro)	57,6	62,0	-	-
Taxa de compressão	9,8:1	13,0:1	10,1:1	10,1:1

(VOLKSWAGEN DO BRASIL LTDA., 2004 e 2005)

Tabela 3 – Características do motor Chevrolet 1.8

	CONVENCIONAL		FLEXÍVEL (2004)	
	GAS. (2003)	ÁLC. (2003)	GAS.	ÁLC.
Pot. Máx.-Rot. (cv-rpm)	110-5.400	110-5.400	105-5.400	109-5.400
Torque Máx.-Rot. (Nm-rpm)	155-4.800	166-2.400	170-3.000	178-3.000
Curso (mm)	79,5	79,5	88,2*	88,2*
Diâmetro (mm)	84,8	84,8	80,5*	80,5*
Cilindrada (cm ³)	1.796	1.796	1.796*	1.796*
Razão Pot./cil. (cv/litro)	61,2	61,2	58,5	60,7
Taxa de compressão	9,2:1	11,7:1	10,5:1	10,5:1

(GENERAL MOTORS DO BRASIL LTDA., 2001, 2004a e 2004b)

*Motor de mesma cilindrada que o motor à gasolina e a álcool, porém de curso do pistão e diâmetro do cilindro diferentes.

Tabela 4 – Características do motor Chevrolet 2.0 8V

	CONVENCIONAL		FLEXÍVEL (2004)	
	GAS. (2001)	ÁLC.(1993)*	GAS.	ÁLC.
Pot. Máx.-Rot. (cv-rpm)	116-5.200	116-5.400	121-5.200	127-5.200
Torque Máx.-Rot. (Nm-rpm)	167-2.400	176-3.200	179,5-2.600	192,3-2.400
Curso (mm)	86	86	86	86
Diâmetro (mm)	86	86	86	86
Cilindrada (cm ³)	1.998	1.998	1.998	1.998
Razão Pot./cil. (cv/litro)	58,1	58,1	60,5	63,6
Taxa de compressão	9,2:1	12,0:1	11,3:1	11,3:1

(GENERAL MOTORS DO BRASIL LTDA., 1993, 2001 e 2004a)

*Sistema de Injeção EFI. O motor à gasolina do mesmo ano, modelo e sistema de injeção possui 110 cv de potência, torque de 163 Nm e taxa de 9,2:1.

Tabela 5 – Características do motor Fiat 1.0 8V

	CONVENCIONAL		FLEXÍVEL (2005)	
	GAS. (2004)	ÁLC. (2003)	GAS.	ÁLC.
Pot. Máx.-Rot. (cv-rpm)	55-5.500	61,9	65-6000	66-6000
Torq. Máx.-Rot. (Nm-rpm)	83,4-2.500 a 4.250	79,5-3.000	89,3-2.500	90,3-2.500
Curso (mm)	64,9	54,8*	64,9	64,9
Diâmetro (mm)	70,0	76,0*	70,0	70,0
Cilindrada (cm ³)	999,1	994,4*	999,1	999,1
Razão Pot./cil. (cv/litro)	65,1	62,2	65,1	66,1
Taxa de compressão	9,5:1	11,4	10,8:1	10,8:1

(FIAT AUTOMÓVEIS S/A, 2001 e 2005)

*Motor de cilindrada (Fiat Fiasa) próxima ao motor à gasolina (Fiat Fire), porém de curso do pistão e diâmetro do cilindro diferentes.

Não existe no mercado nacional de carros flexíveis um motor com taxa de compressão otimizada para o álcool, como pode ser concluído das tabelas anteriores, comparando motores flexíveis com seus equivalentes a álcool. Observa-se, nas tabelas, que a taxa de compressão dos últimos motores a álcool produzidos são maiores que os equivalentes flexíveis, sugerindo, assim, que poderia estar havendo um certo “desperdício” da vantagem do álcool. Apesar desse fato, também se observa que, na maioria dos casos, houve incremento de potência e, em menor incidência, incremento também de torque.

Ainda, com relação à taxa de compressão, exceção pode ser feita para o motor 1.0 litro da Chevrolet com tecnologia Very High Compression (VHC) que, como pode ser visualizado na Tabela 6, tem, neste quesito, o mesmo valor para o motor à gasolina (VHC), a álcool (motor não VHC) e flexível. Porém, fica a questão: com a tecnologia do VHC da Chevrolet, ou com a tecnologia do motor flexível, qual seria a taxa de compressão ideal para o motor a álcool?

Tabela 6 – Característica do motor Chevrolet 1.0 8V VHC

	CONVENCIONAL		FLEXÍVEL (2006)	
	GAS. VHC	ÁLCOOL	GAS.	ÁLC.
Pot.-Rot. (cv-rpm)	70-6.400	63-3.000	70-6.400	72-6400
Torque-Rot. (Nm-rpm)	86-3.200	82-3.000	86-3.000	88-3.000
Curso (mm)	62,9	62,9	62,9	62,9
Diâmetro (mm)	71,1	71,1	71,1	71,1
Cilindrada (cm ³)	999	999	999	999
Razão Pot./cil. (cv/litro)	70,1	63,1	65,1	72,1
Taxa de compressão	12,6:1	12,6:1	12,6:1	12,6:1

(GENERAL MOTORS DO BRASIL LTDA., 2006)

O fato é que a taxa de compressão é resultado das dimensões físicas do cilindro e da geometria da câmara de combustão, dimensões essas facilmente alcançadas quando o motor é projetado para um determinado combustível. Porém, a variação dessas dimensões durante o funcionamento de um motor requer mecanismos complexos.

Os modelos de carros flexíveis existentes no mercado nacional não têm a capacidade de alterar essas dimensões. São utilizados, somente, os recursos oferecidos pelo sistema de controle digital que corrige, básica e eletronicamente, o avanço de ignição e a dosagem do combustível. Com esse recurso, permite-se, com algum prejuízo, a utilização de um ou mais combustíveis.

2.6 MOTORES COM TAXA DE COMPRESSÃO VARIÁVEL

Alguns fabricantes desenvolveram motores com a capacidade de variar a taxa de compressão durante o funcionamento, chamado de sistema *Variable Compression Ratio* (VCR).

Entre os motores dotados desse sistema, pode-se citar o caso da Saab, com o conceito *Saab Variable Compression* (SVC). O conceito SVC apresentado por Drangel (2000) é mostrado pela Figura 10. A Saab desenvolveu o sistema para o motor de 1.6 L turbo alimentado, à gasolina, de aplicação no veículo Saab 9-5, o qual utiliza, originalmente, motor de 3.0 litros, de seis cilindros em “V”. O conceito da Saab, segundo Drangel (2000), resulta em melhor desempenho do motor por permitir o funcionamento com taxa de compressão ideal para regimes diferentes. Ainda, segundo Drangel (2000), o sistema pode, também, ser utilizado para alimentar o veículo com gasolina ou álcool, cujas taxas de compressão necessárias são diferentes.

Figura 10. Diagrama esquemático de funcionamento do Saab Variable Compression (DRANGEL, 2000)

Outro fabricante que desenvolveu um sistema VCR, foi a Nissan. De acordo com Automotive... (2005b), a Nissan acredita que o VCR é um passo na direção de um novo ciclo de combustão, aplicável a um motor ciclo Diesel ou Otto. O VCR proposto pela Nissan é baseado no motor SR20 DOHC 16 válvulas, 2.0 litros, de quatro cilindros em linha (Figura

11). Diferentemente do sistema da Saab, que varia o tamanho da câmara de combustão pelo deslocamento do cabeçote em relação ao virabrequim, o sistema Nissan trabalha com a variação da medida do curso do pistão, por meio do sistema denominado *multilink*.

Figura 11. Sistema VCR desenvolvido pela Nissan (AUTOMOTIVE..., 2005b)

Ainda em fase primária de desenvolvimento, existe o sistema VCR proposto pela MCE-5 *Development* (Figura 12). Segundo o texto apresentado em Automotive... (2005a), esse sistema é composto por uma haste articulada, colocada entre a biela e o pistão, sendo essa haste comandada por um cilindro que regula seu deslocamento. A posição dessa haste determina o curso do pistão. Esse sistema permite uma taxa de compressão variável e confere vida prolongada ao pistão, por não estar sujeito à tensão radial.

Figura 12. Sistema VCR desenvolvido pela MCE-Development (AUTOMOTIVE..., 2005a)

Como pôde ser visto, os sistemas VCR carregam certo grau de complexidade pelos componentes que são adicionados ao motor. Além disso, são sistemas que requerem maiores graus de desenvolvimento.

2.7 SÍNTESE DO PROCESSO DE PRODUÇÃO DO ÁLCOOL

Também foi citada, na introdução deste trabalho, a viabilidade da substituição da gasolina pelo álcool, em motores de ignição por centelha, pelo aspecto favorável do fator ambiental. Essa substituição, por pequena que possa ser, em termos de percentagem de substituição, exigiria aumento considerável da produção de álcool.

A possibilidade de operar motores de combustão interna com álcool de menor teor que o tradicional 92,8 INPM, além de beneficiar-se do maior rendimento térmico, advindo da maior taxa de compressão, permitiria o aumento da capacidade de produção das plantas industriais de etanol existentes.

Sicchiere (2007) confirma esse fato, explicando que a produção de álcool hidratado de menor teor alcoólico exige menor consumo de energia e a planta industrial teria aumento da

capacidade de produção devido ao menor tempo de processamento desse álcool, para atingir o grau desejável (informação verbal)⁹. Entretanto, para atingir maior grau alcoólico no processo de destilação, tem-se o benefício de obter álcoois com menores índices de impureza. O contrário, ou seja, a produção de álcool de menor teor, teria a necessidade de desenvolver-se processo para retirar as impurezas, antes eliminadas na própria destilação.

Para esclarecer esse ponto, faz-se breve relato do processo de fabricação de álcool a partir da cana-de-açúcar. O processo engloba, sinteticamente, a extração do caldo contido na cana, o preparo, a fermentação alcoólica seguida de destilação, culminando nos produtos: álcool anidro e hidratado. O fluxograma sintético, apresentado pela Figura 13, mostra as fases desse processo e inclui, também, o processamento (agrupado) de açúcar, uma vez que, nas usinas integradas – usinas que produzem álcool e açúcar –, o mel residual é utilizado juntamente com o caldo da cana para a produção do álcool. O mel residual é composto pelos açúcares que não são cristalizáveis, ou seja, não formam cristais, mantendo-se líquido. Nas destilarias autônomas – indústrias que só produzem álcool –, todo o caldo da cana é utilizado para a produção do álcool.

A primeira fase de destilação é processada, segundo Copersucar (1999), em três colunas superpostas: A, A1 e D, diagrama esquemático da Figura 14. O vinho (líquido resultante da fermentação alcoólica do caldo da cana) é alimentado no topo da coluna A, descendo pelas bandejas, em fluxo cruzado com vapor d'água, sofrendo a epuração (destilação). A coluna A tem por finalidade esgotar a maior quantidade possível de álcool do produto de fundo, que é denominado vinhaça. A vinhaça é retirada, segundo Copersucar (1999), a uma proporção aproximada de 13 litros para cada litro de álcool produzido. Ela é constituída principalmente de água, sólidos em suspensão e solúveis.

⁹ Informação fornecida por Valter Felipe Sicchiere, diretor técnico da empresa JW Indústria e Comércio de Equipamentos de Aço Inox Ltda., produtora, entre outros equipamentos, de destilarias para produção de álcool.

Figura 13. Fluxograma das fases do processamento da cana-de-açúcar

A flegma, que são os vapores resultante desse processo, cuja concentração alcoólica é de 40° a 50° GL¹⁰ (34 a 44 INPM), é conduzido para a coluna B. Os vapores mais voláteis, principalmente ésteres e aldeídos, são concentrados na coluna D e retirados no seu topo, sendo liquefeitos em condensadores, em que uma fração líquida retorna ao topo D, e outra é retirada como álcool de segunda, com graduação de aproximadamente 92 °GL. Na coluna B, a flegma sofre um processo chamado de retificação, em que é concentrada e purificada até atingir 96 °GL. Pelo fundo da coluna é retirada a flegmaça, composta por uma solução aquosa e todas as impurezas. O álcool hidratado, produto final dos processos de epuração e retificação, é uma mistura binária álcool-água que pode atingir um teor da ordem de 96 °GL

¹⁰ Álcool é produzido comercialmente como uma mistura de álcool absoluto (álcool puro) e água. Quando a concentração alcoólica é fornecida em graus GL (de Gay Lussac), significa que o grau é a quantidade de álcool na mistura em percentagem de volume. Quando a concentração é dada em graus INPM, significa que o grau é a quantidade de álcool na mistura em percentagem de massa.

(92,8 INPM¹¹), segundo Copersucar (1999). Esse álcool é utilizado, principalmente, como combustível de veículos.

Figura 14. Diagrama simplificado de funcionamento de uma destilaria

Para a obtenção do álcool anidro, é necessária a desidratação do hidratado, a qual não pode ser atingida pelo processo de destilação simples descrito anteriormente. O processo de desidratação consiste na mistura de um terceiro produto, que pode ser o ciclo-hexano ou o etileno glicol, formando mistura ternária (álcool-água-produto) que tem ponto de ebulição menor que o álcool anidro. Desse modo, o álcool anidro é produzido em outra etapa de destilação que se processa na coluna C. O álcool anidro é utilizado, principalmente, como aditivo da gasolina.

Penido Filho (1991b) descreve as propriedades do álcool etílico anidro carburante e do (AEAC) e do álcool etílico hidratado carburante (AEHC) em comparação com a gasolina. Essas propriedades são apresentadas pela Tabela 7.

¹¹ INPM = proporção álcool em porcentagem de massa.

TABELA 7 – Características físico-químicas de combustíveis

PROPRIEDADE	GASOLINA	AEAC	AEHC
Fórmula química	C_8H_{17} *	C_2H_5OH	$C_2H_5OH-H_2O$
Peso molecular (u.m.a)	114	46,13	47,42
Densidade a 20 °C (kg/l)	0,73	0,79	0,81
Relação estequiométrica A/C	15,2:1	9,0:1	8,3:1
% Carbono em peso	84	52	47
% Hidrogênio em peso	16,0	13,0	12,0
% Oxigênio em peso	-	35	34
Início temperatura ebulição (°C)	40,0	78,3	78,2
Término temperatura ebulição (°C)	250	78,3	78,2
Calor latente de Vaporiz. (kcal/kg)	90	216	237
Temperatura de auto-ignição (°C)	367	550	580
Poder calorífico inferior (kcal/kg)	10500	6400	5952
Calor combustão da mistura			
quimicamente correta (kcal/kg)	0,860	0,815	0,815
Índice octano método Research	73	106	110
Índice octano método Motor	73	89	92
Índice octano calculado	73	158	162
Fator de acréscimo do número de			
moléculas durante a combustão	1,055	1,063	1,077
Efeito de superalimentação	1,68	7	9
Graus GL (volume)	-	99,5	95
Graus INPM (peso)	-	99,2	92,7

(PENIDO FILHO, 1991b)

* OBERT (1968) – fórmula de hidrocarboneto equivalente adotada para a gasolina

2.8 EMISSÕES DE GASES DE EXAUSTÃO DE MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

A combustão completa e ideal de um combustível teria como produto a formação de água (H_2O) e dióxido de carbono (CO_2) somente, além da liberação de energia. Porém, a combustão real, a presença de impurezas no combustível, o ar e as características de projeto do motor podem gerar, em maior ou menor quantidade, gases indesejáveis sob o aspecto ambiental. De acordo com Penido Filho (1991a), os principais gases produzidos na condição real de operação do motor de combustão interna, além do vapor d'água e do CO_2 , são: monóxido de carbono (CO), hidrogênio (H_2), oxigênio (O_2), óxidos de nitrogênio (NO_x), hidrocarbonetos (HC), nitrogênio (N_2) e óxidos de enxofre (SO_x). Dentre eles, o CO, o CO_2 , os NO_x e os HC são os que apresentam maiores inconvenientes ao homem.

2.8.1 Monóxido de Carbono (CO)

O CO é altamente tóxico, descreve Penido Filho (1991a), devido à alta afinidade com a hemoglobina do sangue, que dificulta a assimilação do oxigênio, ocasionando asfixia e morte. Sendo um gás pobre em oxigênio, quanto maior a concentração de oxigênio na mistura, ou seja, quanto mais pobre a mistura, menor a percentagem de CO expelida nos gases de exaustão. Além disso, a homogeneidade da mistura é fator importante na diminuição da emissão de CO (PENIDO FILHO, 1991a). O monóxido de carbono é um composto intermediário na formação do dióxido de carbono (CO_2). Esse último é o principal gás desencadeador do efeito estufa, o qual foi relatado na introdução deste trabalho. Penido Filho (1991a), relacionando esses dois componentes – CO e CO_2 – com a razão ar-combustível, fornece gráfico de emissão para a gasolina (Figura 15). Como pode ser visualizada, a

percentagem de CO diminui à medida que a mistura é empobrecida e a percentagem de CO_2 atinge o maior valor na mistura estequiométrica, diminuindo quando a mistura caminha para rica ou pobre.

Figura 15. Emissão de CO e CO_2 em função da relação ar-combustível para a gasolina (PENIDO FILHO, 1991a)

2.8.2 Óxidos de Nitrogênio (NO_x)

Martins (2006) escreve que os NO_x , no campo de poluentes, são principalmente perigosos quando associados aos hidrocarbonetos e à radiação solar, produzindo o fenômeno chamado “smog”, causador de infecções respiratórias e asma. Reação fotoquímica, continua o autor, transforma também os NO_x , em ácido nítrico e nitratos, ambos potenciais produtores de chuva ácida. Os óxidos de nitrogênio têm como a principal fonte, de acordo Heywood (1988), a oxidação do nitrogênio atmosférico, e, ainda, se o combustível contiver componentes de nitrogênio, esse passa a ser uma fonte adicional para a formação dos NO_x . Os óxidos de nitrogênio são formados durante as altas temperaturas da combustão e desassociam-se com o resfriamento dos gases, durante a expansão, até alcançar o equilíbrio químico, explica Heywood (1988). Assim, Heywood (1988) afirma que existe forte dependência da taxa de

formação de NOx com o aumento da temperatura de combustão. Além da temperatura, outro fator que Heywood (1988) descreve como intensificador, é a concentração de oxigênio, que, quanto maior, mais NOx é emitido. Penido Filho (1991a) afirma que o efeito da temperatura influencia indiretamente na emissão de NOx por meio da taxa de compressão e do avanço de ignição. Maiores taxas de compressão e maiores avanços de ignição aumentam, assim, a quantidade de NOx emitidos.

2.8.3 Hidrocarbonetos (HC)

O terceiro gás que apresenta inconveniência ambiental, são os HC. Martins (2006), complementando o relatado para os NOx, diz que os HC produzem o “*smog*” fotoquímico quando associados aos NOx, mas também pode dar origem a irritações oculares, náuseas e dores de cabeça, assim como problemas respiratórios. Alguns HC são considerados cancerígenos, principalmente os aromáticos, nos quais algumas gasolinas sem chumbo são ricas. Também são nocivos às plantas. De acordo com Ferguson (1986), a maior parte da emissão de hidrocarbonetos provém de combustível não-queimado. Justifica que combustíveis derivados de petróleo são compostos por 10 a 20 espécies de HC com maiores cadeias carbônicas e 100 a 200 espécies de menores cadeias, e que a maioria dos HC encontrados na exaustão, é da mesma espécie deles. Ferguson (1986) diz ainda que, na exaustão, são encontrados, também, HC diferentes, que podem ser provenientes de outras fontes, como o próprio óleo lubrificante do motor, ou de alteração na estrutura química dos componentes originais do combustível. No processo de formação de HC, Heywood (1988) explica, também, quais são as fontes desse poluente. Uma delas é a parcela da mistura no estado gasoso que entra nos espaços formados pelos anéis, pistão e parede do cilindro. A maior parte desse gás não é queimada e retorna à mistura no processo de expansão e

exaustão. Outra fonte é devido a depósitos de impurezas na parede da câmara de combustão, que dificulta a combustão da fina camada de mistura em contato com a parede. Como terceira fonte, Heywood (1988) explica que a camada de óleo lubrificante que cobre a parede do cilindro, absorve e libera HC da mistura, antes e depois da combustão, respectivamente, impedindo a queima do combustível absorvido. A última fonte de HC tem origem na combustão incompleta devido à extinção da chama na parcela do ciclo do motor quando a velocidade da combustão é lenta. Heywood (1988) explica que tais condições ocorrem durante a operação transitória do motor quando a mistura ar-combustível, avanço de ignição e a fração de gases de exaustão do ciclo anterior não são apropriadas. Penido Filho (1991a) relata fatores que afetam a emissão de HC que podem estar ligados a essa fonte citada por Heywood (1988). São eles:

- Aumento da emissão de HC
 - a) Aumento do ângulo de cruzamento das válvulas;
 - b) Abaixamento da temperatura de funcionamento do motor, e
 - c) Ignição irregular.

- Diminuição da emissão de HC
 - a) Diminuição do ângulo de cruzamento das válvulas;
 - b) Aumento da temperatura do motor;
 - c) Ignição atrasada;
 - d) Conduto de admissão de boa forma aerodinâmica, e
 - e) Melhor geometria da câmara de combustão.

Heywood (1988) relata que uma das mais importantes variáveis que influencia na emissão de gases de exaustão, é a relação A/C. Para demonstrar esse fato, apresenta gráfico da concentração dos principais gases de exaustão em função da relação A/C. Esse gráfico, ou similares, é apresentado por diversos autores de literaturas clássicas sobre motores de combustão interna. A Figura 16 traz um gráfico típico apresentado por Martins (2006). Nela observa-se que a curva de emissão de NO_x é máxima para misturas próxima da estequiométrica, diminuindo quando a mistura se torna rica ou pobre. A emissão de CO é máxima para mistura rica, diminuindo à medida que empobrece. A emissão de HC também é máxima para mistura rica, diminuindo até o valor da relação A/C próximo a 16, aumentando novamente a partir desse valor.

Figura 16. Emissão de poluentes em função da relação A/C para a gasolina (MARTINS, 2006)

Bosch (2005) relata que o avanço do ponto de ignição tem, também, considerável influência na emissão dos gases de escape e que pode ser utilizado para influenciá-los diretamente. Porém, afirma que o avanço do ponto de ignição otimizado para emissões de gases poluentes nem sempre é compatível com consumo de combustível e dirigibilidade, pois

influencia essas grandezas de forma oposta. Bosch (2005) descreve que avanço do ponto de ignição mais adiantado aumenta a potência e reduz o consumo de combustível, mas também, aumenta a emissão de HC e CO₂ e pode conduzir à detonação do motor. A influência do avanço do ponto de ignição e do fator lambda sobre a emissão de gases de exaustão é mostrada na Figura 17. Note que as formas das curvas são semelhantes à Figura 16.

Figura 17. Influência do fator lambda e do avanço do ponto de ignição sobre as emissões (BOSCH, 2005)

Alguns artifícios foram desenvolvidos para o controle da emissão de gases de exaustão para motores de ignição por centelha e estão relacionados nas literaturas tradicionais sobre motores. Entre eles, podem-se citar:

- a) Motor com carga estratificada;
- b) Conversores catalíticos (catalisadores);
- c) Recirculação de gases de exaustão (EGR), e
- d) Injeção de ar no coletor de escapamento.

O motor de carga estratificada, de acordo com Martins (2006), assenta no princípio de que a ignição, para ocorrer eficazmente, deverá ser originada em ponto em que haja mistura estequiométrica ou levemente rica. A propagação da combustão é um processo mais simples, que poderá ser efetuada com mistura pobre. Assim, é necessário que a mistura nas imediações da vela seja estequiométrica, ou levemente rica, e que o restante da câmara de combustão seja pobre, obtendo-se no geral uma mistura pobre. Isso daria ganho em emissões e o bônus adicional em redução de consumo de combustível, conforme Martins (2006).

Continuando, Martins (2006) afirma que houve várias soluções para promover a estratificação da mistura e quase todas foram baseadas na utilização de dois sistemas de preparação. A combustão era iniciada em câmara auxiliar de pequena dimensão, com mistura rica, sendo propagada para a câmara principal, com mistura pobre (Figura 18). Martins (2006) relata que a dificuldade de criação de mistura verdadeiramente estratificada, elevada transferência de calor dos gases para as câmaras de combustão, especialmente no orifício de ligação entre uma e outra, e a impossibilidade de manter o mesmo nível de estratificação para diferentes regimes e carga de operação tornaram esse tipo de motor preterido em relação ao convencional, dotado de catalisador.

Figura 18. Diagrama esquemático de funcionamento de motor com carga estratificada (MARTINS, 2006)

O princípio do conversor catalítico, de acordo com Heisler (1995), é promover reações químicas, transformando os gases de exaustão – HC, CO e NOx – em dióxido de carbono, vapor d'água e nitrogênio. Ocorrem dois tipos de reação química: reação de oxidação para o CO e HC, e reação de redução para o NOx. A oxidação e a redução desses componentes são reações químicas que demandam longo tempo para ocorrerem. Sendo assim, o conversor catalítico (catalisador) foi desenvolvido de modo a acelerar tais reações por meio da presença de materiais catalíticos (metais nobres) do tipo: platina, ródio, etc. A estrutura do catalisador pode ser observada pela Figura 19.

Figura 19. Diagrama esquemático de funcionamento do catalisador

Heisler (1995) escreve que, para atingir eficiência de conversão dos gases de exaustão, é necessário que o motor opere dentro de estreita faixa de relação A/C, perto da estequiométrica. Demonstra isso por meio da Figura 20, que apresenta os níveis de concentração de gases de exaustão quando o motor é composto por catalisador.

Figura 20. Emissão de gases de exaustão em função do fator lambda (HEISLER, 1995)

O terceiro método de controle de emissões listado anteriormente é o método da recirculação de gases de exaustão (EGR). Esse método é utilizado, de acordo com Heisler (1995), para a mitigação dos NO_x e consiste no desvio de parte dos gases de exaustão, já queimados, para os cilindros, juntando-se à mistura fresca. O método pode ser observado na Figura 21, que apresenta um diagrama esquemático com controle da dosagem de recirculação por válvula a vácuo. A recirculação age de duas maneiras, segundo Heisler (1995): promove o abaixamento da temperatura de combustão pois, apesar de não participar diretamente na combustão, absorve parte do calor gerado pela mesma e reduz a quantidade global da mistura ar-combustível para determinada condição de carga e velocidade. Penido Filho (1991a) complementa, dizendo que, pelo fato de os NO_x serem ricos em oxigênio, uma parte dele, presente nos gases recirculados, é queimada, transformando-se em gás inerte.

Heisler (1995) comenta que estudos experimentais têm sido realizados, e os resultados mostram o benefício da redução dos NO_x, porém vem acompanhado de redução da potência e aumento do consumo.

Figura 21. Diagrama esquemático do funcionamento do sistema EGR (HEISLER, 1995)

O último dos sistemas citados anteriormente para a redução de emissão de gases poluentes – sistema de bombeamento de ar no duto de escapamento – é descrito por vários autores. Penido Filho (1991a), entre eles, descreve sucintamente esse sistema, dizendo que os gases CO e HC podem ser oxidados na presença de oxigênio a temperatura elevada. Assim, o sistema consiste de bomba de ar acionada pela polia do eixo do motor, que promove a injeção de ar no duto de saída dos gases, próximo à válvula de escapamento. O diagrama esquemático é representado pela Figura 22.

Figura 22. Esquema de bombeamento de ar no duto de escapamento para auxiliar no controle de emissões (PENIDO FILHO, 1991a)

2.9 ESTADO DA ARTE DA UTILIZAÇÃO DE ÁLCOOL DE MENOR TEOR EM MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

A adição de água ao combustível em motores de combustão interna não é idéia nova. Mathewson (1980) comenta que, durante a Segunda Guerra Mundial, os militares fizeram uso extensivo de injeção de água nos cilindros de motores de aeronaves de alto desempenho. Mais tarde, a técnica foi utilizada, também, em aeronaves civis com o mesmo propósito de aumentar o empuxo na decolagem. Atualmente, sistemas de injeção de água em motores de

combustão interna estão disponíveis até mesmo para automóveis, encontrando-se *kits* para instalação com certa facilidade. Nesse último, segundo Water (2007), existem três variações principais, que dependem da localização do sistema de injeção. A primeira é a instalação do sistema na entrada da admissão da mistura. A segunda variação é a instalação na saída do *intercooler*, quando esse existir. A terceira variação é a instalação na entrada do *intercooler*, também, obviamente, quando esse existir, sendo essa variação utilizada somente para veículos de competição.

O fato, explica Mathewson (1980), é que, dentro de certos limites, esses sistemas aumentam a potência do motor devido ao efeito provocado pelo alto calor latente de vaporização da água. Em comparação, explica que o calor latente de vaporização para gasolina é aproximadamente 326 kJ/kg e, para etanol, aproximadamente 840 kJ/kg. Para a água, o valor é de cerca de 1628 kJ/kg. Então, se uma pequena quantidade de água é injetada na mistura ar-combustível, na forma de névoa, a água provocará o resfriamento dessa, aumentando a eficiência volumétrica do motor e, conseqüentemente, a potência. Além disso, Mathewson (1980) escreve que, quando a mistura é queimada, água se vaporizará, promovendo potência adicional devido à pressão do vapor. Porém, continua, há limites para a quantidade de água a ser injetada, podendo ocorrer resfriamento excessivo e prejuízo da combustão.

Dados bastante promissores foram apresentados, também, por Kozole (1994) em relatório ao Ministério do Meio Ambiente e Energia do Canadá. O relatório contém 10 anos de testes com sistemas de injeção de água em motores de combustão interna à gasolina, desde aqueles providos com alimentação de combustíveis por carburadores, até os compostos por sistema de injeção. O sistema de injeção de água utilizado para os testes foi projetado pela FIPS International Inc., sendo composto, sinteticamente, por bomba, reservatório e sistema

dosador de água comandado pelo próprio vácuo criado pelo ciclo da aspiração do motor. Os resultados de Kozole (1994) foram os seguintes:

- a) A relação da massa de água e combustível ótima foi encontrada entre 0.10 e 0.25;
- b) A configuração ótima do motor, com injeção de água, foi a combinação da relação ar-combustível pobre e avanço de ignição aumentado. Essa configuração resultou em redução de consumo de combustível entre 14% e 23,9%, em média, e as seguintes reduções de emissões:
 - até 27% de redução em Hidrocarbonetos Totais (THC);
 - até 83% de redução em monóxido de carbono (CO);
 - até 68% de redução em óxidos de nitrogênio (NOx);
 - até 17% de redução em dióxido de enxofre (SO₂), e
 - até 17% de redução em gás carbônico (CO₂).
- c) O Pico de potência, medido em dinamômetro, teve aumento de até 4,6%, com a injeção de água, e com redução simultânea do consumo de combustível, em até 18%;
- d) O sistema de injeção de água projetada pela FIPS não afetou a durabilidade do motor, baseado na análise da Engenharia Experimental da General Motors, em 100 horas de teste em dinamômetro, para uma frota de 10 veículos;
- e) Subjetivamente, a dirigibilidade do veículo com injeção de água foi semelhante ao veículo operado com gasolina pura, com exceção do regime de potência máxima.

Trabalho equivalente aos anteriores, que foram direcionados para motores operados com combustível líquido, foi também realizado para combustível gasoso, no caso, gás liquefeito de petróleo (GLP), por Özcan e Söylemez (2005). Foi utilizado motor de ignição

por centelha, quatro tempos, quatro cilindros e 1.297 cm^3 de cilindrada. O trabalho desenvolveu-se pela análise do efeito da injeção de água à mistura ar-combustível, sobre a perda de calor para a água de refrigeração e para os gases de exaustão, consumo específico e rendimento térmico do motor, variando-se a razão entre a massa de água e a massa de gás. Özcan e Söylemez (2005) concluíram que, à medida que a razão entre a massa de água e a massa de gás aumenta, a perda de calor para a água de refrigeração e para os gases de exaustão, e o consumo específico diminuem, enquanto o rendimento térmico do motor aumenta.

Alguns dos resultados são mostrados a seguir, pelas Figuras 23 e 24.

Figura 23. Eficiência térmica do motor em função da relação da massa de água – m_a e da massa de GLP – m_c (ÖZCAN E SÖYLEMEZ, 2005)

Figura 24. Consumo específico de combustível em função da relação da massa de água injetada – m_a e da massa de GLP – m_c (ÖZCAN E SÖYLEMEZ – 2005)

Retornando a Mathewson (1980), o mesmo afirma que o uso de sistema de injeção de água, quando o combustível é a gasolina, requer projeto em separado do sistema de injeção do combustível, porque água e gasolina não se misturam. Porém, etanol¹² e água misturam-se perfeitamente e, para alcançar os benefícios da água no processo de combustão, nesse caso, simplesmente pode-se misturá-la ao combustível, eliminando o sistema de injeção.

Na linha de utilização de álcoois como combustível, Bernhardt (1977) afirma que, como a água pode ser facilmente misturada ao metanol¹³, a formação de aldeído e NOx pode ser reduzida (Figura 25). Segundo ele, essa mistura tem grande potencial de tornar-se um combustível substancialmente mais limpo que a gasolina, sendo, portanto, uma boa oportunidade para ganhos ambientais.

¹² Etanol é um álcool com dois átomos de carbono na cadeia (C_2H_5OH).

¹³ Metanol é um álcool com um átomo de carbono na cadeia (CH_3OH).

Figura 25. Efeito da mistura de água ao metanol sobre emissões de gases e potência do motor (BERNHARDT, 1977)

Além disso, Yoshida et al.¹⁴ (1976), apud Bernhardt (1977), destacaram outra vantagem da mistura metanol-água que pode ser observada na Figura 26. Nela, o índice de octano da mistura metanol-água aumenta consideravelmente com a quantidade de água. Esse efeito, como é sabido, permite taxas de compressão maiores e conseqüente ganho em rendimento térmico do motor.

Figura 26. Número de octano (MON) da mistura metanol-água em função da quantidade de água (YOSHIDA et al., 1976 apud BERNHARDT, 1977)

¹⁴YOSHIDA, M. et al. (1976). A study on the automotive engines for water-methanol blends, Paper No. 2-19 presented at FISITA.

Mantendo a atenção nos álcoois, especificamente no etanol, citam-se, a seguir, seqüências de trabalhos desenvolvidos por pesquisadores do *National Intitute for Advanced Transportation Technology da University de Idaho*.

No primeiro trabalho dessa seqüência, Beyerlein et al. (2001a) argumentam que a mistura de combustível e água tem potencial para reduzir emissões e aumentar a eficiência térmica, porém há certa dificuldade para iniciar a combustão. Para vencer essa dificuldade, propuseram, como estudo, a adaptação de sistema de ignição catalítico, em veículo tipo Van, utilizada para transporte de pessoas. O sistema de ignição catalítico utilizado foi o *SmartPlug*, desenvolvido pela *Automotive Resources, Inc.* (Sandpoint, Idaho).

O *SmartPlug* é instalado no local da vela de ignição do sistema convencional, substituindo-a. Consiste, basicamente, de invólucro de cerâmica sobre eletrodo de metal nobre com capacidade de catalisar a combustão. Esse eletrodo é recoberto por elemento de aquecimento alimentado por fonte externa (bateria). Durante a partida a frio, o aquecimento vaporiza o combustível e promove a combustão inicial. Após alguns minutos, o aquecimento não se torna mais necessário, e a combustão processa-se espontaneamente pelo eletrodo catalisador, sem a necessidade da centelha da vela. O invólucro de cerâmica e o eletrodo formam a antecâmara onde a combustão se inicia, extravasando para o cilindro, a cada ciclo. Assim, o motor de ignição por centelha, depois de equipado com esse sistema, passa a operar como motor de ignição por compressão de carga homogênea (ICCH).

O experimento evoluiu por meio da operação do veículo durante centenas de quilômetros. O objetivo era testar a robustez do sistema em condições ambientais e de tráfego variados. O combustível utilizado, chamado de Aquanol, foi a mistura de 30% de água e 70% de álcool em volume.

Naquele mesmo ano, Beyerlein et al. (2001b) realizaram trabalho semelhante com um pequeno motor diesel Yanmar de 20 hp, convertido para operar com o Aquanol (nesse

trabalho o Aquanol utilizado foi uma mistura de 35% de água e 65% de álcool em volume) e sistema de ignição catalítica *SmartPlug*, novamente. O experimento deu-se em bancada dinamométrica, tendo como principal objetivo testar o efeito da operação do motor, quando alimentado com relação ar-combustível pobre, sobre o consumo de combustível e emissão. Beyerlein et al. (2001b) informam que a combinação do *SmartPlug* com a utilização de misturas de etanol e água, com relação ar-combustível pobre, resultou, preliminarmente, em redução de emissão de NOx, aumento da eficiência térmica e aumento de potência.

Beyerlein et al. (2004) seguiram com o experimento da Van (BEYERLEIN et al., 2001a), buscando, nessa fase do experimento, desenvolver um protocolo de teste para realizar a comparação entre o veículo original, operando com gasolina, e o veículo modificado, operando com Aquanol e gasolina, separadamente. O protocolo incluiu a operação em dinamômetro de chassi, simulando circuito de rodovia urbana e rural. Nesse experimento, o veículo original, composto por sistema de alimentação por carburador e gasolina, foi convertido, fazendo-se a substituição do carburador por injetores de combustível, e as velas de ignição, pelo sistema de ignição *SmartPlug*. O Aquanol, descrito nessa fase, foi a mistura de 35% água e 65% de etanol em volume¹⁵.

Beyerlein et al. (2004) apresentaram somente resultados parciais do trabalho, uma vez que o objetivo era o desenvolvimento do protocolo de teste. Eles afirmaram que os dados do motor, com carburador, foram originados em experimento com condições similares, não esclarecendo detalhes. No tocante a emissões de gases de exaustão, os dados preliminares relatados foram reduções de 95% de NOx e 67% de hidrocarbonetos, para o motor modificado operando com gasolina, em comparação com o motor antes da modificação, também operando com gasolina. Nada foi relatado sobre o motor operando com Aquanol.

¹⁵ Isso significa aproximadamente 41 % de água e 59 % de álcool em massa, ou seja, um álcool com teor de 59 INPM

Dando continuidade ao trabalho de Beyerlein et al. (2004), Williams (2004) apresentou relatório de conclusão do teste comparativo da Van funcionando com gasolina em relação ao Aquanol. Nessa fase, o Aquanol utilizado foi a mistura de 10% de água e 90% de etanol. O protocolo de teste e as alterações no veículo seguiram aqueles montados no trabalho de Beyerlein et al. (2004), complementando com a instalação de medidor de temperatura nos cilindros do motor. Além disso, para a avaliação dos resultados, foram criados, dentro do protocolo de testes, seis pontos para coleta de dados. Williams (2004) considera dois fatores positivos ao utilizar mistura de água ao etanol. Um deles é a capacidade de redução de NOx devido ao abaixamento de temperatura de combustão, e o outro é a grande estabilidade da mistura água-etanol. Com relação a esse último, embora a estabilidade da mistura água-etanol seja grande para quaisquer proporções, Jehlik et al.¹⁶ (1999), apud WILLIAMS (2004), advertem que, para misturas contendo mais de 35% de água, ocorre dificuldade de partida a frio e combustão incompleta de hidrocarbonetos.

Williams (2004) desenvolveu seu trabalho comparando a gasolina com mistura de água-etanol com proporção menor de água que os trabalhos anteriores. Essa decisão deveu-se, provavelmente, ao equilíbrio entre bons resultados operacionais e de níveis de emissões de gases de exaustão do álcool em relação à gasolina, e do menor custo de produção para a mistura de água-álcool nessa proporção, em relação ao álcool isento de água (BRADLEY e RUNNION¹⁷, 1984, apud WILLIAMS, 2004). Os resultados apresentados por Williams (2004), por meio de tabela, indicaram redução de temperatura da cabeça do cilindro da ordem de 40% para o Aquanol.

O desempenho do motor foi medido na roda em termos de torque e potência, relata Williams (2004). Dos seis pontos tomados como referência pelo protocolo de teste, um foi

¹⁶ Jehlik, F. et al. Development of a low-emission, dedicated ethanol-fuel vehicle with cold-start distillation system. SAE, Paper 1999-01-0611, 1999.

¹⁷ Bradley, C.; Runnion, K. Understanding ethanol fuel production and use. Volunteers in Technical Assistance, 1984.

negligenciado devido à percentagem de abertura de borboleta ser zero (marcha lenta) e em outro não foi possível coletar dados para o Aquanol, devido à instabilidade de rotação. Em um terceiro ponto, a gasolina apresentou torque e rotação maiores que o Aquanol, enquanto para os demais três pontos, o Aquanol apresentou vantagem. Williams (2004) admite que não pôde tirar conclusão definitiva, devido à pouca quantidade de dados, mas o aumento de potência observado na maior parte dos pontos satisfaz a expectativa. No campo de emissões, os resultados de concentração de CO₂ e CO nos gases de exaustão foram, respectivamente, aumento da ordem de 70% e redução de 20%, durante a operação do Aquanol. No caso dos NO_x, a operação com Aquanol apresentou redução de 25%, enquanto HC teve grande aumento, finaliza Williams (2004).

3 MATERIAIS E MÉTODOS

3.1 DESCRIÇÃO DO EXPERIMENTO

A realização dos ensaios processou-se por meio de ensaio de um motor de combustão interna ciclo Otto, a etanol, modelo VW AT 1000 8V em bancada dinamométrica. Esse motor com sistema de ignição eletrônica Motronic MP 9.0 operou em três condições:

- Motor com taxa de compressão de fábrica, funcionando com etanol de padrão comercial, ou seja, álcool hidratado com teor de 92,8¹ INPM;
- Motor com taxa de compressão de fábrica, funcionando com etanol com teor de 75² INPM, com variações no ajuste de ponto de ignição e tempo de injeção;
- Motor com taxa de compressão aumentada, funcionando com etanol com teor de 75 INPM, com variações no ajuste de ponto de ignição e tempo de injeção.

O ensaio foi realizado com o motor funcionando em plena carga³ e visou ao levantamento de torque em função da rotação. Também foram medidas a temperatura de admissão, a temperatura de bulbo úmido e de bulbo seco, a temperatura dos gases de escape, a temperatura da água de refrigeração, o consumo horário de combustível, as emissões de gases,

¹ O teor mínimo exigido do álcool padrão comercial é de 92,6 INPM (BRASIL, 2005). Ao longo do experimento, será utilizado o valor de 92,8 INPM, sendo esse valor corretamente aferido, posteriormente.

² Será utilizado o valor de 75 INPM ao longo do experimento, sendo esse valor aferido, posteriormente.

³ Operar o motor em plena carga significa operar com borboleta de admissão totalmente aberta.

o fator lambda, o avanço do ponto de ignição e a massa de ar admitida pelo motor. Do torque, da rotação e do consumo horário de combustível, derivaram a potência, o consumo específico e o rendimento global do motor.

3.2 ENSAIO EM BANCADA DINAMOMÉTRICA COM O MOTOR OPERANDO NA CONDIÇÃO ORIGINAL E COM ÁLCOOL 92,8 INPM

Os ensaios seguiram o esquema da bancada dinamométrica apresentado pela Figura 27:

Figura 27. Esquema da bancada dinamométrica

3.2.1 Característica do motor

As características principais do motor VW AT 1000 8V a etanol ensaiado são apresentadas na Tabela 8.

Tabela 8 – Características do motor VW AT 1000 8V a etanol

Potência máx.-rotação (cv-rpm)	61,2-5000
Torque máx.-rotação (mN-rpm)	95-3500
Número de cilindros	4
Curso do pistão (mm)	70,6
Diâmetro do cilindro (mm)	67,1
Cilindrada (cm ³)	999
Potência/cilindrada (cv/litro)	61,2
Taxa de compressão	14,1:1+/- 0,5 ⁴

(VOLKSWAGEN DO BRASIL LTDA., 2002)

3.2.2 Descrição do ensaio experimental

Os dados foram levantados para rotações, iniciando-se em 2000 rpm até 4000 rpm, com intervalos de 500 rpm. A rotação de 2000 rpm foi escolhida devido a ser a rotação mais próxima da rotação de marcha lenta, e que apresenta boa estabilidade de funcionamento. A rotação de 4000 rpm é devido à limitação do dinamômetro.

O levantamento de dados foi realizado iniciando-se da menor rotação para a maior, com três repetições. Para a repetição, voltava-se novamente à menor rotação.

Foram levantados dados da umidade do ar, por meio da temperatura de bulbo úmido e de bulbo seco, e da pressão atmosférica, com a finalidade de realizar a correção da potência e do torque em função das condições atmosféricas, segundo a norma técnica NBR ISO 1585 da Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT).

⁴ O valor da taxa de compressão medido no experimento e relatado no Capítulo Resultados e Discussões forneceu o valor de 13,6:1.

3.2.3 Componentes da bancada dinamométrica

O motor foi ensaiado em bancada dinamométrica do Laboratório de Motores da Escola de Engenharia de São Carlos (EESC), que continha os seguintes equipamentos:

- Motor 1.0 a álcool, conforme dados relacionados na Tabela 8, equipado com bomba d'água e motor de partida de fábrica;
- Sistema de admissão de ar composto por medidor de vazão de ar Bosch, modelo 0280218053, psicrômetro marca Asahi Style com escala de temperatura de bulbo úmido e bulbo seco de -10 °C a 50 °C e resolução de 1 °C e câmara de ressonância de fabricação do Laboratório de Motores EESC;
- Dinamômetro de corrente Foucault marca Schenck, modelo W70 de 70 kW, de potência máxima e resolução de 200 rpm;
- Célula de carga marca Alfa Instrumentos, modelo IC331/0 de carga máxima de 99,1 mV e resolução de 0,1 mV;
- Radiador e ventilador de arrefecimento acionado por energia elétrica externa;
- Bateria de 12 V – 36 Ah alimentada por carregador de energia elétrica externo;
- Sistema de aquisição de dados de consumo de combustível, composto por balança digital marca Toledo, modelo 9094-I, de carga máxima de 15 kg, com resolução de 5 g, computador PC compatível com placa de aquisição PCI-1200 da National Instruments e algoritmo de aquisição desenvolvido em linguagem gráfica Lab VIEW pelo Laboratório de Motores e Laboratório de Eletrônica Embarcada da EESC;
- Duto de exaustão de gases de escape para área externa;
- *Scanner* para aquisição de dados da injeção eletrônica marca Tecnomotor Rasther TM 527;

- Sistema de aquisição de temperatura da mistura e dos gases de exaustão Strawberry Tree ACPC, analógico com oito canais e termopares do tipo K, cromel-alumel. Os pontos de tomada das temperaturas foram: temperatura da mistura no coletor de admissão no primeiro cilindro, temperatura dos gases de exaustão no coletor de escape do primeiro cilindro e coletor de escape após o ponto de junção dos quatro cilindros;
- Equipamento para medição e análise de emissões de gases de exaustão marca Tecnomotor, modelo TM131, com as características de escala e resolução mostradas pela Tabela 9;

Tabela 9 – Característica do aparelho de medição de gases de exaustão

GAS	MEDIDA MÍNIMA	MEDIDA MÁXIMA	RESOLUÇÃO
HC (hexano)	0 (ppm)	20000 (ppm)	1 (ppm)
HC (propano)	0 (ppm)	40000 (ppm)	1 (ppm)
CO	0 (%)	15 (%)	0,01 (%)
CO ₂	0 (%)	20 (%)	0,1 (%)
O ₂	0 (%)	25 (%)	0,01 (%)
NO _x	0 (ppm)	5000 (ppm)	1 (ppm)

- Emulador de EPROM da marca Aleintech, modelo Power 2.
- *Software* de remapeamento de ECU da marca Aleintech, versão ECM 2001.

A bancada e os componentes podem ser visualizados na Figura 28.

Figura 28. Bancada dinamométrica e componentes

3.2.4 Determinação do torque do motor

A determinação do torque do motor, em função da rotação, foi realizada por dinamômetro e célula de carga, conforme especificado no item 3.2.3, com o motor operando a plena carga. O processo de calibração desse dinamômetro pode ser observado no Apêndice B e resultou em equação que fornece o torque do motor para as diversas rotações e variações do teste, em função da tensão lida no mostrador da célula de carga. Essa equação, associada ao erro inerente ao processo de calibração adotado, é repetida a seguir.

$$\text{Torque do motor [N.m]} = 1,9735 \cdot \text{Tensão [mV]} + 0,5699 \pm 0,77 \quad (26)$$

3.2.5 Determinação do consumo horário de combustível

O consumo horário de combustível foi realizado por um sistema composto por computador, placa de aquisição, balança eletrônica, reservatório de combustível e *software* para aquisição de dados, conforme especificado item 3.2.3. A visualização do sistema é apresentada na Figura 29.

Figura 29. Equipamentos de medição do consumo de combustível

3.2.6 Determinação da temperatura de bulbo úmido, bulbo seco e umidade relativa do ar

Esses dados foram medidos por um psicrômetro instalado próximo ao sistema de admissão de ar. O psicrômetro traz, anexa, uma tabela da umidade em função das temperaturas de bulbo seco e úmido. O aparelho pode ser visualizado pela Figura 30.

Figura 30. Detalhe do sistema de admissão de ar

3.2.7 Procedimento para a determinação da emissão de gases de exaustão

Os gases de exaustão foram analisados por equipamento da marca Tecnomotor, modelo TM131. Foram coletados no duto de saída do escapamento e conduzidos até o aparelho por mangueira de silicone de $\frac{1}{2}$ polegada, passando por sistema de serpentina, conforme Figura 31. Esse sistema tem a finalidade de separar a água condensada formada como produto de combustão. Além do sistema de serpentina, foram instalados, no circuito de condução dos gases, dois filtros de combustível automotivo, marca Tecfill, modelo AG 68 para garantir a total separação de água. A mangueira de condução é de silicone, por apresentar boa resistência à temperatura, sendo recomendada, também, por não influenciar na composição dos gases.

O aparelho de análise foi instalado junto com os equipamentos de medição de temperatura, consumo horário de combustível, mostrador da tensão da célula de carga do dinamômetro e medidor de rotação do motor/dinamômetro (Figura 32).

Figura 31. Sistema de coleta de gases de exaustão

Figura 32. Bancada para medição da emissão dos gases de exaustão, temperatura dos gases de exaustão, tensão da célula de carga do dinamômetro e medidor de rotação motor/dinamômetro

3.2.8 Determinação da temperatura dos gases de exaustão

A determinação da temperatura dos gases de exaustão foi realizada por sistema especificado no item 3.2.3, em dois pontos de tomada: na saída do primeiro cilindro e após a junção de todos os cilindros, como pode ser visualizado na Figura 33.

Figura 33. Pontos de tomada de temperatura dos gases de exaustão

3.2.9 Determinação da temperatura de admissão da mistura

A medição da temperatura de admissão da mistura foi realizada na entrada do primeiro cilindro, e o sistema utilizado foi o mesmo para a medição das demais temperaturas dos gases, por meio de um de seus canais de aquisição (Figura 34).

Figura 34. Ponto de tomada da temperatura de admissão da mistura

3.2.10 Determinação da temperatura da água de refrigeração

Para a determinação dessa temperatura, foi utilizado o sensor do fluido refrigerante do motor original de fábrica, sendo a coleta de dados realizada com programa de diagnóstico VAG-COM Est 704.1 da Volkswagen. Esse sistema recebe, processa os dados da injeção eletrônica e projeta diretamente na tela do computador.

3.2.11 Determinação da eficiência de conversão de combustível

A eficiência de conversão de combustível, como descrito na Revisão Bibliográfica, é definida por Heywood (1988), como:

$$\eta = \frac{3600}{C_s \cdot P_{ci}} \quad (27)$$

em que:

η = eficiência de conversão de combustível;

C_s = consumo específico [g/(kW.h)], e

P_{ci} = poder calorífico inferior (MJ/kg).

O procedimento para a determinação do consumo horário de combustível foi realizado no item 3.2.5. Para a determinação do consumo específico de combustível, basta dividir esse consumo horário pela potência medida do motor, obtida por meio do torque e da rotação.

Com relação ao poder calorífico inferior, existem inúmeras literaturas citando o valor para o álcool anidro e para o hidratado no teor de 99,2 INPM e 92,8 INPM, respectivamente. Porém, para o álcool hidratado no teor de 75 INPM, não se encontra disponível facilmente.

Para este trabalho, o valor do poder calorífico foi determinado pelo Centro de Tecnologia Canavieira (CTC). Porém, o poder calorífico determinado refere-se ao superior. A determinação do poder calorífico inferior foi realizada por cálculo e está expressa no Apêndice E.

Além do poder calorífico, foi determinado, também, o teor alcoólico. Os laudos dessas análises são mostrados no Anexo B, para o álcool de teor de 92,8 INPM e Anexos C e D, para o álcool de teor de 75 INPM.

3.3 ENSAIO EM BANCADA DINAMOMÉTRICA COM O MOTOR OPERANDO NA CONDIÇÃO ORIGINAL E COM ÁLCOOL 75 INPM

Essa fase do ensaio com o motor funcionando na condição de fábrica, ou seja, sem alteração da taxa de compressão, e com álcool de teor de 75 INPM, seguiu o mesmo procedimento do item 3.2 e os subitens para a determinação do torque, de emissões, das temperaturas e das demais variáveis.

Foram realizadas duas variações de parâmetros no motor na condição de fábrica, que são destacadas a seguir e detalhadas em itens posteriores:

- a) Ajuste do fator λ e avanço do ponto de ignição, para cada parâmetro de rotação do teste, de modo a obter a melhor curva de torque, e
- b) Três variações predefinidas do fator λ somente para a rotação do maior torque encontrado ao longo da curva do tópico “a” anterior.

Para a realização dessa fase, foi necessário, ainda, “formular” o novo combustível, ou seja, álcool com teor de 75 INPM.

3.3.1 Obtenção de álcool etílico hidratado carburante de 75 INPM, a partir de álcool etílico hidratado carburante de 92,8 INPM

A obtenção de álcool etílico hidratado carburante de teor menor que 92,8 INPM, a partir de álcool etílico hidratado carburante de 92,8 INPM (AEHC_c), pode ser realizada pela adição e homogeneização de água destilada a este último.

Um AEHC de determinado grau INPM é a mistura de certa percentagem de álcool absoluto e certa percentagem de água, em base mássica, sendo álcool absoluto o álcool puro ou isento de água.

Para massa “*q*” de um álcool etílico hidratado carburante (AEHC_t) de qualquer grau INPM, a quantidade de álcool absoluto presente é igual a:

$$m_{AEabs} = q \cdot \frac{g}{100} \quad (28)$$

em que:

m_{AEabs} = massa de álcool absoluto contido em massa “*q*” de um AEHC_t de grau alcoólico “*g*”;

g = grau do AEHC_t em INPM [%], e

q = massa de AEHC_t [kg].

Analogamente, para a mesma massa “*q*” de AEHC_t de qualquer grau INPM, a quantidade de água presente é:

$$m_{H_2O_t} = q \cdot \left(1 - \frac{g}{100}\right) \quad (29)$$

em que:

$m_{H_2O_t}$ = massa de água contida em massa “ q ” de um AEHC_t de grau alcoólico “ g ”.

A massa de AEHC_t é, então, igual à massa de AEHC_c mais a massa de água destilada adicionada, ou de outra forma:

$$m_{H_2O_a} = q - q_c \quad (30)$$

em que:

$m_{H_2O_a}$ = massa de água destilada a ser adicionada em um AEHC_c a fim de obter álcool de menor teor, e

q_c = massa de AEHC_c.

Por outro lado, a massa de álcool absoluto contido em um AEHC_c é dada pela equação (28), repetida a seguir, com as adequações de índices:

$$m_{AEabs} = q_c \cdot \frac{g_c}{100} \quad (31)$$

em que:

m_{AEabs} = massa de álcool absoluto contido em um AEHC_c, e

g_c = grau alcoólico de um AEHC_c.

Analogamente, a massa de água contida em AEHC_c é:

$$m_{H_2O_c} = q_c \left(1 - \frac{g_c}{100}\right) \quad (32)$$

em que:

$m_{H_2O_c}$ = massa de água contida em AEHC_c.

Como, ao adicionar-se água ao AEHC_c não se altera a massa de álcool absoluto, tem-se:

$$m_{AEabs} = m_{AEabsc} \quad (33)$$

Substituindo-se (28) e (31) em (33) e isolando-se “ q ”, tem-se:

$$q = \frac{q_c \cdot g_c}{g} \quad (34)$$

Substituindo-se (34) em (30), tem-se, portanto, a massa de água destilada necessária para a obtenção de um AEHC_t a partir de AEHC_c, dada pela equação a seguir:

$$m_{H_2O_a} = q_c \left(\frac{g_c}{g} - 1\right) \quad (35)$$

Como g_c é igual a 92,8 INPM e o álcool de menor teor escolhido para o experimento é igual a 75 INPM, a massa de água a ser adicionada em função da quantidade de álcool 92,8 INPM é igual a:

$$m_{H_2O_a} = 0,237q_c \quad (36)$$

A diluição de água destilada no álcool 92,8 INPM, para a obtenção do álcool de teor igual a 75 INPM, foi realizada pela pesagem de água em porções de 15 kg de álcool 92,8 INPM, de acordo com a necessidade do experimento. A pesagem de cada componente – água e álcool – foi realizada na balança especificada no item 3.2.3.

O valor real do teor alcoólico, após a diluição realizada por meio desse procedimento, foi verificado pelo CTC, conforme descrito no item 3.2.11, e encontra-se no Anexo C e D. Nota-se que o laudo traz o valor da percentagem de água pelo método Karl Fischer, sendo o teor alcoólico dado pela diferença entre 100 e essa quantidade de água.

3.3.2 Efeito do álcool 75 INPM na relação A/C

Nessa segunda parte do experimento, operou-se o motor com um novo tipo de combustível. Esse combustível possui teor alcoólico menor e, portanto, nova relação A/C é necessária.

O efeito do novo tipo de combustível na relação A/C pode ser observado no Apêndice C, que mostra o procedimento de cálculo. Ainda para demonstrar o efeito na quantidade de combustível ao manter-se a relação estequiométrica, foi realizado o procedimento a seguir.

Admitindo-se que a quantidade de ar a ser aspirado não sofre alteração com a mudança do teor alcoólico do novo combustível, calculou-se a quantidade desse novo combustível a ser incrementado, em relação ao álcool de 92,8 INPM, pela expressão da razão A/C. A razão ar-combustível do álcool de 92,8 INPM é igual a:

$$A / C_c = \frac{m_{ar}}{q_c} \quad (37)$$

em que:

A/C_c = razão ar-combustível para o álcool 92,8 INPM, e

m_{ar} = massa de ar admitido.

Para o álcool com teor igual a 75 INPM, a razão A/C é igual a:

$$A / C_t = \frac{m_{ar}}{q} \quad (38)$$

em que:

A/C_t = razão ar-combustível para o álcool de teor de 75 INPM.

Na Tabela C.1, do Apêndice C, tem-se:

$$A/C_c = 8,31:1$$

$$A/C_t = 6,72:1$$

Como se admitiu, para efeito de ordem de grandeza, que a massa de ar aspirada não se altera com a mudança do teor alcoólico do combustível, tem-se, das equações (36) e (37) que:

$$q = 1,237 q_c \quad (39)$$

Assim, para manter a relação A/C estequiométrica, é necessário que se aumente em 23,7% a massa de combustível a ser fornecida ao motor.

3.3.3 Ajuste do fator lambda e do ponto de ignição para cada rotação do teste de modo a obter a melhor curva de torque

A correção da relação A/C foi realizada de acordo com as variações desejadas para este ensaio, por meio do software ECM 2001 e de um emulador de EPROM. O *software* tem a capacidade de modificar os mapas da ECU, em tempo real, com o motor em funcionamento.

O emulador atua como “interface” entre o PC e a ECU, fazendo a comunicação entre a central eletrônica de injeção e o *software* ECM2001, de modo que o veículo trabalhe sem a EPROM na ECU, ficando sua função comandada pelo computador (Figura 29). O sistema permite que toda a modificação realizada no mapa de injeção seja atualizada no mesmo instante, na memória do emulador de EPROM da ECU. Um exemplo do mapa de injeção mostrado pela tela do computador alterado, conforme a necessidade do ensaio, é mostrado na Figura 35.

Figura 35. Exemplo de alteração do mapa de injeção

Além da variação da relação A/C (variação do fator λ), foi realizado, também, ajuste do ponto de ignição pelo mesmo processo.

A mudança dessas duas variáveis (fator λ e ponto de ignição) teve como objetivo obter o melhor torque para cada valor de rotação de funcionamento do motor no teste. Para isso, fizeram-se, por meio de tentativas, variações aleatórias do fator lambda e do ponto de ignição, procurando-se obter o maior valor de torque no mostrador do dinamômetro. Ao atingir o maior torque, fixaram-se os valores do fator lambda e do ponto de ignição, sendo registradas as medidas das variáveis observadas no teste (temperaturas, emissões, consumo horário de combustível, etc.). O procedimento foi repetido três vezes, iniciando-se sempre da menor rotação do teste (2000 rpm), após o término de cada levantamento.

3.3.4 Três variações predefinidas de lambda para a rotação de maior torque encontrada no ensaio relatado no item 3.3.3

Essa variação no procedimento de teste teve o objetivo de demonstrar o efeito do enriquecimento (diminuição do fator λ) e do empobrecimento da mistura (aumento do fator λ) sobre o torque do motor. Para isso, escolheu-se a rotação equivalente ao maior torque do motor ao ser funcionado com álcool de teor de 75 INPM encontrada no procedimento de teste relatado no item 3.3.3.

Os fatores lambda escolhidos para testar esse efeito foram de, aproximadamente, +/- 0,05 menor ou maior que o fator lambda da rotação de maior torque e o fator lambda de 1,10. A rotação foi mantida constante; em seguida, foi ajustado o fator lambda e procedeu-se à variação do ponto de ignição, buscando o melhor torque. Esse procedimento foi repetido três vezes e, para cada repetição, diminuiu-se o valor da rotação em 500 rpm para, depois, mantê-la constante novamente naquela em que o torque era máximo. Também se avaliou o efeito

sobre as demais variáveis (temperaturas, emissões, consumo horário de combustível, etc.) medidas nos testes anteriores.

3.4 ENSAIO EM BANCADA DINAMOMÉTRICA COM O MOTOR OPERANDO COM TAXA DE COMPRESSÃO ALTERADA E ÁLCOOL DE TEOR DE 75 INPM

Analogamente ao item 3.3, essa fase do ensaio, na qual o motor funcionou com taxa de compressão aumentada e álcool de teor de 75 INPM, seguiu o mesmo procedimento do item 3.2 e subitens, para a determinação do torque, das emissões, das temperaturas e das demais variáveis. A diluição do álcool 92,8 INPM para a obtenção do álcool 75 INPM, por sua vez, foi feita de acordo com o item 3.3.1. Os procedimentos para obter aumento da taxa de compressão são descritos a seguir.

3.4.1 Cálculo das características físicas do motor

Da definição de taxa de compressão, descrito por Penido Filho (1991a), e de acordo com a Figura 36, tem-se:

$$\rho = \frac{(V_c + v_{cc})}{v_{cc}} \quad (40)$$

em que:

ρ = taxa de compressão;

V_c = volume unitário do cilindro, e

v_{cc} = volume da câmara de combustão.

Figura 36. Esquema do cilindro de motor

3.4.2 Cálculo do volume unitário do cilindro (V_c)

O volume de um cilindro é dado por:

$$V_c = \frac{\pi \cdot \phi^2 \cdot C}{4} \quad (41)$$

em que:

Φ = diâmetro do cilindro, e

C = curso do pistão.

Para o motor 1.0 a álcool, tem-se da Tabela 8:

$$V_c = \frac{\pi \cdot \left(\frac{67,1}{1000}\right)^2 \cdot \left(\frac{70,6}{1000}\right)}{4}$$

$$V_c = 2,4965 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \text{ ou } 249,65 \text{ ml}$$

3.4.3 Cálculo do volume da câmara de compressão (v_{cc})

O volume da câmara de compressão é desconhecido⁵. Entretanto, conhecendo-se o volume do cilindro e a taxa de compressão, faz-se um cálculo do volume da câmara de combustão, utilizando-se a equação (40).

Da Tabela 8, tem-se taxa de compressão de 14,1:1. Assim:

$$14,1 = \frac{(2,4965 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 + v_{cc})}{v_{cc}}$$

$$v_{cc} = 1,9057 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 = 19,06 \text{ ml}$$

3.4.3.1 Procedimento para a determinação do volume da câmara de compressão por medição direta

O volume da câmara de compressão calculado no item anterior é formado pela combinação de três volumes menores que podem ser visualizados, esquematicamente, pela Figura 37.

PMS - Ponto morto superior

PMI - Ponto morto inferior

Figura 37. Volumes parciais que compõem a câmara de combustão

⁵ Será medido posteriormente.

- Volume encontrado na cavidade do cabeçote (v_1 , na Figura 37);
- Volume encontrado no espaço entre o bloco do motor e o cabeçote devido à espessura da junta de cabeçote (v_3 , na Figura 37);
- Volume encontrado na cavidade do topo do pistão (v_2 , na Figura 37);
- Volume encontrado no espaço (h , na Figura 37) entre o topo do pistão (PMS) e a face do bloco (v_4 , na Figura 37).

Os procedimentos para a determinação de cada um desses volumes são mostrados a seguir.

3.4.3.1.1 Procedimento para a determinação do volume encontrado na cavidade do cabeçote e no espaço entre o bloco do motor e o cabeçote, devido à espessura da junta

A determinação da parcela do volume da câmara de combustão encontrada na cavidade do cabeçote, mais o volume encontrado na espessura da junta, foi realizada fixando-se uma placa de acrílico sobre a face da junta de cabeçote, e essa sobre a face do cabeçote, a fim de obter-se volume semelhante às condições de operação do motor (Figura 38).

A condição da junta de cabeçote utilizada era semelhante à de uma junta usada (submetida à compressão do cabeçote quando fixo sobre o bloco de cilindros). Foi montado um dispositivo simples, formado por anel-haste-parafuso, para garantir compressão suficiente da placa acrílica-junta-cabeçote, evitando-se o extravasamento de fluido entre as junções. O fluido utilizado foi o etanol, devido à melhor ocupação dos espaços entre cabeçote-placa acrílica e à melhor eliminação de bolhas. A água, pela característica da tensão superficial, mostrou-se inadequada.

A placa acrílica possui um furo de $\frac{1}{4}$ de polegada e foi posicionada sobre o centro de cada cilindro. O etanol foi introduzido no furo, utilizando-se de bureta de precisão, previamente aferida pelo fabricante, com as seguintes características:

Marca = Satelit

Modelo = bureta de vidro com torneira de teflon

Graduação = 25 ml com resolução de 0,1 ml

Figura 38. Arranjo montado para a medição da parcela do volume da câmara de combustão formado pela concavidade do cabeçote e da junta

A determinação desse volume foi obtida fazendo-se três repetições por cilindro, totalizando, assim, 12 medidas. Os resultados são mostrados na Tabela D.1 do Apêndice D.

3.4.3.1.2 Procedimento para a determinação do volume encontrado na cavidade do topo do pistão

A medição do volume encontrado na cavidade da cabeça do topo do pistão foi realizada de maneira semelhante. Não houve a necessidade de sistema para compressão da placa de acrílico, e a vedação foi alcançada por meio de uma fina camada de vaselina entre as superfícies. O arranjo para a determinação pode ser visualizado pela Figura 39.

Foram realizadas três repetições para cada pistão, totalizando, assim, 12 medidas. Os resultados são mostrados na Tabela D.2 do Apêndice D.

Figura 39. Arranjo montado para a medição da parcela do volume da câmara de combustão encontrado na concavidade do pistão

3.4.3.1.3 Procedimento para a determinação do volume encontrado no espaço entre o topo do pistão e a face do bloco

Para a determinação do volume encontrado no espaço entre o topo do pistão (PMS) e a face do bloco, é necessário determinar a distância entre o topo do pistão e a face do bloco (altura representada pela letra h mostrada pela Figura 37) e o diâmetro do cilindro.

A medida da distância h entre topo do pistão e face do bloco foi realizada por paquímetro Mitutoyo, com capacidade de medição de 0 a 200 mm, e resolução 0,02 mm. A medida do diâmetro do cilindro, por sua vez, foi realizada por meio de súbito e micrômetro marca Mitutoyo, com capacidade de medição de 50 a 100 mm, e resolução 0,01 mm. O volume desse espaço foi calculado, então, pela área do cilindro do motor, derivada do diâmetro, multiplicado pela distância h . A fotografia mostrando o processo de medida da distância h e do diâmetro pode ser observada na Figura 40, sendo os resultados apresentados, respectivamente, nas Tabelas D.3 e D.4 do Apêndice D. O resultado da parcela do volume encontrado no espaço entre o topo do pistão quando estiver no PMS e a face do bloco é apresentado na Tabela D.5.

Figura 40. Procedimento para a medida do diâmetro do cilindro (foto da esquerda) e o espaço entre o topo do pistão e a face do bloco (foto da direita)

3.4.3.2 Procedimento para a determinação do volume do cilindro por medição direta

Para a determinação do volume do cilindro por medição direta, falta a medição do curso do pistão (C), uma vez que o diâmetro do cilindro (Φ), do qual deriva a área da seção transversal do cilindro, foi descrito no item 3.4.3.1.3.

O curso é a diferença entre a distância da face do bloco ao topo do pistão, quando esse estiver no PMI, e a distância da face do bloco ao topo do pistão, quando esse estiver no PMS. Essa última distância foi medida, também, no item 3.4.3.1.3, e foi designada por h .

A distância da face do bloco ao topo do pistão, quando esse estiver no ponto morto inferior, designada aqui por H , foi medida por meio de paquímetro modelo Mitutoyo, com capacidade de medição de 0 a 200 mm, e resolução de 0,02 mm. O processo foi repetido por três vezes, e o resultado é mostrado na Tabela D.6 do Apêndice D.

O volume do cilindro é mostrado pela Tabela D.7.

3.4.4 Procedimento para aumentar a taxa de compressão

O aumento da taxa de compressão foi obtido pela redução da parcela do volume da câmara de combustão relativa ao cabeçote. A preocupação concernente a essa opção deve-se ao fato de existir risco de que ocorra choque das válvulas de admissão ou escape, com a cabeça do pistão, durante o funcionamento do motor. Isso porque a redução é obtida pela retífica da superfície do cabeçote.

Para a obtenção de gama de valores de taxas de compressão, foi necessário diminuir o volume original da câmara de combustão para valores escalonados. Esses valores foram calculados pela expressão (40) e são mostrados na Tabela 10.

O roteiro do procedimento para o aumento da taxa de compressão foi realizado, primeiramente, pela medição da área da superfície do cabeçote que, multiplicado pela altura, resulta no volume a ser reduzido. As paredes da câmara são levemente inclinadas com ângulos diferentes de cada lado. Para esse efeito, considerou-se, no cálculo inicial, como se as mesmas fossem paralelas, executando-se a determinação precisa do volume, após a retifica da face do cabeçote.

Tabela 10 – Volume da câmara de combustão (v_{cc}) e redução de volume necessário (Δv_{cc}), em relação à câmara de combustão de fábrica, para a obtenção de taxas de compressão escalonadas (ρ)

ρ	$v_{cc} [l]$	$\Delta v_{cc} [l]$
14,10	0,0191	0,0000
15,10	0,0177	0,0014
16,10	0,0165	0,0025
17,10	0,0155	0,0036
18,10	0,0146	0,0045

A área da superfície foi obtida pela compressão de uma folha de papel sobre a cavidade da câmara, demarcando o perímetro. Após essa demarcação, recortou-se o perímetro, obtendo-se um papel vazado. O papel vazado foi, então, digitalizado por meio de *scanner* marca Hp scanjet 2300c de resolução de 600 dpi, com um fundo em papel milimetrado, permitindo a determinação da área, conforme Figura 41.

Figura 41. Método para a determinação da área da câmara de combustão na superfície do cabeçote

A área foi obtida pela média de três medições de cada câmara de combustão, resultando em $2,7818 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \pm 0,0005 \times 10^{-3} \text{ m}^2$.

Para a redução de volume (Δv_{cc}), mostrada na Tabela 10, é necessária a redução na altura da câmara de combustão, por meio da usinagem da face do cabeçote em que se encontra essa câmara, tomando-se como referência a face oposta do cabeçote.

A distância entre a face oposta e a face a ser usinada foi medida, encontrando-se o valor de 136,0 mm. Os valores referenciais para a usinagem, de acordo com a taxa desejada, são mostrados na Tabela 11.

Tabela 11 – Usinagem necessária para obter-se a taxa de compressão desejada

ρ	Redução da altura da câmara de combustão (mm)	Distância da face da câmara à face oposta (mm)
14,10	0,00	136,00
15,10	0,49	135,51
16,10	0,91	135,09
17,10	1,28	134,72
18,10	1,60	134,40

3.4.4.1 Determinação da parcela do volume da câmara de combustão encontrado na cavidade do cabeçote após a usinagem para aumento da taxa de compressão

Após a usinagem do cabeçote, foi realizada a medição direta do volume da câmara de combustão encontrado na cavidade. Para isso, repete-se o procedimento descrito no item 3.4.3.1.1. O resultado dessa medição encontra-se no Apêndice D.

O cabeçote alterado foi devidamente montado no motor e, a partir daí, realizou-se o ensaio, desenvolvendo-se em três modalidades:

- a) Ajustagem do fator lambda e do ponto de ignição para cada parâmetro de rotação do ensaio de modo a obter a melhor curva de torque. Para este ensaio

foram realizadas, ainda, duas variações do fator lambda, uma de 0,05 maior e outra de 0,05 menor que o fator lambda da rotação de maior torque. Analogamente ao item 3.3.4 a rotação foi mantida constante; em seguida foi ajustado o fator lambda procedendo-se à variação do avanço de ignição buscando-se o melhor torque;

- b) Ajustagem do fator lambda para o valor fixo de 1,00, variando-se o ponto de ignição para cada parâmetro de rotação do ensaio, de modo a obter a melhor curva de torque, e
- c) Ajustagem do fator lambda para o valor fixo de 1,10, variando-se o ponto de ignição para cada parâmetro de rotação do ensaio, de modo a obter a melhor curva de torque.

Nessa fase, o experimento seguiu os mesmos critérios descritos nos itens 3.2 e 3.3.

3.5 DELINEAMENTO ESTATÍSTICO UTILIZADO NO EXPERIMENTO

Conforme relatado item 3.2.2, o levantamento de dados foi realizado fazendo-se três repetições para cada ensaio. A média aritmética desses dados e os intervalos de confiança (média +/- máximo erro da estimativa) foram calculados segundo Montgomery e Runger (2003), utilizando a distribuição de “t de *Student*” e admitindo que as amostras aleatórias obtidas nos ensaios foram retiradas de uma população normalmente distribuída. Foi adotado nível de confiança de 0,95 e, portanto, pode-se ter a confiança de que 95 % das médias obtidas estão dentro desses intervalos.

Os extremos dos intervalos de confiança apresentados por Montgomery (2003) são calculados pela equação (42):

$$\bar{x} - t_{\alpha/2} \cdot \frac{s}{\sqrt{n}} \quad e \quad \bar{x} + t_{\alpha/2} \cdot \frac{s}{\sqrt{n}} \quad (42)$$

em que:

$\bar{x}$ = média dos elementos obtidos da amostra (X_1 , X_2 e X_3) ;

$t_{\alpha/2}$ = variável aleatória da distribuição “t de *Student*” [para nível de confiança 0,95 e grau de liberdade – GL (GL = n-1) determinado de acordo com o número de amostras];

s = desvio padrão da amostra, e

n = tamanho da amostra.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os dados coletados no experimento foram dispostos em planilhas e estão apresentadas no Apêndice A.

A média aritmética desses dados e os intervalos de confiança (média +/- máximo erro da estimativa), foram calculados segundo Montgomery e Runger (2003), conforme relatado no Capítulo Materiais e Métodos e são mostrados na Tabela 12 deste capítulo. Derivados, ainda, dos dados originais, seguiram a realização de cálculos para a obtenção do torque, da potência, do consumo horário de combustível, do consumo específico de combustível, do torque¹ e da potência corrigidos e do rendimento global, sendo esses colocados, também, na Tabela 12.

Os resultados apresentados pelas Tabelas do Apêndice A foram formatados em gráficos, com o objetivo de facilitar a visualização e o entendimento, nesta parte do trabalho. Para tanto os ensaios foram agrupados em três categorias descritas a seguir:

- Ensaio do motor com taxa de compressão de 13,6:1 funcionando com álcool 92,8 INPM em comparação com o motor de taxa de compressão de 13,6:1

¹ Torque e potência corrigidos são grandezas derivadas no experimento com as devidas correções das condições atmosféricas. O procedimento para a correção foi apresentado em Revisão Bibliográfica, no item 2.3.2.4 e segue a norma NBR ISO 1585 da Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT).

funcionando com álcool 75 INPM e com o motor de taxa de compressão de 16,2:1 funcionando com álcool 75 INPM²;

- Ensaio do motor com taxa de compressão de 16,2:1³ funcionando com ajuste do fator lambda em 1,00 e 1,10 em comparação com o motor de taxa de compressão de 13,6:1 funcionando com álcool 92,8 INPM, e
- Análise do efeito da variação do fator lambda sobre as variáveis medidas (torque, potência, consumo de combustível, emissões, etc.).

As comparações entre os ensaios foram subdivididas em desempenho e emissões. Como desempenho estão dispostos os dados de torque, potência, consumo horário de combustível, consumo específico de combustível, avanço do ponto de ignição, temperatura dos gases de exaustão e eficiência de conversão de combustível. As comparações de emissões de gases de exaustão englobaram emissões de CO, CO₂, HC, NO_x. Antes, porém, seguem os resultados da medição da taxa de compressão de 13,6:1 (taxa de compressão original), da taxa de compressão de 16,2:1 (taxa de compressão alterada).

² Lembrando que nos ensaios do motor com taxa de 13,6:1 funcionando com álcool 75 INPM e no motor com taxa de 16,2:1 procurou-se a otimização do torque, por meio da variação do fator lambda e do avanço de ignição, para todas as rotações do ensaio. Ainda, o motor com taxa de compressão de 16,2:1, funcionou somente com álcool 75 INPM.

³ Lembrando que o motor com taxa de compressão de 16,2:1 em que foi ajustado o fator lambda em 1,00 e 1,10, procurou-se a otimização do torque, para todas as rotações do ensaio, por meio do avanço de ignição, somente, uma vez que o fator lambda ficou fixo, conforme descrito.

Tabela 12 - Dados originais dos ensaios e dados reduzidos (continua)

ENSAIO	ROT.	TEMP. AR ADMIS. (°C)	TEMP. BULBO SECO (°C)	TEMP. BULBO UMID. (°C)	PRESSÃO BARÔM. (mmHg)	TENSÃO CÉL. CARGA (mV)	TEMPERAT. GASES DE EXAUSTÃO (°C)		CONSUMO HORÁRIO COMB. (g/s)	COMPOSIÇÃO GASES EXAUSTÃO				
							saída 1° cilindro	junção dos cilindros		CO (%)	CO ₂ (%)	HC (ppm)	NOx (ppm)	O ₂ (%)
MOTOR TAXA 13,6:1 ÁLC. 92,8 INPM	2000	46,5 +/- 0,2	30,5 +/- 1,2	19,5 +/- 0,0	700,5 +/- 0,0	38,1 +/- 0,8	423,9 +/- 35,2	432,4 +/- 38,6	1,83 +/- 0,00	2,69 +/- 0,88	12,9 +/- 0,7	360 +/- 299	1424 +/- 697	0,86 +/- 0,11
	2500	43,7 +/- 1,9	30,8 +/- 0,7	19,5 +/- 0,0	700,5 +/- 0,0	39,1 +/- 1,2	438,5 +/- 50,9	464,8 +/- 18,7	2,35 +/- 0,09	2,63 +/- 0,49	13,1 +/- 0,5	389 +/- 326	1811 +/- 377	0,63 +/- 0,07
	3000	41,6 +/- 0,6	31,0 +/- 0,0	19,5 +/- 0,0	700,5 +/- 0,0	41,5 +/- 0,5	492,8 +/- 56,4	530,9 +/- 20,7	2,94 +/- 0,14	2,16 +/- 0,77	13,1 +/- 0,5	382 +/- 118	1769 +/- 198	0,56 +/- 0,09
	3500	38,8 +/- 3,2	31,0 +/- 0,0	19,7 +/- 0,7	700,5 +/- 0,0	42,6 +/- 0,9	482,2 +/- 146,8	570,6 +/- 8,0	3,54 +/- 0,09	2,37 +/- 0,45	13,0 +/- 0,7	538 +/- 189	1773 +/- 269	0,44 +/- 0,04
	4000	38,1 +/- 3,3	31,0 +/- 0,0	19,7 +/- 0,7	700,5 +/- 0,0	42,6 +/- 1,0	545,8 +/- 33,7	626,5 +/- 11,4	4,02 +/- 0,09	1,94 +/- 0,74	13,4 +/- 0,8	516 +/- 11	1802 +/- 209	0,40 +/- 0,06
MOTOR TAXA 13,6:1 ÁLC. 75 INPM	2000	39,3 +/- 4,4	25,7 +/- 2,6	19,0 +/- 2,2	705,0 +/- 0,0	35,3 +/- 0,7	391,1 +/- 10,6	394,3 +/- 10,6	2,17 +/- 0,00	2,32 +/- 0,17	12,7 +/- 0,3	682 +/- 66	1082 +/- 60	1,01 +/- 0,07
	2500	38,0 +/- 4,3	25,7 +/- 2,6	19,0 +/- 2,2	705,0 +/- 0,0	36,8 +/- 1,1	429,9 +/- 43,9	455,9 +/- 45,1	2,80 +/- 0,21	1,77 +/- 0,77	13,3 +/- 0,5	686 +/- 42	1491 +/- 70	0,58 +/- 0,14
	3000	35,0 +/- 6,5	25,5 +/- 4,5	19,0 +/- 2,2	705,0 +/- 0,0	39,7 +/- 1,3	462,5 +/- 31,0	500,2 +/- 32,1	3,64 +/- 0,13	1,84 +/- 0,95	13,2 +/- 0,5	698 +/- 37	1348 +/- 15	0,61 +/- 0,04
	3500	33,9 +/- 6,8	25,5 +/- 3,3	19,0 +/- 2,2	705,0 +/- 0,0	40,6 +/- 1,3	501,2 +/- 48,8	551,5 +/- 45,2	4,39 +/- 0,52	1,64 +/- 0,17	13,5 +/- 0,1	725 +/- 222	1542 +/- 83	0,39 +/- 0,03
	4000	31,8 +/- 4,7	25,3 +/- 3,1	18,7 +/- 1,4	704,8 +/- 0,7	41,6 +/- 0,9	536,0 +/- 17,6	595,9 +/- 4,7	5,03 +/- 0,08	1,66 +/- 0,30	13,4 +/- 0,0	714 +/- 131	1540 +/- 48	0,42 +/- 0,01
MOTOR TAXA 13,6:1 ÁLC. 75 INPM λ = 1,10 λ = 1,00 λ = 0,90	2000	45,8 +/- 0,1	29,5 +/- 2,5	23,8 +/- 1,9	700,2 +/- 0,7	36,7 +/- 0,9	403,8 +/- 42,7	428,5 +/- 64,5	2,22 +/- 0,00	2,70 +/- 0,39	12,3 +/- 2,5	1064 +/- 416	533 +/- 330	0,90 +/- 0,18
	2500	45,8 +/- 3,4	29,3 +/- 1,9	23,8 +/- 1,9	700,2 +/- 0,7	38,0 +/- 0,6	419,4 +/- 15,4	463,1 +/- 3,2	2,91 +/- 0,07	2,90 +/- 0,50	12,3 +/- 2,7	989 +/- 695	500 +/- 268	0,58 +/- 0,22
	3000	42,9 +/- 3,8	29,3 +/- 1,9	23,8 +/- 1,9	700,2 +/- 0,7	40,7 +/- 0,0	458,6 +/- 17,6	505,2 +/- 11,2	3,69 +/- 0,06	2,17 +/- 0,26	12,8 +/- 2,5	973 +/- 830	991 +/- 80	0,66 +/- 0,00
	3500	40,6 +/- 3,2	29,5 +/- 2,5	24,0 +/- 1,2	700,2 +/- 0,7	41,7 +/- 0,3	497,9 +/- 4,1	556,7 +/- 12,2	4,40 +/- 0,15	2,45 +/- 0,13	13,4 +/- 0,1	1009 +/- 313	636 +/- 199	0,42 +/- 0,02
	4000	40,4 +/- 1,1	30,2 +/- 1,5	24,3 +/- 1,2	700,2 +/- 0,6	43,1 +/- 0,1	502,7 +/- 16,8	584,8 +/- 7,1	5,17 +/- 0,11	2,55 +/- 0,34	13,3 +/- 0,1	1109 +/- 263	776 +/- 196	0,45 +/- 0,02
MOTOR TAXA 16,2:1 ÁLC. 75 INPM λ = 1,00	2000	47,6 +/- 1,8	29,3 +/- 0,7	23,8 +/- 0,7	698,5 +/- 0,0	36,3 +/- 0,6	419,1 +/- 32,5	441,8 +/- 50,7	1,98 +/- 0,17	0,74 +/- 0,09	13,9 +/- 0,1	559 +/- 366	1651 +/- 30	1,10 +/- 0,31
	2500	46,0 +/- 3,9	29,3 +/- 0,7	23,8 +/- 0,7	698,5 +/- 0,0	36,9 +/- 1,5	438,8 +/- 5,5	477,6 +/- 17,5	2,58 +/- 0,07	0,48 +/- 0,41	14,1 +/- 0,2	673 +/- 404	1651 +/- 23	0,93 +/- 0,43
	3000	44,1 +/- 3,2	29,2 +/- 0,7	23,8 +/- 0,7	698,5 +/- 0,0	39,3 +/- 1,9	470,8 +/- 14,9	527,9 +/- 7,7	3,31 +/- 0,07	0,45 +/- 0,21	14,0 +/- 0,1	863 +/- 573	1651 +/- 20	1,09 +/- 0,17
	3500	40,6 +/- 1,6	29,0 +/- 0,0	23,7 +/- 0,7	698,5 +/- 0,0	40,6 +/- 1,0	523,6 +/- 4,3	579,7 +/- 16,4	3,98 +/- 0,21	0,57 +/- 0,40	13,9 +/- 1,4	837 +/- 215	1652 +/- 17	0,85 +/- 0,48
	4000	40,5 +/- 3,4	29,2 +/- 0,7	23,7 +/- 0,7	698,5 +/- 0,0	41,2 +/- 0,5	520,9 +/- 14,6	623,8 +/- 6,1	4,57 +/- 0,32	0,34 +/- 0,13	13,6 +/- 1,3	816 +/- 272	1654 +/- 5	1,24 +/- 0,55
MOTOR TAXA 16,2:1 ÁLC. 75 INPM λ = 1,10	2000	47,6 +/- 3,9	29,0 +/- 3,3	23,8 +/- 1,9	699,5 +/- 0,0	34,4 +/- 0,5	416,6 +/- 6,5	433,1 +/- 24,4	1,83 +/- 0,10	0,15 +/- 0,01	13,0 +/- 1,1	548 +/- 333	1614 +/- 33	2,45 +/- 0,17
	2500	46,3 +/- 4,4	29,0 +/- 2,5	23,8 +/- 1,9	699,5 +/- 0,0	34,9 +/- 0,2	437,5 +/- 13,2	489,5 +/- 2,3	2,38 +/- 0,11	0,16 +/- 0,04	13,1 +/- 1,3	608 +/- 432	1616 +/- 29	2,44 +/- 0,29
	3000	44,2 +/- 3,2	29,2 +/- 2,6	24,0 +/- 2,2	699,5 +/- 0,0	36,2 +/- 0,8	459,2 +/- 70,5	537,1 +/- 11,0	3,07 +/- 0,03	0,21 +/- 0,02	12,3 +/- 1,5	676 +/- 534	1318 +/- 255	2,73 +/- 0,31
	3500	42,3 +/- 1,6	29,7 +/- 1,9	24,5 +/- 1,2	699,5 +/- 0,0	36,0 +/- 0,1	499,9 +/- 18,6	589,8 +/- 10,0	3,61 +/- 0,16	0,18 +/- 0,01	12,6 +/- 2,3	817 +/- 171	962 +/- 573	2,85 +/- 0,62
	4000	42,8 +/- 3,8	30,0 +/- 1,2	24,7 +/- 0,7	699,5 +/- 0,0	35,9 +/- 0,9	528,6 +/- 5,4	630,6 +/- 16,3	4,28 +/- 0,14	0,21 +/- 0,04	12,6 +/- 1,8	688 +/- 177	673 +/- 360	2,96 +/- 0,14
MOTOR TAXA 16,2:1 ÁLC. 75 INPM λ = 0,97 λ = 0,87	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	4000	39,0 +/- 0,6	31,0 +/- 0,0	25,0 +/- 0,0	698,5 +/- 0,0	42,3 +/- 0,2	520,4 +/- 8,2	609,3 +/- 10,4	4,81 +/- 0,25	0,58 +/- 0,56	13,0 +/- 0,4	951 +/- 272	1558 +/- 235	0,97 +/- 0,02
	4000	37,6 +/- 1,5	31,0 +/- 0,0	25,0 +/- 0,0	698,5 +/- 0,0	42,9 +/- 0,3	457,5 +/- 14,9	534,4 +/- 6,6	5,89 +/- 0,24	4,70 +/- 1,84	10,9 +/- 1,1	126,83	418 +/- 33	0,87 +/- 0,01

Tabela 12 - Dados originais dos ensaios e dados reduzidos (conclusão)

ENSAIO	ROT. (rpm)	FATOR LAMBDA	AVANÇO (°APMS)	TEMP. ÁGUA (°C)	TORQUE (m.N)	POTÊNCIA (kW)	TORQUE CORRIGIDO (m.N)	POTÊNCIA CORRIGIDA (kW)	CONSUMO ESPECÍFICO [g/(kW.h)]	RENDIM. GLOBAL
MOTOR TAXA 13,6:1 ÁLC. 92,8 INPM	2000	0,96 +/- 0,01	16,5 +/- 5,5	89,9 +/- 3,0	75,8 +/- 1,6	15,9 +/- 0,3	86,6 +/- 1,7	18,1 +/- 0,4	414,9 +/- 8,6	0,363 +/- 0,008
	2500	0,95 +/- 0,01	16,0 +/- 3,8	90,9 +/- 9,0	77,8 +/- 2,4	20,4 +/- 0,6	88,3 +/- 3,0	23,1 +/- 0,8	415,4 +/- 25,0	0,363 +/- 0,022
	3000	0,96 +/- 0,04	14,9 +/- 7,0	92,5 +/- 4,1	82,4 +/- 1,0	25,9 +/- 0,3	93,2 +/- 1,2	29,3 +/- 0,4	409,3 +/- 21,1	0,368 +/- 0,019
	3500	0,94 +/- 0,03	14,1 +/- 1,3	89,1 +/- 6,4	84,6 +/- 1,8	31,0 +/- 0,6	95,2 +/- 2,3	34,9 +/- 0,9	410,8 +/- 11,6	0,367 +/- 0,010
	4000	0,95 +/- 0,01	12,7 +/- 3,7	92,3 +/- 7,0	84,6 +/- 2,0	35,4 +/- 0,9	95,0 +/- 1,9	39,8 +/- 0,8	408,5 +/- 11,2	0,369 +/- 0,010
MOTOR TAXA 13,6:1 ÁLC. 75 INPM	2000	0,96 +/- 0,00	25,8 +/- 0,7	90,1 +/- 6,1	70,2 +/- 1,3	14,7 +/- 0,3	78,7 +/- 0,7	16,5 +/- 0,1	531,1 +/- 9,8	0,359 +/- 0,007
	2500	0,95 +/- 0,01	23,7 +/- 5,3	90,0 +/- 6,0	73,3 +/- 2,2	19,2 +/- 0,6	81,9 +/- 1,9	21,4 +/- 0,5	525,1 +/- 55,8	0,363 +/- 0,038
	3000	0,95 +/- 0,00	23,5 +/- 3,7	90,7 +/- 7,5	78,9 +/- 2,5	24,8 +/- 0,8	87,6 +/- 2,4	27,5 +/- 0,8	529,1 +/- 34,4	0,360 +/- 0,024
	3500	0,95 +/- 0,00	22,0 +/- 2,8	91,2 +/- 7,0	80,7 +/- 2,6	29,6 +/- 1,0	89,5 +/- 1,9	32,8 +/- 0,7	533,8 +/- 46,6	0,357 +/- 0,031
	4000	0,95 +/- 0,00	20,9 +/- 4,1	90,4 +/- 3,4	82,7 +/- 1,9	34,7 +/- 0,8	91,3 +/- 1,0	38,2 +/- 0,4	529,9 +/- 5,9	0,364 +/- 0,004
MOTOR TAXA 13,6:1 ÁLC. 75 INPM $\lambda = 1,10$ $\lambda = 1,00$ $\lambda = 0,90$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	4000	1,10 +/- 0,00	25,2 +/- 1,4	90,7 +/- 6,1	75,4 +/- 0,3	31,6 +/- 0,1	84,0 +/- 0,8	35,2 +/- 0,3	485,4 +/- 24,9	0,393 +/- 0,020
	4000	1,00 +/- 0,00	24,6 +/- 0,8	89,6 +/- 4,0	81,7 +/- 0,5	34,2 +/- 0,2	90,6 +/- 0,8	38,0 +/- 0,4	490,3 +/- 7,2	0,388 +/- 0,006
	4000	0,90 +/- 0,00	22,2 +/- 1,7	90,9 +/- 6,4	82,3 +/- 0,8	34,5 +/- 0,4	90,8 +/- 1,0	38,0 +/- 0,4	577,3 +/- 18,7	0,330 +/- 0,011
MOTOR TAXA 16,2:1 ÁLC. 75 INPM	2000	0,93 +/- 0,01	21,9 +/- 3,0	89,6 +/- 6,0	73,0 +/- 1,8	15,3 +/- 0,4	84,6 +/- 2,5	17,7 +/- 0,5	522,8 +/- 12,7	0,362 +/- 0,009
	2500	0,92 +/- 0,02	21,3 +/- 2,7	91,2 +/- 3,4	75,5 +/- 1,1	19,8 +/- 0,3	87,3 +/- 2,3	22,9 +/- 0,6	529,5 +/- 21,1	0,357 +/- 0,014
	3000	0,94 +/- 0,04	20,5 +/- 1,1	89,1 +/- 1,1	80,9 +/- 0,0	25,4 +/- 0,0	93,0 +/- 1,2	29,2 +/- 0,4	523,2 +/- 8,9	0,361 +/- 0,006
	3500	0,92 +/- 0,01	19,1 +/- 1,7	91,5 +/- 5,7	82,9 +/- 0,6	30,4 +/- 0,2	95,0 +/- 0,7	34,8 +/- 0,2	520,7 +/- 13,8	0,363 +/- 0,010
	4000	0,92 +/- 0,01	19,5 +/- 2,1	91,2 +/- 2,8	85,6 +/- 0,3	35,8 +/- 0,1	98,0 +/- 0,3	41,1 +/- 0,1	519,0 +/- 12,2	0,364 +/- 0,009
MOTOR TAXA 16,2:1 ÁLC. 75 INPM $\lambda = 1,00$	2000	1,00 +/- 0,00	19,9 +/- 3,1	87,5 +/- 2,3	72,1 +/- 1,2	15,1 +/- 0,3	84,0 +/- 1,5	17,6 +/- 0,3	471,8 +/- 48,7	0,401 +/- 0,040
	2500	1,00 +/- 0,00	20,3 +/- 1,6	92,4 +/- 3,6	73,4 +/- 3,0	19,2 +/- 0,8	85,2 +/- 3,1	22,3 +/- 0,8	482,9 +/- 33,3	0,392 +/- 0,027
	3000	1,00 +/- 0,00	19,4 +/- 2,1	90,9 +/- 4,6	78,1 +/- 3,7	24,5 +/- 1,2	90,3 +/- 3,7	28,4 +/- 1,2	486,0 +/- 14,0	0,389 +/- 0,011
	3500	1,00 +/- 0,00	18,1 +/- 0,7	89,6 +/- 7,2	80,7 +/- 2,0	29,6 +/- 0,7	92,7 +/- 2,4	34,0 +/- 0,9	484,9 +/- 24,6	0,390 +/- 0,020
	4000	1,00 +/- 0,00	18,5 +/- 2,6	91,1 +/- 5,5	81,9 +/- 1,0	34,3 +/- 0,4	94,1 +/- 1,8	39,4 +/- 0,7	479,7 +/- 39,0	0,394 +/- 0,031
MOTOR TAXA 16,2:1 ÁLC. 75 INPM $\lambda = 1,10$	2000	1,10 +/- 0,00	21,0 +/- 1,5	90,7 +/- 4,1	68,4 +/- 1,0	14,3 +/- 0,2	79,5 +/- 0,5	16,6 +/- 0,1	459,9 +/- 20,6	0,411 +/- 0,019
	2500	1,10 +/- 0,00	21,5 +/- 2,9	90,9 +/- 5,0	69,4 +/- 0,5	18,2 +/- 0,1	80,5 +/- 1,4	21,1 +/- 0,4	470,6 +/- 25,5	0,402 +/- 0,022
	3000	1,10 +/- 0,00	19,2 +/- 2,1	89,1 +/- 2,3	72,1 +/- 1,6	22,6 +/- 0,5	83,3 +/- 2,5	26,2 +/- 0,8	487,6 +/- 13,0	0,388 +/- 0,010
	3500	1,10 +/- 0,00	18,9 +/- 1,3	87,9 +/- 2,1	71,7 +/- 0,3	26,3 +/- 0,1	82,6 +/- 0,6	30,3 +/- 0,2	494,2 +/- 20,5	0,383 +/- 0,016
	4000	1,10 +/- 0,00	18,0 +/- 2,3	88,5 +/- 2,3	71,4 +/- 1,7	29,9 +/- 0,7	82,3 +/- 2,6	34,5 +/- 1,1	515,2 +/- 25,5	0,367 +/- 0,018
MOTOR TAXA 16,2:1 ÁLC. 75 INPM $\lambda = 0,97$ $\lambda = 0,87$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	4000	0,97 +/- 0,02	18,9 +/- 1,0	91,7 +/- 7,0	84,0 +/- 0,5	35,2 +/- 0,2	96,5 +/- 0,7	40,4 +/- 0,3	491,5 +/- 28,9	0,385 +/- 0,022
	4000	0,87 +/- 0,01	22,0 +/- 1,2	89,9 +/- 4,6	85,3 +/- 0,6	35,7 +/- 0,2	97,6 +/- 0,9	40,9 +/- 0,4	593,1 +/- 22,8	0,319 +/- 0,012

4.1 RESULTADO DA MEDIÇÃO DA TAXA DE COMPRESSÃO DO MOTOR NA CONDIÇÃO ORIGINAL DE FÁBRICA

Segundo o fabricante, o motor na condição original de fábrica apresenta taxa de compressão de 14,1 +/- 0,5:1, conforme se mostrou na Tabela 8. A taxa de compressão real pode ser obtida pela aplicação da equação (40), a qual é repetida a seguir:

$$\rho = \frac{(V_c + v_{cc})}{v_{cc}} \quad (43)$$

em que:

V_c = volume do cilindro, e

v_{cc} = volume da câmara de compressão.

O volume do cilindro foi calculado em Materiais e Métodos pelas medidas nominais do diâmetro e curso, apresentados na Tabela 8, resultando no valor de 249,65 ml. O volume do cilindro determinado pelo processo de medida apresentado em Materiais e Métodos e colocado como resultado no Apêndice D, Tabela D.7, apresentou o valor de 251,32 +/- 0,36 ml. O volume da câmara de combustão do motor original foi determinado pelo processo de medida apresentado em Materiais e Métodos e colocado como resultado no Apêndice D, nas Tabelas D.1, D.2 e D.5, para cada volume parcial que a compõe. A soma dos volumes parciais fornece o valor de:

$$v_{cc} = 20,01 \pm 0,16 \text{ ml}$$

O valor do máximo erro da estimativa da média das amostras (0,16 ml) foi calculado por propagação de erro, conforme apresentado por Oliveira (2008).

Aplicando os valores do volume do cilindro e da câmara de combustão na equação (43) tem-se, para o motor na condição original⁴ de fábrica, taxa de compressão (ρ_o) igual a:

$$\rho_o = 13,56 \pm 0,13 : 1$$

O valor de 0,13 representa o máximo erro da estimativa da média das amostras e foi calculado por propagação de erro, conforme apresentado por Oliveira (2008). Isto significa que, conforme citado no início desse Capítulo, pode-se ter a confiança de que 95% das médias obtidas estão dentro desses intervalos. O fabricante informa 14,1 $\pm$ 0,5 : 1. o que resulta no intervalo entre 13,6:1 e 14,6:1. O motor usado encontra-se no início desse intervalo⁵.

4.2 RESULTADO DA MEDIÇÃO DA TAXA DE COMPRESSÃO DO MOTOR ALTERADO

A alteração da taxa de compressão se processou pela redução do volume da parcela referente à cavidade do cabeçote. A medida dessa parcela mais o volume encontrado na junta foram determinados e os resultados colocados no Apêndice D, Tabela D.8, apresentando o valor de 11,93 $\pm$ 0,08 ml. O valor total da câmara de combustão é a soma desse valor, mais o volume da cavidade do pistão (Apêndice D, Tabela D.2), que é de 3,20 $\pm$ 0,00 ml, mais o volume do espaço formado pelo topo do pistão, quando estiver no PMS e a face do bloco (Apêndice D, Tabela D.5), igual a 1,41 $\pm$ 0,11 ml. Portanto, o volume da câmara de combustão é igual a 16,54 $\pm$ 0,19 ml. A substituição desse valor e do valor do volume do

⁴Desta parte do trabalho para frente, esse motor será chamada de motor de taxa de compressão de 13,6:1.

⁵No manual de serviço desse motor consta o valor de taxa de compressão igual a 13,5. Portanto existe incompatibilidade de informação entre os dois manuais do fabricante.

cilindro (Apêndice D, Tabela D.7), na equação (43) fornece o resultado para a taxa de compressão⁶ (ρ_a) igual a:

$$\rho_a = 16,19 \pm 0,21 : 1$$

O valor do máximo erro da estimativa da média das amostras e foi calculado por propagação de erro, conforme apresentado por Oliveira (2008).

4.3 RESULTADOS DE DESEMPENHO

4.3.1 Resultados do torque corrigido em função da rotação

Ao avaliar a Figura 42, nota-se que o torque máximo do motor com taxa de compressão de 13,6:1 funcionando com álcool de 92,8 INPM ocorreu, aproximadamente, em 3.500 rpm, confirmando a informação do manual do fabricante. Para esse mesmo motor funcionando com álcool 75 INPM, assim como para o motor com taxa de compressão de 16,2:1, o torque máximo ocorreu em 4000 rpm. Nota-se ainda, que o motor com taxa de compressão de 16,2:1 apresentou torque máximo ligeiramente superior ao motor com taxa de compressão de 13,6:1 com álcool 92,8 INPM.

A comparação do torque corrigido, para o motor com taxa de compressão de 16,2:1 funcionando com fator lambda de 1,00 e 1,10 com o motor de taxa de compressão de 13,6:1 funcionando com álcool 92,8 INPM é mostrado pela Figura 43. Vê-se que ocorreu decréscimo no torque corrigido para ambos os casos, sendo o decréscimo mais significativo para fator lambda de 1,10.

⁶ Dessa parte do trabalho para frente, esse motor será chamado de motor de taxa de compressão de 16,2:1.

Figura 42⁷. Torque corrigido para o motor com taxa de compressão de 13,6:1 e 16,2:1

Figura 43. Torque corrigido para o motor com taxa de compressão de 13,6:1 e 16,2:1 com fator lambda de 1,00 e 1,10

⁷ MBT = *Maximum Brake Torque* (Máximo torque de frenagem).

A Figura 44 apresenta o efeito do fator lambda, para a rotação de 4000 rpm, sobre o torque corrigido, para o motor com taxa de compressão de 13,6:1 funcionando com álcool 92,8 INPM e funcionando com álcool 75 INPM⁸ e para o motor com taxa de compressão de 16,2:1. Verifica-se que houve decréscimo acentuado do torque corrigido quando o fator lambda foi ajustado para 1,10, para ambos os ensaios.

Figura 44. Efeito do fator lambda sobre o torque corrigido do motor

⁸ Lembrando que no ensaio do motor com taxa de compressão de 13,6:1 funcionando com álcool 75 INPM foram realizadas variações do fator lambda para 1,10 e de 0,05 ponto para cima e 0,05 ponto para baixo, em relação ao fator lambda obtido no torque máximo, que neste caso foi para a rotação de 4000 rpm. No caso do ensaio do motor com taxa de compressão de 16,2:1, além de contemplar a variação do fator lambda de 0,05 ponto para cima e 0,05 ponto para baixo, em relação ao fator lambda do torque máximo (nesse ensaio o torque máximo também ocorreu em 4000 rpm) foi realizado, também, variação do fator lambda para 1,00 e 1,10 para toda a faixa de rotação adotada no trabalho, conforme relatado na nota de rodapé 3. Em todos os casos acima foi buscada a maximização do torque pela variação do avanço de ignição, uma vez que o fator lambda foi fixado nos valores descritos.

4.3.2 Resultado da potência corrigida em função da rotação

A Figura 45 traz os resultados da potência corrigida⁹, em função da rotação. Nota-se que as curvas apresentam valores bastante próximos quando se comparam os ensaios. Essas curvas demonstram que é possível recuperar boa parte da potência perdida pelo uso de combustível de menor poder calorífico. No caso do motor com taxa de compressão 16,2:1 houve um pequeno aumento da potência na rotação máxima do ensaio. Quando o motor com taxa de 16,2:1 funcionou com mistura estequiométrica (fator lambda igual a 1,00) e mistura pobre (fator lambda igual 1,10), houve à queda na potência para todas as rotações, sendo mais expressiva para o segundo caso, conforme é apresentado pela Figura 46.

Figura 45. Potência corrigida para o motor com taxa de compressão de 13,6:1 e 16,2:1

⁹ A potência foi corrigida segundo a norma NBR ISO 1585 da Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT).

Figura 46. Potência corrigida para o motor com taxa de compressão de 13,6:1 e 16,2:1 com fator lambda de 1,00 e 1,10

Analogamente à Figura 44, a Figura 47 apresenta o efeito do fator lambda sobre a potência para a rotação de 4000 rpm para o motor com taxa de compressão de 13,6:1 funcionando com álcool 92,8 INPM e funcionando álcool 75 INPM e para o motor com taxa de compressão de 16,2:1. Seguindo o formato das curvas do torque dos respectivos ensaios, as potências dos motores apresentaram decréscimo acentuado à medida que houve aumento do fator lambda.

Figura 47. Efeito do fator lambda sobre a potência corrigida do motor

4.3.3 Resultados do consumo horário de combustível em função da rotação

O menor consumo horário de combustível, como era de se esperar, apareceu durante o funcionamento do motor com taxa de compressão de 13,6:1 e álcool 92,8 INPM, conforme pode ser visualizado pela Figura 48¹⁰. Isso é esperado, porque o álcool 92,8 INPM possui mais energia por massa que o álcool 75 INPM. É interessante observar que o motor com taxa de 16,2:1, quando funcionando com álcool de 75 INPM, apresentou consumo de combustível muito próximo ao motor de taxa de compressão de 13,6:1 funcionando, também com álcool 75 INPM, ao longo de toda a faixa de rotação. Isto induz a pensar que o aumento da taxa de compressão teve pouca influência sobre o consumo horário. Outro fato interessante é que, apesar do menor poder calorífico do álcool 75 INPM, o consumo horário do motor com taxa

¹⁰ A Figura 47 apresenta os valores médios de consumo horário de combustível, não mostrando os pontos que originaram essa média, para não haver sobrecarga de dados, uma vez que todos os ensaios desse trabalho foram lançados nessa figura. Os pontos que originaram essa média podem ser observados na Tabela 12.

de 16,2:1 funcionando com mistura ar-combustível pobre (fator lambda de 1,10) apresentou valores muito próximos do motor com taxa de compressão de 13,6:1 e álcool 92,8 INPM.

Figura 48. Consumo de combustível em função da rotação

4.3.4 Resultado do consumo específico de combustível em função da rotação

O motor com taxa de compressão de 13,6:1 funcionando com álcool 92,8 INPM apresentou o menor consumo específico de combustível, como pode ser observado na Figura 49. Nota-se, ainda, que existe uma certa vantagem do motor com taxa de compressão de 16,2:1 sobre o motor com taxa de compressão de 13,6:1, ambos funcionando com álcool 75 INPM indicando que o aumento da taxa de compressão proporcionou algum benefício no consumo específico de combustível.

Figura 49. Consumo específico de combustível para o motor com taxa de compressão de 13,6:1 e 16,2:1

O motor com taxa de compressão de 16,2:1 funcionando com ajuste do fator lambda em 1,00 e 1,10 apresentou, também, consumo específico superior ao motor com taxa de 13,6:1 funcionando com álcool 92,8 INPM, conforme mostrado na Figura 50. Verifica-se que, com ajuste do fator lambda em 1,10 a curva foi ascendente. É possível que não ocorreu um bom aproveitamento do combustível durante o teste, uma vez que é esperada uma curva quase horizontal ao longo da faixa de rotações. Observando, ainda, as Figuras 49 e 50, nota-se que o consumo específico do motor com taxa de compressão de 16,2:1 funcionando com álcool 75 INPM (torque maximizado) é superior ao mesmo motor funcionando com ajuste do fator lambda de 1,00 e 1,10.

Figura 50. Consumo específico de combustível para o motor com taxa de compressão de 13,6:1 e 16,2:1 com fator lambda de 1,00 e 1,10

A análise do consumo específico de combustível em relação à variação do fator lambda pode ser realizada por meio da Figura 51. Verifica-se que o menor consumo específico de combustível para o motor com taxa de compressão de 13,6:1 funcionando com álcool 75 INPM, para a rotação de 4000 rpm, ocorreu com fator lambda próximo a 1,05. No caso do motor com taxa de compressão de 16,2:1 o melhor fator lambda, dentre os explorados, para efeito de consumo específico foi o de 1,00. O gráfico demonstra que o motor com taxa de compressão de 16,2:1 apresentou melhor resultado de consumo específico de combustível que o motor com taxa de 13,6:1 funcionando com álcool 75 INPM considerando que a curva se posicionou abaixo para o maior número de fatores lambda.

Figura 51. Efeito do fator lambda sobre o consumo específico de combustível

4.3.5 Avanço de ignição

As curvas de avanço do ponto de ignição dos ensaios podem ser visualizadas na Figura 52 e 53. Para o motor com taxa de compressão de 13,6:1, operando com álcool 92,8 INPM, pode-se ver que o avanço do ponto de ignição apresenta queda suave à medida que a rotação aumenta. Os demais ensaios, ou seja, motor com taxa de compressão de 13,6:1 funcionando com álcool 75 INPM, motor com taxa de compressão de 16,2:1 com torque maximizado, motor com taxa de compressão de 16,2:1 com torque maximizado para fator lambda de 1,00 e 1,10 apresentaram a mesma queda suave do avanço de ignição com o aumento da rotação do motor com taxa de compressão de 13,6:1 funcionando com álcool 92,8 INPM, porém em patamares superiores.

O comportamento das curvas dos ensaios deste experimento não condiz com Mizutani (1992), o qual afirma que o avanço de ignição aumenta até determinado valor de rotação, acima do qual ocorre a estabilização. A divergência do comportamento da curva de avanço ignição encontrado nos ensaios deste experimento, em relação a Mizutani (1992), pode ser

explicada pelos altos valores da temperatura dos gases de exaustão (Figuras 55 e 56), provocando atraso desses valores de avanço.

Figura 52. Avanço de ignição para o motor com taxa de compressão de 13,6:1 e 16,2:1

Curvas de Avanço da Centelha x Rotação, plena carga, MBT

Figura 53. Avanço do ponto de ignição para o motor com taxa de compressão de 13,6:1 e 16,2:1 com fator lambda de 1,00 e 1,10

O efeito do fator lambda sobre o avanço do ponto de ignição pode ser visualizado pela Figura 54. No ensaio com o motor de taxa de compressão de 16,2:1 pode-se notar que o avanço do ponto de ignição apresenta tendência de queda com o aumento do fator lambda. O motor com taxa de compressão de 13,6:1 funcionando com álcool 75 INPM apresentou a mesma tendência para fator lambda de até 0,95 e, após, ocorreu aumento do avanço de ignição. Esse aumento no avanço de ignição pode ser entendido, se observar o gráfico da Figura 57 que mostra sensível queda na temperatura dos gases de exaustão do motor com taxa 13,6:1 funcionando com álcool 75 INPM, para fatores lambda superiores a 1,00. Segundo Martins (2006) o aumento da umidade da mistura reduz a velocidade de chama e a temperatura máxima de combustão. Uma explicação bastante plausível para o que ocorreu nessa parte da curva é que os efeitos da menor temperatura da câmara aliada com a

diminuição da velocidade da chama puderam ser compensados com o aumento do avanço da centelha. Desse modo a combustão teria sido melhorada a ponto de refletir no aumento do torque em relação ao motor com taxa de 16,2:1.

Figura 54. Efeito do fator lambda sobre o avanço do ponto de ignição

4.3.6 Temperatura dos gases de exaustão

Na Figura 55, pode-se notar que o motor com taxa de compressão 13,6:1 funcionando com álcool 75 INPM apresentou curva de temperatura de gases de exaustão com formato semelhante e posicionada abaixo da curva do mesmo motor quando funcionando com álcool 92,8 INPM. O motor funcionando com taxa de compressão de 16,2:1 e álcool 75 INPM, quando se buscou otimizar o torque, resultou em curva de temperatura com posicionamento intermediário entre os dois ensaios anteriores.

A presença de maior quantidade de água ao combustível, causa do menor teor alcoólico do álcool 75 INPM em relação ao 92,8 INPM, contribui para abaixar a temperatura dos gases, enquanto a maior taxa de compressão do motor de taxa de compressão de 16,2:1 contribui para aumentar a temperatura. Portanto, o posicionamento intermediário da curva do motor de taxa de compressão de 16,2:1 em quase toda a faixa de rotação está coerente com essa afirmação.

Figura 55. Temperatura dos gases de exaustão para o motor com taxa de compressão de 13,6:1 e 16,2:1

Observando agora a Figura 56, nota-se que o motor com taxa de compressão de 13,6:1, funcionando com álcool 75 INPM, apresentou curva de temperatura dos gases levemente inferior ao motor com taxa de 16,2:1 funcionando com fator lambda ajustado para 1,00 e este, por sua vez, levemente inferior ao ensaio com ajuste do fator lambda de 1,10. O

resultado apresenta coerência uma vez que a maior taxa de compressão e o empobrecimento da mistura tendem a elevar a temperatura dos gases de exaustão.

Figura 56. Temperatura dos gases de exaustão para o motor com taxa de compressão de 13,6:1 e 16,2:1 com fator lambda de 1,00 e 1,10

O fator lambda tem efeito direto sobre a temperatura dos gases de exaustão, como pode ser comprovado no parágrafo anterior. Para demonstrar esse efeito construiu-se o gráfico apresentado pela Figura 57 que traz as curvas de temperatura dos gases de exaustão em função do fator lambda para do ensaio do motor com taxa de compressão de 13,6:1, funcionando com álcool 75 INPM e do motor com taxa de compressão de 16,2:1, para a rotação de 4000 rpm. Observa-se que a curva de temperatura do motor com taxa de compressão de 13,6:1, funcionando com álcool 75 INPM é ascendente até o fator lambda próximo de 1,00, diminuindo, após. O motor com taxa de compressão de 16,2:1, também apresentou aumento de temperatura dos gases de exaustão para a faixa de fator lambda explorada, com inflexão da curva no fator lambda de, aproximadamente, 1,06.

Figura 57. Efeito do fator lambda sobre a temperatura dos gases de exaustão

4.3.8 Resultado da determinação da eficiência de conversão do combustível

Observando a Tabela 12, vê-se que o motor com taxa de compressão de 13,6:1 funcionando com álcool 92,8 INPM apresentou eficiência de conversão do combustível média máxima de 0,369 e média mínima de 0,363 e quando funcionando com álcool 75 INPM apresentou valor médio máximo e médio mínimo, respectivamente, de 0,364 e 0,354. Na Figura 58, pode-se ver o comportamento da curva de eficiência de conversão de combustível desses dois ensaios. A diferença mais significativa ocorreu na rotação de 3500 rpm onde se pode notar diferença inferior a 3 % em favor ao motor funcionando com álcool 92,8 INPM.

O motor com taxa de compressão de 16,2:1 apresentou eficiência de conversão do combustível inferior a 2 % em relação ao motor com taxa de 13,6:1 funcionando com álcool 92,8 INPM.

Figura 58. Eficiência de conversão do combustível para o motor com taxa de compressão de 13,6:1 e 16,2:1

A Figura 59 mostra que a mudança da relação ar-combustível tem bastante influência na eficiência de conversão do combustível podendo-se notar a significativa melhora no rendimento do motor com taxa de compressão de 16,2:1 quando foi ajustado o fator lambda para 1,00 e 1,10 em relação ao motor com taxa de compressão de 13,6:1 funcionando com álcool 92,8 INPM. Com fator lambda de 1,10, porém, vê-se que houve decréscimo acentuado da eficiência de conversão do combustível com o aumento da rotação.

Curvas de Eficiência na Conversão do Combustível em Função da Rotação, plena carga, MBT

Figura 59. Eficiência de conversão do combustível do motor com taxa de compressão de 13,6:1 e 16,2:1 com fator λ de 1,00 e 1,10

A fim de verificar melhor a influência do fator λ sobre a eficiência de conversão do combustível construiu-se o gráfico da Figura 60. Ali fica evidente que o empobrecimento da mistura para o motor com taxa de compressão de 13,6:1 funcionando com álcool 75 INPM foi vantajoso, em relação ao motor com taxa de compressão de 13,6:1 funcionando com álcool 92,8 INPM, para fator λ superior ao estequiométrico. Para o motor com taxa de 16,2:1 a eficiência de conversão do combustível alcançou o maior valor para fator λ estequiométrico.

Figura 60. Eficiência de conversão do combustível em função do fator lambda

Havia uma expectativa de que o aumento da água ao combustível pudesse promover o aumento da eficiência de conversão do combustível. Por isso o motor com taxa de compressão de 13,6:1, foi ensaiado com álcool 92,8 INPM e 75 INPM. Essa expectativa foi induzida pelo trabalho de Özcan e Söylemez (2005), conforme citado na Revisão Bibliográfica. Apesar desse trabalho ser específico para um motor a gás, os autores concluíram que, à medida que a razão entre a massa de água e a massa de combustível aumenta, a perdas de calor para a água de refrigeração e para os gases de exaustão diminuem, enquanto a eficiência de conversão do combustível do motor aumenta. Isso só foi observado quando o motor funcionou com álcool 75 INPM e foi ajustado para fator lambda de 1,00 para a rotação de 4000 rpm, o que pôde ser verificado com os gráficos da Figura 60.

Havia também uma expectativa do aumento da eficiência de conversão do combustível quando a taxa de compressão fosse aumentada porque, pelo menos teoricamente, um aumento da taxa de compressão determina um aumento do rendimento térmico que compõe a eficiência de conversão do combustível. De acordo com o comportamento das curvas de eficiência de conversão do combustível em função da rotação, mostrada pela Figura 58 e das curvas de eficiência de conversão do combustível em função do fator lambda, mostrada pela Figura 60, o ensaio do motor que teve a taxa de compressão aumentada, ou seja, ensaio do motor com taxa de compressão de 16,2:1¹¹ a eficiência de conversão do combustível é um pouco menor em relação ao motor com taxa de compressão de 13,6:1 funcionando com o mesmo álcool. Um comportamento que merecerá uma melhor investigação é por que houve queda da eficiência de conversão do combustível com a rotação quando o fator lambda foi ajustado para 1,10.

4.4 RESULTADOS DE EMISSÕES DE GASES NA EXAUSTÃO

Nos ensaios desse trabalho foi verificado como as emissões dos gases de exaustão foram afetadas. Primeiramente foi analisada a operação com dois álcoois de teores diferentes no motor sem sofrer alteração da taxa de compressão. O torque do motor foi maximizado ao longo da faixa de rotações explorada, variando-se o avanço de ignição e o fator lambda. Depois a taxa de compressão foi alterada para 16,2:1 concomitantemente com a operação com álcool de 75 INPM. Analogamente, o torque foi maximizado ao longo da faixa de rotação explorada variando-se o avanço de ignição e o fator lambda. Em seguida, o motor com taxa de compressão de 16,2:1 e funcionando com álcool 75 INPM trabalhou com fatores lambda diferentes (1,00 e 1,10) buscando-se, também, o torque maximizado. As duas variáveis – taxa

¹¹ O ponto do motor foi ajustado para maximizar o torque.

de compressão e teor alcoólico – provocam alterações na temperatura dos gases de exaustão.

As potenciais influências sobre as emissões, no experimento são, portanto:

- Introdução de água à mistura ar-combustível por meio do álcool de menor teor;
- Variações do fator λ e do avanço de ignição, e
- Variação da temperatura dos gases de exaustão por influência do fator λ , introdução de água à mistura, variação do avanço de ignição e aumento da taxa de compressão.

Considerando-se isso, será realizada a análise dos resultados das emissões dos gases de exaustão a seguir.

4.4.1 Emissão de CO

Comparando as curvas do motor com taxa de compressão de 13,6:1, observa-se, na Figura 61, que a emissão de CO para esse motor, funcionando com álcool de 92,8 INPM foi maior que a operação com álcool 75 INPM e ambas apresentam tendência de queda ao longo da faixa de rotação. Observando, ainda a Figura 61, vê-se que a alteração da taxa de compressão para 16,2:1 teve pequeno efeito sobre a emissão de CO quando se compara esse motor com o de taxa de compressão de 13,6:1 funcionando com álcool 92,8 INPM. De fato, o efeito do fator λ parece ser mais significativo sobre a emissão de CO e isto pode ser confirmado quando se analisam as curvas dos motores com taxa de compressão de 16,2:1 funcionando com ajuste do fator λ de 1,00 e 1,10 mostrados pela Figura 62.

Figura 61. Emissão de CO para o motor com taxa de compressão de 13,6:1 e 16,2:1

Figura 62. Emissão de CO para o motor com taxa de compressão de 13,6:1 e 16,2:1 com fator lambda de 1,00 e 1,10

Por outro lado, fazendo um gráfico que relacione a emissão de CO com o fator lambda para a rotação de 4000 rpm, para os motores com taxa de compressão de 13,6:1 funcionando com álcool 75 INPM e para o motor com taxa de compressão de 16,2:1, mostrado pela Figura 63, tem-se melhor visualização do efeito do fator lambda. Observa-se desse gráfico que o resultado de emissão de CO em função do fator lambda tem bastante consistência com a Figura 16 (Capítulo 2: Revisão Bibliográfica) proposta por Martins (2006).

Figura 63. Efeito do fator lambda sobre a emissão de CO

4.4.2 Emissão de CO₂

O funcionamento do motor de taxa de compressão de 13,6:1 com álcool 75 INPM resultou em decréscimo de emissão de CO e, conseqüentemente, em acréscimo na emissão de CO₂, em relação ao ensaio desse motor funcionando com álcool 92,8 INPM, conforme pode ser visualizado pela Figura 64. O motor com taxa de compressão de 16,2:1 teve bom resultado

de emissão de CO₂, em relação ao motor com taxa de 13,6:1 funcionando com álcool 92,8 INPM, para as rotações inferiores a 3200 rpm.

Figura 64. Emissão de CO₂ para o motor com taxa de compressão de 13,6:1 e 16,2:1

Os resultados do ensaio do motor com taxa de compressão de 16,2:1 funcionando com álcool de 75 INPM e fator lambda ajustado para 1,00 e 1,10, apresentaram curvas de emissão que podem ser visualizadas pela Figura 65. As curvas de emissão desse motor com ajuste de fator lambda de 1,00 e 1,10, se posicionaram, respectivamente, acima e abaixo da curva do motor de taxa de compressão de 13,6:1 funcionando com álcool 92,8 INPM.

Curvas de Emissão de CO₂ x Rotação, plena carga, MBT

Figura 65. Emissão de CO₂ para o motor com taxa de compressão de 13,6:1 e 16,2:1 com fator lambda de 1,00 e 1,10

Analogamente à emissão do CO, a emissão de CO₂ é bastante influenciada pelo fator lambda. Esse fato pode ser observado no gráfico (Figura 66) de emissão de CO₂ em função do fator lambda, para 4000 rpm, para os ensaios do motor de taxa de 13,6:1 funcionando com álcool 75 INPM e para o motor com taxa de compressão de 16,2:1. A comparação do formato do gráfico da Figura 66 com o formato do gráfico da Figura 15¹² (Capítulo 2 – Revisão Bibliográfica), demonstra que o resultado apresenta consistência.

¹² Na realidade o formato da Figura 15 (Capítulo 2 – Revisão Bibliográfica) não é uma parábola, mas sim duas hipérboles que se juntam no ponto em que o valor de mistura A/C é de, aproximadamente, 15.

Figura 66. Efeito do fator lambda sobre a emissão de CO₂

4.4.3 Emissão de HC

Kozole (1994), conforme descrito na Revisão Bibliográfica, comenta que obteve redução de HC ao injetar água em motor de combustão interna movidos à gasolina. Bernhardt (1977), por sua vez, apresentou um gráfico mostrando aumento de HC à medida que aumenta a quantidade de água misturada em motores a metanol. Em seu trabalho, Williams (2004) relatou aumento de HC ao operar motor com mistura de etanol-água em relação ao motor funcionando com gasolina. Entretanto, em nenhum destes trabalhos pesquisados, pode-se extrair dados para comparar com o presente trabalho, uma vez que, nesse, pesquisou-se o uso de etanol, com mudança no teor alcoólico. O máximo que se pode fazer é uma analogia com o trabalho de Bernhardt (1977), que utilizou o metanol (um tipo de álcool). No presente trabalho, os resultados mostram que a adição de água ao etanol provocou aumento significativo de HC. Isso pode ser verificado por meio da Figura 67, quando se compara o motor com taxa de

compressão 13,6:1 funcionando com álcool 92,8 INPM, o motor com taxa de compressão de 13,6:1 funcionando com álcool 75 INPM e o motor com taxa de compressão de 16,2:1 funcionando com álcool 75 INPM.

Figura 67. Emissão de HC para o motor com taxa de compressão de 13,6:1 e 16,2:1

Penido Filho (1991a) afirma, conforme descrito em Revisão Bibliográfica, que o abaixamento da temperatura de funcionamento do motor provoca aumento de HC. Celik (2007), escrevendo sobre a emissão de HC, especificamente de motores a etanol puro e misturas contendo altas porcentagens de etanol na gasolina, comenta que, em relação à emissão de motores a gasolina, o etanol provoca aumento na emissão desse gás. Prossegue, afirmando que esse aumento na emissão é devido ao abaixamento da temperatura do cilindro no final da admissão da mistura, resultado do alto calor de vaporização do etanol, provocando

falhas na combustão nas regiões próximas à parede da câmara de combustão. O aumento da quantidade de água ao etanol, por meio da redução do teor alcoólico de 92,8 INPM para 75 INPM pode ter efeito semelhante ao etanol em relação à gasolina, conforme afirmou Celik (2007), uma vez que a água tem, também, alto calor de vaporização. Comprovando esse fato, observa-se da Figura 55 que realmente ocorreu abaixamento da temperatura de funcionamento do motor, no ensaio do motor com taxa de compressão de 13,6:1 funcionando com álcool 75 INPM e no ensaio do motor com taxa de 16,2:1.

A operação do motor com taxa de compressão de 16,2:1 com ajuste do fator lambda de 1,00 e 1,10, também resultou em aumento, na quantidade de HC em comparação ao motor com taxa de compressão de 13,6:1 e álcool 92,8 INPM (Figura 68).

Curvas de Emissão de HC x Rotação, plena carga, MBT

Figura 68. Emissão de CO₂ para o motor com taxa de compressão de 13,6:1 e 16,2:1 com fator lambda de 1,00 e 1,10

O efeito do fator lambda pode ser visualizado no gráfico da Figura 69. Ambos ensaios apresentaram curvas de emissão em forma de parábola, com valores de HC decrescente à medida que o fator lambda aumenta. Esse comportamento da curva é condizente com o

gráfico da Figura 16 (Capítulo 2 – Revisão Bibliográfica), se considerarmos o intervalo de fator lambda envolvido nesse ensaio. Observa-se, entretanto, que os valores de emissão de HC do motor com taxa de compressão de 13,6:1 funcionando com álcool 75 INPM são inferiores ao do motor com taxa de compressão de 16,2:1.

Figura 69. Efeito do fator lambda sobre a emissão de HC

4.4.4 Emissão de NOx

Analisando as curvas de emissão de NOx dos ensaios realizados no presente trabalho, apresentadas na Figura 70, pode-se constatar redução de emissão desse gás para o motor com taxa de compressão de 13,6:1 funcionando com álcool 75 INPM e para o motor com taxa de compressão de 16,2:1, ambos em relação ao motor com taxa de 13,6:1 funcionando com álcool 92,8 INPM.

Figura 70. Emissão de NO_x para o motor com taxa de compressão de 13,6:1 e 16,2:1

De acordo Heywood (1988) existe forte dependência da taxa de formação de NO_x com temperatura de combustão. Bernhardt (1977), sem citar a causa, conforme descrito no Capítulo – Revisão Bibliográfica, afirmou que o NO_x teve significativo decréscimo ao se aumentar a porcentagem de água ao metanol¹³. Observando o gráfico mostrado pela Figura 55 pode-se notar sensível redução da temperatura dos gases de exaustão do motor com taxa de compressão de 13,6:1 funcionando com álcool 75 INPM e do motor com taxa de compressão de 16,2:1 em relação ao motor com taxa de compressão de 13,6:1 funcionando com álcool 92,8 INPM o que justifica a redução da emissão de NO_x.

A comparação do motor com taxa de compressão de 16,2:1 com ajuste do fator lambda de 1,00 e 1,10, com o motor de taxa de compressão de 13,6:1 funcionando com álcool

¹³ Lembrando que, analogamente à ressalva realizada para a emissão de HC no item anterior, o metanol, apesar de ser um álcool, não é do mesmo tipo do utilizado no presente trabalho, que no caso é o etanol.

92,8 INPM pode ser feita por meio da Figura 71. Pode-se observar que houve redução da emissão de NO_x para o ensaio do motor com taxa de compressão de 16,2:1 para todas as rotações, com exceção à rotação de 2000 rpm.

Figura 71. Emissão de NO_x para o motor com taxa de compressão de 13,6:1 e 16,2:1 com fator lambda de 1,00 e 1,10

Para os ensaios dos motores com taxa de compressão de 16,2:1 apresentados na Figura 71, foi ajustado o fator lambda para 1,00 e 1,10. Sendo o fator lambda uma variável que influência de forma significativa na emissão de NO_x, conforme afirma Martins (2006), foi construído o gráfico da Figura 72.

Figura 72. Efeito do fator lambda sobre a emissão de NO_x

A análise da curva de emissão de NO_x do motor de taxa de compressão de 16,2:1 demonstra padrão semelhante à Figura 16 (Capítulo 2 – Revisão Bibliográfica), denotando consistência dos resultados. No caso do motor com taxa de compressão de 13,6:1 funcionando com álcool 75 INPM o formato apresenta semelhança com a Figura 16, porém o pico da curva se encontra no fator lambda de aproximadamente 0,95 enquanto que o pico da Figura 16 encontra-se no fator lambda de aproximadamente 1,05. O fato de o pico ter se deslocado também pode ser explicado pelos efeitos da umidade na mistura ar-combustível.

4.5 IMPACTOS VISUAIS DO ESTADO DA VELA DE IGNIÇÃO APÓS OS ENSAIOS

Na Figura 73, apresentam-se as velas de ignição utilizadas nos ensaios. O aspecto visual desse componente mostra que não houve depósito de carvão, acúmulo de lubrificante ou outro material indesejável que pudesse prejudicar a eficiência da centelha. Também não se observam desgastes ou corrosão dos eletrodos no período de teste em que foram utilizadas.

Figura 73. Aspecto visual das velas de ignição utilizadas nos ensaios

4.6 SÍNTESE DOS RESULTADOS E DISCUSSÕES

Sintetiza-se este Capítulo agrupando os ensaios em modalidades que forneçam os resultados do funcionamento do motor com álcool de 75 INPM (que, para esta análise, é o efeito equivalente de se adicionar água à mistura ar-combustível), os resultados do efeito do aumento da taxa de compressão de 13,6:1 para 16,2:1 e os resultados do efeito combinado da adição de água e do aumento da taxa de compressão. Para esta síntese, são dispostas três tabelas referindo-se ao desempenho do motor, e três referindo-se às emissões de gases de poluentes.

4.6.1 Efeito da adição de água à mistura ar-combustível por meio da utilização de álcool com teor de 75 INPM, como combustível

Para essa análise, fez-se a comparação dos ensaios do motor com taxa de compressão de 13,6:1, funcionando com álcool 92,8 INPM, e do motor com taxa de compressão de 13,6:1, funcionando com álcool 75 INPM.

Tabela 13 – Análise de desempenho do motor alimentado com álcool 75 INPM

ITEM DE DESEMPENHO	EFEITO DA DIMINUIÇÃO DO TEOR ALCOÓLICO 92,8 INPM PARA 75 INPM
TORQUE	Redução significativa
POTÊNCIA	Redução significativa
CONSUMO ESPECÍFICO	Aumento significativo
EFICIÊNCIA DE CONVERSÃO DO COMBUSTÍVEL	Pequena redução
AVANÇO DE IGNIÇÃO	Aumento significativo
TEMPERATURA GASES EXAUSTÃO	Redução

Tabela 14 – Análise de emissões do motor alimentado com álcool 75 INPM

EMIÇÃO	EFEITO DA DIMINUIÇÃO DO TEOR ALCOÓLICO 92,8 INPM PARA 75 INPM
CO	Redução significativa
CO₂	Aumento pequeno
HC	Aumento significativo
NO_x	Redução pequena

4.6.2 Efeito do aumento da taxa de compressão de 13,6:1 para 16,2:1

Para essa análise, fez-se a comparação dos ensaios do motor com taxa de compressão de 13,6:1, funcionando com álcool 75 INPM, e do motor com taxa de compressão de 16,2:1, funcionando com álcool 75 INPM.

Tabela 15 – Análise de desempenho do motor submetido ao aumento da taxa de compressão

ITEM DE DESEMPENHO	EFEITO DA ELEVAÇÃO DA TAXA DE COMPRESSÃO DE 13,6:1 PARA 16,2:1
TORQUE	Aumento significativo
POTÊNCIA	Aumento significativo
CONSUMO ESPECÍFICO	Pequena redução
EFICIÊNCIA DE CONVERSÃO DO COMBUSTÍVEL	Semelhante para 2000, 3000 e 4000 rpm Redução para 3500 rpm Aumento para 2500 rpm
AVANÇO DE IGNIÇÃO	Redução
TEMPERATURA GASES EXAUSTÃO	Aumento para rotação de 2000 à 3500 rpm Diminuição para rotação de 4000 rpm

Tabela 16 – Análise de emissões do motor submetido ao aumento da taxa de compressão

EMIÇÃO	EFEITO DA ELEVAÇÃO DA TAXA DE COMPRESSÃO DE 13,6:1 PARA 16,2:1
CO	Aumento significativo
CO₂	Redução pequena
HC	Aumento significativo
NOx	Redução significativa

4.6.3 Efeito combinado da adição de água à mistura ar-combustível, por meio da utilização de álcool com teor de 75 INPM como combustível e do aumento da taxa de compressão

Para essa análise faz-se a comparação dos ensaios do motor com taxa de compressão de 13,6:1, funcionando com álcool 92,8 INPM, e do motor com taxa de 16,2:1, funcionando com álcool 75 INPM.

Tabela 17 – Análise de desempenho do motor ao combinar o aumento da taxa de compressão com a alimentação por álcool 75 INPM

ITEM DE DESEMPENHO	EFEITO COMBINADO DO AUMENTO TAXA COMPRESSÃO PARA 16,2:1 E DIMINUIÇÃO TEOR ALCOÓLICO PARA 75 INPM
TORQUE	Aumento de 3% no torque na rotação do torque máximo
POTÊNCIA	Aumento de 3% na potência na rotação do torque máximo
CONSUMO ESPECÍFICO	Aumento significativo
EFICIÊNCIA DE CONVERSÃO DO COMBUSTÍVEL	Pequena redução quando se buscou torque máximo e aumento significativo quando se buscou empobrecimento da mistura
AVANÇO DE IGNIÇÃO	Aumento significativo
TEMPERATURA GASES EXAUSTÃO	Redução

Tabela 18 – Análise de emissões do motor ao combinar o aumento da taxa de compressão com a alimentação por álcool 75 INPM

EMIÇÃO	EFEITO COMBINADO DO AUMENTO TAXA COMPRESSÃO PARA 16,2:1 E DIMINUIÇÃO TEOR ALCOÓLICO PARA 75 INPM
CO	Pequeno aumento para o ensaio com torque otimizado e grande redução para o ensaio com misturas pobres
CO₂	Redução para rotações de até 3000 rpm Aumento para rotação de 3500 rpm Semelhante para rotação de 4000 rpm
HC	Aumento significativo
NOx	Redução significativa

5 CONCLUSÃO

Foram traçados como objetivos deste trabalho, a análise de desempenho e as emissões de gases poluentes ao se funcionar um motor original de fábrica com álcool de 75 INPM, e a análise de desempenho e as emissões de gases poluentes ao se combinar o funcionamento do motor com álcool de 75 INPM com o aumento da taxa de compressão. Os resultados dessas duas modalidades de ensaios foram, então, comparados entre si e com o motor original de fábrica, funcionando com álcool de 92,8 INPM. A utilização de álcool com teor de 75 INPM, por conter maior quantidade de água por massa de combustível que o álcool de 92,8 INPM, tem como equivalência a adição de água no cilindro, fato que é desejável de ser destacado nesta conclusão.

O efeito da adição de água no cilindro foi extraído da comparação dos ensaios do motor com taxa de compressão de 13,6:1, funcionando com álcool de 92,8 INPM, e do motor com taxa de compressão de 13,6:1, funcionando com álcool de 75 INPM, concluindo-se, como quesitos de desempenho, que houve reduções do torque, da potência e da eficiência de conversão de combustível e aumento do consumo específico. Com relação a emissões de gases poluentes, concluiu-se que houve reduções de CO e de NOx e aumentos de CO₂ e de HC.

O efeito da adição de água ao cilindro, combinado com o aumento da taxa de compressão, foi avaliado pela comparação dos ensaios do motor com taxa de compressão de 13,6:1, funcionando com álcool de 92,8 INPM, e do motor com taxa de compressão de 16,2:1,

funcionando com álcool de 75 INPM. Concluiu-se, nesse caso, que ocorreram aumentos do torque máximo, da potência máxima e do consumo específico de combustível e redução na eficiência de conversão de combustível. Para as emissões de gases poluentes, houve redução de NO_x para todas as rotações do ensaio e, para o CO₂, houve redução para as rotações inferiores a 3100 rpm, sendo observados aumentos de CO e de HC.

O efeito isolado do aumento da taxa de compressão de 13,6:1 para 16,2:1 procedeu da comparação dos ensaios do motor com taxa de compressão de 13,6:1, funcionando com álcool de 75 INPM, e do motor com taxa de compressão de 16,2:1, funcionando com álcool de 75 INPM. Dessa comparação, pôde-se concluir que houve aumentos de torque e da potência e redução de consumo específico de combustível. A eficiência de conversão de combustível foi vantajosa para as rotações superiores a 3000 rpm. Ressalta-se que, quando a mistura ar-combustível, para o ensaio do motor com taxa de 16,2:1, foi empobrecida, houve grande aumento da eficiência de conversão de combustível. No tocante a emissões, observaram-se aumentos de CO e de HC e reduções de CO₂ e de NO_x.

Os grandes atrativos da utilização de etanol mais hidratado como combustível renovável alternativo de baixo custo e produção em larga escala são o próprio custo, a menor temperatura da câmara de combustão e a redução significativa das emissões de NO_x. A potência do motor é praticamente recuperada com a elevação da taxa de compressão. Como desvantagem têm-se o aumento do consumo de combustível e a elevação significativa das emissões de HC. Tendo em vista, conforme foi demonstrado neste trabalho, que todas essas variáveis são dependentes do fator lambda e do avanço de ignição, esses serão os grandes operadores que viabilizarão a utilização do álcool mais hidratado em motores ciclo Otto com taxa de compressão mais elevada.

5.1 SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

O trabalho teve os objetivos de determinar o desempenho e as emissões de motor a álcool convencional (teor de 92,8 INPM), funcionando com álcool de teor de 75 INPM, sem alteração das características físicas, no caso a taxa de compressão e, também, com essa aumentada. Não fez parte do escopo, ensaios com outras variações do teor alcoólico ou da taxa de compressão, nem que resultasse em dados do efeito do combustível sobre a durabilidade do motor. Ainda, o funcionamento do motor com álcool de teor de 75 INPM mostrou potencial de uso e, assim, fica a questão de quanto facilitaria ou reduziria o custo de produção desse tipo de álcool. Nessa direção, acredita-se que trabalhos complementares devam ser desenvolvidos de modo a subsidiar este com maiores conhecimentos. Entre eles, sugerem-se:

- Estudo de desempenho em cargas parciais;
- Estudo de viabilidade econômica da produção de álcool de teor de 75 INPM;
- Estudo do efeito de corrosão;
- Estudo do efeito de erosão;
- Estudo de durabilidade;
- Estudo de outros teores alcoólicos sobre o desempenho e emissões;
- Estudo de outras taxas de compressão sobre o desempenho e emissões;
- Estudo do efeito da mudança do grau térmico da vela de ignição, e
- Extensão deste trabalho para motores de maior cilindrada.

REFERÊNCIAS CITADAS*

ANFAVEA. ASSOCIAÇÃO DOS FABRICANTES DE VEÍCULOS AUTOMOTORES. Disponível em: <[http://www.anfavea.com.br/anuário 2007](http://www.anfavea.com.br/anuário%202007)>. Acesso em: 22 dez. 2007.

AUTOMOTIVE ENGINEERING INTERNATIONAL. Brimfield, OH: SAE International, v.113, n.11, Mensal, 2005a. ISSN 1543-849X.

AUTOMOTIVE ENGINEERING INTERNATIONAL. Brimfield, OH: SAE International, v.113, n.12, Mensal, 2005b. ISSN 1543-849X.

BERNHARDT, W. Futuro fuels and misture preparation methods for spark ignition automobile engines. **Prog. Energy Combust. Science**, Wolfsburg, v.3, p.139–150, may. 1977.

BEYERLEIN, S. et al. **Catalytically assisted combustion of aquanol in demonstration vehicles**. National Institute for Advanced Transportation Technology University of Idaho, 2001a. 22 p. (Report Budget Number KLK315, Report N01-08).

BEYERLEIN, S. et al. **Homogeneous charge combustion of aqueous ethanol**. National Institute for Advanced Transportation Technology University of Idaho, 2001b. 25 p. (Report Budget Number KLK316, Report N01-09).

BEYERLEIN, S. et al. **Modeling and application of catalytic ignition in internal combustion engines**. National Institute for Advanced Transportation Technology University of Idaho, 2004. 57 p. (Report Budget Number KLK312, Report N04-03).

BOSCH. **Linha de injeção e ignição eletrônica**: catálogo. São Paulo, 1998. (Divisão de Autopeças)

BOSCH. **Manual de tecnologia automotiva**. 25.ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2005. 1232 p.

BRASIL. Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis. **Resolução ANP nº 36 de 06 de dezembro de 2005**. Diário Oficial da União (DOU), 07 de dezembro de 2005.

BRASIL. Departamento Nacional de Combustíveis. **Portaria DNC, nº 23 de 06 de junho de 1994**. Diário Oficial da União (DOU), 7 de junho de 1994.

CELIK M. B. Experimental determination of suitable ethanol–gasoline blend rate at high compression ratio for gasoline engine. **Applied Thermal Engineering**, Turkey, v. 28, p. 396–404, nov. 2007.

* De acordo com:

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 6023**: informação e documentação: referência: elaboração. Rio de Janeiro, 2002.

COPERSUCAR. Fundamentos dos Processos de Fabricação de Açúcar e Álcool. Disponível em: <<http://www.copersucar.com.br>>. Acesso em 05 mar 2008.

DAL BEM, A. J. **Um estudo da adaptabilidade dos sistemas eletrônicos de controle de malha fechada pelo sensor de oxigênio de motores ciclo Otto à gasolina ao receber álcool etílico hidratado como combustível alternativo**. 2003. 141 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), EESC, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2003.

DOEBELIN, E. O. **Measurement Systems Application & Design**. New York: McGraw-Hill, 1990. 960 p.

DRANGEL, H. SVA – Saab Variable Compression. In: ISAF 13 – INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON ALCOHOL FUELS, 2000, Stockholm. **Anais...**

FERGUSON, C. R. **Internal combustion engine: applied thermosciences**. New York: Wiley & Sons Inc., 1986. 551 p.

FIAT AUTOMÓVEIS S. A. **Manual de uso e manutenção**: Palio Young 1.0 álcool Fiasa modelo 2002. Assistência Técnica, 2001. 182 p.

FIAT AUTOMÓVEIS S. A. **Manual de uso e manutenção**: Palio Flex 1.0 álcool Fire modelo 2005. Assistência Técnica, 2005. 199 p.

FIAT AUTOMÓVEIS S. A. **Fiat Tech** – Injeção e Ignição Eletrônica: catálogo. São Paulo, 1996. Hexa Comunicação Interativa e Informática Ltda.

GENERAL MOTORS DO BRASIL LTDA. **Manual do proprietário**: Astra 1.8L MPFI álcool, 1.8L MPFI gasolina, 2.0L MPFI gasolina e 2.0LSFI 16V, modelo 2001. Departamento de Pós-Venda, 2001. 145 p.

GENERAL MOTORS DO BRASIL LTDA. **Manual do proprietário**: Astra 1.8L MPFI álcool, 2.0L MPFI flexpower e 2.0L SFI 16V. Departamento de Pós-Venda, 2004a. 157 p.

GENERAL MOTORS DO BRASIL LTDA. **Manual do proprietário**: Celta 1.0 VHC flexpower e 1.6 MPFI. Departamento de Pós-Venda, 2006.

GENERAL MOTORS DO BRASIL LTDA. **Manual do proprietário**: Montana 1.8L Flexpower. Departamento de Pós-Venda, 2004b. 156 p.

GENERAL MOTORS DO BRASIL LTDA. **Manual do proprietário**: Monza 1.8 EFI álcool, 2.0 EFI álcool, 1.8 EFI gasolina, 2.0 EFI gasolina, 2.0 MPFI gasolina. Departamento de Pós-Venda, 1993. 96 p.

HEISLER, H. **Advanced engine technology**. London: SAE International, 1995. 794 p.

HEYWOOD, J. B. **Internal combustion engine fundamentals**. New York: MacGraw-Hill Inc., 1988. 930 p.

JÓVAJ, M. S. **Motores de automóvil**. Moscou: Editorial Mir, 1982. 655 p.

KOZOLE, K. H. **Evaluation of the FIPS Water Injection System**. Ontário: Ontario Ministry of Environment and Energy, 1994. 28 p. (Project No. 600159).

MACEDO, I. C. Greenhouse gas emissions and energy balances in bioethanol production and utilization in Brazil. **Biomass and Bioenergy**, Amsterdam, v. 14, n. 1, p.77-81. 1988.

MACEDO, I. C. et al. **A energia da cana-de-açúcar: Dose estudos sobre a agroindústria da cana-de-açúcar no Brasil e sua sustentabilidade**. 2.ed. São Paulo: Berlendis Editores Ltda, 2007. 245 p.

MARTINS, J. **Motores de combustão interna**. 2.ed. Porto: Publindústria Edições Técnicas, 2006. 438 p.

MATHEWSON, S. W. The manual for the home and farm production of alcohol fuel, 1980. Disponível em: <http://journeytoforever.org/biofuel_library/manual/manual1-2.html> Acesso em: 7 ago. 2007.

MATHIAS E.; SHOSHIMA Y. Auto-adaptatividade na injeção eletrônica digital In: CONGRESSO E EXPOSIÇÃO INTERNACIONAIS DE TECNOLOGIA DA MOBILIDADE, 2., 1993, São Paulo.. **Papers...** São Paulo: SAE Brasil, 1993.

MIZUTANI, S. **Car Eletronics**. 2.ed. Warrendale: SAE, 1992. 280 p.

MONTGOMERY D. C.; RUNGER G. C. **Estatística aplicada e probabilidade para engenheiros**. 2.ed. Rio de Janeiro: LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 2003. 466 p.

MORAN M. J.; SHAPIRO H. N. **Princípios de termodinâmica para Engenharia**. 4.ed. Rio de Janeiro: LTC - Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 2002. 681 p.

OBERT, E. F. **Internal combustion engines**. 3.ed. Pennsylvania: International Textbook Company, 1968. 736 p.

OLIVEIRA, R. Curso de cálculo numérico. Disponível em: <<http://www.raymundodeoliveira.eng.br/erros.html>>. Acesso em: 25 fev. 2008.

ÖZCAN, H.; SOYLEMEZ M. S. Thermal balance of a LPG fuelled, four stroke SI engine with water addition. **Energy Conversion and Management**, Gaziantep, v.47, p.570–581, jul. 2005.

PAGLIUSO, J. D. **Combustíveis e combustão**. São Carlos. Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia de São Carlos, 1984. 75 p.

PENIDO FILHO, P. **Os motores a combustão interna**. 2.ed. Belo Horizonte: Lemi S.A., 1991a. v.1. 405 p.

PENIDO FILHO, P. **Os motores a combustão interna**. 2.ed. Belo Horizonte: Lemi S.A., 1991b. v.2. 699 p.

RIBBENS, W. B. **Understanding Automotive Electronics**. 4.ed. Carmel, Sams Pub, 1992. 392 p.

TAYLOR, C. F. **Análise dos motores de combustão interna**. São Paulo: Edgard Blücher Ltda, 1971. v.1. 560 p.

TAYLOR, C. F. **Análise dos motores de combustão interna**. São Paulo: Edgard Blücher Ltda, 1988. v.2. 533 p.

VAN WYLEN G. J.; SONNTAG, R. E. **Fundamentos da termodinâmica clássica**. 2.ed. São Paulo: Edgard Blücher Ltda., 1976. 569 p.

VOLKSWAGEN DO BRASIL LTDA. **Manual de instruções**: Gol 1.0 álcool modelo 2003. 11/02. Assistência Técnica, 2002. 128 p.

VOLKSWAGEN DO BRASIL LTDA. **Manual de instruções**: Gol 1.0 total flex e 1.6 total flex, modelo 2005. Português BR09, 2005. 214 p.

VOLKSWAGEN DO BRASIL LTDA. **Manual de instruções**: Saveiro 1.6 gasolina, 1.6 álcool, 1.8 gasolina e 2.0 gasolina, modelo 2004. 11/02. Assistência Técnica, 2004. 160 p.

WATER INJECTION – A technical description. Disponível em:
<<http://www.rallycars.com/Cars/WaterInjection.html>>. Acesso em: 17 nov. 2007.

WILLIAMS, J. **Steady-state dynamometer testing of a passenger Van: comparing operation on gasoline and aqueous ethanol**. National Institute for Advanced Transportation Technology University of Idaho, 2004. 41 p. (ITD Agreement 99-166, KKK351, NIATT N04-15)

APÊNDICE A – Dados originais do experimento

ENSAIO EM BANCADA DINAMOMÉTRICA														
MOTOR = com taxa de 13,6:1					COMBUSTÍVEL = Alcool 92,8 INPM					DATA = 09/10/07				
ROTAÇÃO (rpm)	TEMP. AR ADMISS. (°C)	TEMP. BULBO SECO (°C)	TEMP. BULBO UMID. (°C)	PRESSÃO BARÔM. (mmHg)	TENSÃO CÉLULA CARGA (mV)	TEMPERAT. GASES DE EXAUSTÃO (°C)		CONS. COMB. (g/s)	COMPOSIÇÃO GASES ESCAPE				λ	AVANÇO (°APMS)
						saída 1° cilindro	junção cilindros		CO (%)	CO ₂ (%)	HC (ppm)	NOx (ppm)	O ₂ (%)	
2000	46,6	30,5	19,5	700,5	37,9	440,2	429,9	1,83	2,63	13,1	439	1698	0,81	18,2
2000	46,5	30,0	19,5	700,5	38,0	415,1	418,3	1,83	2,37	13,0	221	1438	0,88	14,0
2000	46,4	31,0	19,5	700,5	38,5	416,3	449,1	1,83	3,07	12,6	419	1137	0,89	17,3
MÉDIA	46,5	30,5	19,5	700,5	38,1	423,9	432,4	1,83	2,69	12,9	360	1424	0,86	16,5
2500	43,5	30,5	19,5	700,5	38,9	481,9	471,2	2,33	2,47	13,3	532	1700	0,65	17,2
2500	43,1	31,0	19,5	700,5	38,8	430,1	456,5	2,39	2,85	12,9	275	1750	0,65	14,3
2500	44,6	31,0	19,5	700,5	39,7	423,6	466,7	2,33	2,56	13,1	359	1984	0,60	16,5
MÉDIA	43,7	30,8	19,5	700,5	39,1	438,5	464,8	2,35	2,63	13,1	389	1811	0,63	16,0
3000	41,8	31,0	19,5	700,5	41,4	518,2	539,9	2,89	1,80	12,9	328	1701	0,60	15,6
3000	41,3	31,0	19,5	700,5	41,3	485,7	529,5	3,00	2,33	13,3	415	1857	0,53	11,8
3000	41,6	31,0	19,5	700,5	41,7	474,5	523,4	2,94	2,34	13,0	404	1750	0,55	17,3
MÉDIA	41,6	31,0	19,5	700,5	41,5	492,8	530,9	2,94	2,16	13,1	382	1769	0,56	14,9
3500	39,9	31,0	20,0	700,5	42,5	530,7	570,7	3,50	2,20	12,7	618	1705	0,45	14,5
3500	37,4	31,0	19,5	700,5	42,3	499,5	567,3	3,56	2,36	13,3	528	1898	0,44	13,5
3500	39,2	31,0	19,5	700,5	43,0	416,4	573,7	3,56	2,56	13,0	467	1717	0,42	14,2
MÉDIA	38,8	31,0	19,7	700,5	42,6	482,2	570,6	3,54	2,37	13,0	538	1773	0,44	14,1
4000	39,2	31,0	20,0	700,5	42,1	553,5	629,9	4,00	1,80	13,1	520	1706	0,42	11,0
4000	38,6	31,0	19,5	700,5	42,7	530,1	621,3	4,06	2,11	13,7	516	1839	0,37	13,5
4000	38,4	31,0	19,5	700,5	42,9	553,7	628,3	4,00	2,12	13,3	511	1862	0,40	13,7
MÉDIA	38,1	31,0	19,7	700,5	42,6	545,8	626,5	4,02	1,94	13,4	516	1802	0,40	12,7

OBS: 1 - Borboleta com 82,5° = 100% de abertura / Borboleta com 4,9° = 0% de abertura
23,89
OBS: 2 - PCI álcool 92,8 INPM
19,04
OBS: 3 - PCI álcool 75 INPM

ENSAIO EM BANCADA DINAMOM.: Obtenção do melhor torque para cada rotação do ensaio por meio de variação do fator lambda e avanço de ignição														
MOTOR = taxa 13,6:1										COMBUSTÍVEL = Alcool 75 INPM				
ROTAÇÃO (rpm)	TEMP. AR ADMISS. (°C)	TEMP. BULBO SECO (°C)	TEMP. BULBO UMID. (°C)	PRESSÃO BAROM. (mmHg)	TENSÃO CÉLULA CARGA (mV)	TEMPERAT. GASES DE EXAUSTÃO (°C)		CONS. COMB. (g/s)	COMPOSIÇÃO GASES ESCAPE					INÍCIO ENSAIO = 08:45
						saída 1° cilindro	junção cilindros		CO (%)	CO ₂ (%)	HC (ppm)	NOx (ppm)	O ₂ (%)	
2000	40,6	26,0	19,5	705,0	35,2	386,6	390,0	2,17	2,28	12,6	702	1108	1,04	0,96
2000	40,0	26,5	19,5	705,0	35,1	395,1	394,3	2,17	2,40	12,6	692	1078	1,01	
2000	37,3	24,5	18,0	705,0	35,6	391,6	398,5	2,17	2,28	12,8	652	1060	0,98	
MÉDIA	39,3	25,7	19,0	705,0	35,3	391,1	394,3	2,17	2,32	12,7	682	1082	1,01	0,96
2500	39,5	26,0	19,5	705,0	36,8	435,4	460,2	2,78	1,88	13,2	667	1480	0,52	0,95
2500	38,4	26,5	19,5	705,0	36,4	410,1	436,0	2,89	2,01	13,1	691	1470	0,63	
2500	36,1	24,5	18,0	705,0	37,3	444,1	471,5	2,72	1,42	13,5	700	1523	0,58	
MÉDIA	38,0	25,7	19,0	705,0	36,8	429,9	455,9	2,80	1,77	13,3	686	1491	0,58	0,95
3000	37,8	26,0	19,5	705,0	39,6	487,9	506,1	3,67	2,07	13,0	691	1354	0,61	0,95
3000	34,4	27,0	19,5	705,0	39,2	448,2	485,4	3,67	1,40	13,4	688	1342	0,59	
3000	32,7	23,5	18,0	705,0	40,2	471,3	509,1	3,58	2,06	13,1	715	1348	0,62	
MÉDIA	35,0	25,5	19,0	705,0	39,7	482,5	500,2	3,64	1,84	13,2	698	1348	0,61	0,95
3500	36,6	26,0	19,5	705,0	40,4	521,6	572,3	4,28	1,61	13,4	695	1525	0,40	0,95
3500	34,1	26,5	19,5	705,0	40,2	499,5	538,3	4,25	1,59	13,5	826	1520	0,40	
3500	31,1	24,0	18,0	705,0	41,2	482,4	544,0	4,63	1,72	13,5	655	1580	0,38	
MÉDIA	33,9	25,5	19,0	705,0	40,6	501,2	551,5	4,39	1,64	13,5	725	1542	0,39	0,95
4000	33,9	25,5	19,0	704,5	41,2	528,1	595,4	5,00	1,62	13,4	740	1560	0,41	0,95
4000	31,2	26,5	19,0	705,0	41,8	541,8	598,0	5,06	1,57	13,4	748	1537	0,42	
4000	30,3	24,0	18,0	705,0	41,9	538,1	594,3	5,04	1,80	13,4	653	1522	0,42	
MÉDIA	31,8	25,3	18,7	704,8	41,6	536,0	595,9	5,03	1,66	13,4	714	1540	0,42	0,95

OBS: 1 - Borboleta com 82,5° = 100% de abertura / Borboleta com 4,9° = 0% de abertura
OBS: 2 - PCI álcool 92,8 INPM 23,89
OBS: 3 - PCI álcool 75 INPM (outubro/07) 19,04
OBS: 4 - PCI álcool 75 INPM (junho/08) 18,90

ENSAIO: Análise efeito da variação do fator lambda e avanço de ignição em relação à curva de melhor torque para 4000 rpm e fator lambda de 0,90, 1,00 e 1,10														
MOTOR = taxa 13,6:1					COMBUSTÍVEL = Alcool 75 INPM					DATA = 07/06/08				
ROTAÇÃO	TEMP. AR ADMISS.	TEMP. BULBO SECO	TEMP. BULBO UMID.	TEMP. GASES DE EXAUSTÃO (°C)	CONS. COMB.	COMPOSIÇÃO GASES ESCAPE				λ	AVANÇO (°APMS)	INÍCIO ENSAIO = 08:45		
(rpm)	(°C)	(°C)	(°C)	saída 1° cilindro	junção cilindros	CO (%)	CO ₂ (%)	HC (ppm)	NOx (ppm)	O ₂ (%)			TEMPER. ÁGUA (°C)	
4000	31,6	25,0	18,5	511,7	562,8	4,06	12,1	910	510	0,36	0,90	21,5	88,0	
4000	32,4	25,5	18,5	501,5	557,1	4,26	11,9	985	545	0,36	0,90	22,8	92,0	
4000	31,7	25,5	19,0	497,4	555,8	4,05	12,2	850	547	0,34	0,90	22,4	92,8	
MÉDIA	31,9	25,3	18,7	503,5	558,6	4,12	12,1	915	534	0,35	0,90	22,2	90,9	
4000	33,6	25,5	19,0	529,9	603,9	0,38	13,8	662	993	0,85	1,00	24,8	91,2	
4000	34,0	26,0	19,0	522,4	600,4	0,44	13,8	628	936	1,02	1,00	24,2	88,0	
4000	35,1	26,0	19,0	533,3	604,9	0,47	13,9	594	974	0,89	1,00	24,7	89,6	
MÉDIA	34,2	25,8	19,0	528,5	603,1	0,43	13,8	628	968	0,92	1,00	24,6	89,6	
4000	33,6	26,5	19,0	509,5	588,3	0,16	13,1	558	261	2,28	1,10	24,7	91,2	
4000	36,3	27,5	19,5	498,9	580,6	0,15	13,0	611	228	2,43	1,10	25,2	92,8	
4000	35,7	27,5	19,5	502,5	579,4	0,14	12,7	562	208	2,65	1,10	25,8	88,0	
MÉDIA	35,2	27,2	19,3	503,6	582,8	0,15	12,9	577	232	2,45	1,10	25,2	90,7	

OBS: 1 - Borboleta com 82,5° = 100% de abertura / Borboleta com 4,9° = 0% de abertura
OBS: 2 - PCI álcool 92,8 INPM 23,89
OBS: 3 - PCI álcool 75 INPM (outubro/07) 19,04
OBS: 4 - PCI álcool 75 INPM (junho/08) 18,90

ENSAIO EM BANCADA DINAMÔM.: Obtenção do melhor torque para cada rotação do ensaio por meio de variação do fator lambda e avanço de ignição																
MOTOR = taxa 16,2:1					COMBUSTIVEL = Alcool 75 INPM				DATA = 11/10/07				INICIO ENSAIO = 10:20			
ROTAÇÃO (rpm)	TEMP. AR ADMISS. (°C)	TEMP. BULBO SECO (°C)	TEMP. BULBO UMID. (°C)	PRESSÃO BARÔM. (mmHg)	TENSÃO CÉLULA CARGA (mV)	TEMPERAT. GASES DE EXAUSTÃO (°C)		CONS. COMB. (g/s)	COMPOSIÇÃO GASES ESCAPE					λ	AVANÇO (°APMS)	TEMPER. ÁGUA (°C)
						saída 1º cilindro	junção cilindros		CO (%)	CO₂ (%)	HC (ppm)	NOx (ppm)	O₂ (%)			
2000	46,7	28,5	23,0	700,5	36,3	383,9	399,1	2,22	2,53	11,1	1186	685	0,98	20,5	87,2	
2000	46,8	29,5	24,0	700,0	37,0	413,6	438,4	2,22	2,84	12,9	873	473	0,85	22,8	89,6	
2000	46,8	30,5	24,5	700,0	36,8	413,8	448,1	2,22	2,73	12,8	1133	440	0,86	22,3	92,0	
MÉDIA	46,8	29,5	23,8	700,2	36,7	403,8	428,5	2,22	2,70	12,3	1064	533	0,90	21,9	89,6	
2500	44,2	28,5	23,0	700,5	37,7	426,3	461,7	2,94	2,69	11,1	1281	613	0,68	20,3	89,6	
2500	46,3	29,5	24,0	700,0	38,1	414,3	463,5	2,89	3,09	13,0	723	488	0,53	21,2	92,0	
2500	46,8	30,0	24,5	700,0	38,1	417,5	464,2	2,89	2,93	12,9	963	398	0,53	22,5	92,0	
MÉDIA	45,8	29,3	23,8	700,2	38,0	419,4	463,1	2,91	2,90	12,3	989	500	0,58	21,3	91,2	
3000	41,3	28,5	23,0	700,5	40,7	462,9	506,2	3,69	2,07	11,6	1341	960	0,66	20,2	88,8	
3000	43,2	29,5	24,0	700,0	40,7	450,4	500,3	3,72	2,28	13,3	689	1024	0,66	20,2	89,6	
3000	44,3	30,0	24,5	700,0	40,7	462,5	509,2	3,67	2,16	13,4	888	990	0,66	21,0	88,8	
MÉDIA	42,9	29,3	23,8	700,2	40,7	458,6	505,2	3,69	2,17	12,8	973	991	0,66	20,5	89,1	
3500	39,1	28,5	23,5	700,5	41,8	499,6	561,7	4,42	2,51	13,4	1154	684	0,43	18,3	92,8	
3500	41,2	29,5	24,0	700,0	41,8	496,3	556,6	4,44	2,43	13,4	946	680	0,41	19,4	88,8	
3500	41,5	30,5	24,5	700,0	41,6	497,9	551,9	4,33	2,41	13,3	927	543	0,42	19,6	92,8	
MÉDIA	40,6	29,5	24,0	700,2	41,7	497,9	556,7	4,40	2,45	13,4	1009	636	0,42	19,1	91,5	
4000	40,2	29,5	24,0	700,5	43,1	510,7	588,4	5,17	2,73	13,3	959	881	0,44	18,3	92,0	
4000	40,0	30,0	24,0	700,0	43,1	503,3	584,7	5,22	2,52	13,2	1187	756	0,46	20,1	92,0	
4000	41,0	31,0	25,0	700,0	43,0	494,2	581,4	5,11	2,40	13,3	1180	691	0,44	20,0	89,6	
MÉDIA	40,4	30,2	24,3	700,2	43,1	502,7	584,8	5,17	2,55	13,3	1109	776	0,45	19,5	91,2	

OBS: 1 - Borboleta com 82,5° = 100% de abertura / Borboleta com 4,9° = 0% de abertura

OBS: 2 - PCI álcool 92,8 INPM

OBS: 3 - PCI álcool 75 INPM

23,89

19,04

ENSAIO EM BANCADA DINAMÔM.: Fator lambda mantido em 1,00 e avanço de ignição regulado para otimizar o torque para cada rotação do ensaio																
MOTOR = taxa 16,2:1					COMBUSTÍVEL = Alcool 75 INPM			DATA = 11/10/07			INÍCIO ENSAIO = 18:20					
ROTAÇÃO (rpm)	TEMP. AR ADMISS. (°C)	TEMP. BULBO SECO (°C)	TEMP. BULBO UMID. (°C)	PRESSÃO BARÔM. (mmHg)	TENSÃO CÉLULA CARGA (mV)	TEMPERAT. GASES DE EXAUSTÃO (°C)		CONS. COMB. (g/s)	COMPOSIÇÃO GASES ESCAPE					λ	AVANÇO (°APMS)	TEMPER. ÁGUA (°C)
						saída 1° cilindro	junção cilindros		CO (%)	CO ₂ (%)	HC (ppm)	NOx (ppm)	O ₂ (%)			
2000	47,0	29,5	24,0	698,5	36,0	409,9	424,4	2,06	0,75	13,8	403	1637	0,98	1,00	19,7	88,0
2000	48,4	29,5	24,0	698,5	36,3	413,4	436,8	1,94	0,77	13,9	577	1659	1,08	1,00	21,3	88,0
2000	47,3	29,0	23,5	698,5	36,5	434,1	464,3	1,94	0,70	13,9	696	1657	1,23	1,00	18,8	86,4
MÉDIA	47,6	29,3	23,8	698,5	36,3	419,1	441,8	1,98	0,74	13,9	559	1651	1,10	1,00	19,9	87,5
2500	47,2	29,5	24,0	698,5	36,2	436,3	471,3	2,61	0,46	14,0	853	1640	0,87	1,00	20,9	94,0
2500	46,5	29,5	24,0	698,5	37,3	440,6	476,2	2,56	0,66	14,2	537	1658	0,79	1,00	20,3	92,0
2500	44,2	29,0	23,5	698,5	37,2	439,4	485,2	2,56	0,33	14,1	628	1654	1,12	1,00	19,6	91,2
MÉDIA	46,0	29,3	23,8	698,5	36,9	438,8	477,6	2,58	0,48	14,1	673	1651	0,93	1,00	20,3	92,4
3000	45,2	29,5	24,0	698,5	38,5	485,6	529,1	3,28	0,37	14,0	1121	1642	1,02	1,00	19,5	92,0
3000	44,5	29,0	24,0	698,5	39,4	489,5	524,4	3,33	0,44	14,1	793	1652	1,16	1,00	18,5	88,8
3000	42,7	29,0	23,5	698,5	40,0	477,4	530,2	3,33	0,54	14,0	676	1658	1,09	1,00	20,2	92,0
MÉDIA	44,1	29,2	23,8	698,5	39,3	470,8	527,9	3,31	0,45	14,0	863	1651	1,09	1,00	19,4	90,9
3500	41,3	29,0	24,0	698,5	40,6	523,3	575,1	3,89	0,70	14,3	752	1644	0,65	1,00	17,9	92,8
3500	40,0	29,0	23,5	698,5	40,2	525,5	587,3	4,00	0,39	14,2	925	1655	1,04	1,00	18,0	88,8
3500	40,5	29,0	23,5	698,5	41,0	522,1	576,8	4,06	0,62	13,3	834	1656	0,85	1,00	18,4	87,2
MÉDIA	40,6	29,0	23,7	698,5	40,6	523,6	579,7	3,98	0,57	13,9	837	1652	0,85	1,00	18,1	89,6
4000	41,8	29,5	24,0	698,5	41,3	522,7	621,2	4,50	0,39	14,0	693	1652	1,30	1,00	19,3	92,0
4000	40,7	29,0	23,5	698,5	41,4	525,6	624,0	4,50	0,29	13,8	902	1654	1,43	1,00	18,8	92,8
4000	39,1	29,0	23,5	698,5	41,0	514,3	626,1	4,72	0,33	13,0	853	1656	1,00	1,00	17,3	88,6
MÉDIA	40,5	29,2	23,7	698,5	41,2	520,9	623,8	4,57	0,34	13,6	816	1654	1,24	1,00	18,5	91,1

OBS: 1 - Borboleta com 82,5° = 100% de abertura / Borboleta com 4,9° = 0% de abertura
23,89
OBS: 2 - PCI álcool 92,8 INPM
19,04
OBS: 3 - PCI álcool 75 INPM

ENSAIO EM BANCADA DINAMÔM.: Fator lambda mantido a 1,10 e avanço de ignição regulado para otimizar o torque para cada rotação do ensaio																
MOTOR = taxa 16,2:1					COMBUSTÍVEL = Alcool 75 INPM				DATA = 12/10/07							
ROTAÇÃO	TEMP. AR ADMISS.	TEMP. BULBO SECO	TEMP. BULBO UMID.	PRESSÃO BARÔM.	TENSÃO CÉLULA CARGA	TEMPERAT. GASES DE EXAUSTÃO (°C)		CONS. COMB.	COMPOSIÇÃO GASES ESCAPE				λ	AVANÇO (°APMS)	TEMPER. ÁGUA	
						saída 1º cilindro	junção cilindros		CO (%)	CO2 (%)	HC (ppm)	NOx (ppm)				O2 (%)
(rpm)	(°C)	(°C)	(°C)	(mmHg)	(mV)			(g/s)							(°C)	
2000	45,8	27,5	23,0	699,5	34,6	414,0	423,8	1,87	0,15	12,5	417	1603	2,37	1,10	21,1	88,8
2000	48,6	29,5	24,0	699,5	34,2	416,5	432,1	1,83	0,15	13,3	542	1611	2,49	1,10	21,5	91,2
2000	48,4	30,0	24,5	699,5	34,3	419,2	443,4	1,79	0,14	13,3	685	1629	2,49	1,10	20,3	92,0
MÉDIA	47,6	29,0	23,8	699,5	34,4	416,6	433,1	1,83	0,15	13,0	548	1614	2,45	1,10	21,0	90,7
2500	44,3	28,0	23,0	699,5	34,8	442,9	489,1	2,42	0,18	12,5	791	1607	2,57	1,10	22,8	88,8
2500	46,7	29,0	24,0	699,5	35,0	437,2	488,9	2,33	0,15	13,4	445	1612	2,35	1,10	20,5	91,2
2500	47,8	30,0	24,5	699,5	34,9	432,3	490,6	2,38	0,16	13,4	588	1629	2,39	1,10	21,2	92,8
MÉDIA	46,3	29,0	23,8	699,5	34,9	437,5	489,5	2,38	0,16	13,1	608	1616	2,44	1,10	21,5	90,9
3000	42,7	28,0	23,0	699,5	36,0	426,6	533,6	3,06	0,22	12,2	918	1403	2,79	1,10	20,0	89,6
3000	44,7	29,5	24,5	699,5	36,6	477,9	542,1	3,06	0,21	13,0	508	1204	2,82	1,10	19,3	88,0
3000	45,1	30,0	24,5	699,5	36,1	473,2	535,6	3,08	0,20	11,8	602	1348	2,59	1,10	18,3	89,6
MÉDIA	44,2	29,2	24,0	699,5	36,2	459,2	537,1	3,07	0,21	12,3	676	1318	2,73	1,10	19,2	89,1
3500	41,6	29,0	24,0	699,5	36,0	495,1	592,6	3,54	0,18	13,0	843	968	3,00	1,10	18,3	87,2
3500	42,6	29,5	24,5	699,5	36,1	496,0	585,2	3,67	0,18	13,3	739	1189	2,56	1,10	19,2	88,8
3500	42,8	30,5	25,0	699,5	36,0	508,5	591,6	3,61	0,17	11,6	869	728	2,99	1,10	19,2	87,6
MÉDIA	42,3	29,7	24,5	699,5	36,0	499,9	589,8	3,61	0,18	12,6	817	962	2,85	1,10	18,9	87,9
4000	41,7	29,5	24,5	699,5	35,5	529,1	635,6	4,33	0,22	12,9	670	572	2,98	1,10	18,7	89,6
4000	42,1	30,0	24,5	699,5	35,9	526,2	633,1	4,22	0,21	13,2	767	608	2,90	1,10	17,0	88,0
4000	44,5	30,5	25,0	699,5	36,2	530,5	623,2	4,28	0,19	11,8	628	839	3,01	1,10	18,4	88,0
MÉDIA	42,8	30,0	24,7	699,5	35,9	528,6	630,6	4,28	0,21	12,6	688	673	2,96	1,10	18,0	88,5

OBS: 1 - Borboleta com 82,5° = 100% de abertura / Borboleta com 4,9° = 0% de abertura
23,89
OBS: 2 - PCI álcool 92,8 INPM
19,04
OBS: 3 - PCI álcool 75 INPM

ENSAIO EM BANCADA DINAM.: Análise do efeito da variação do fator lambda e avanço de ignição em relação à curva de melhor torque para 4000 rpm															
MOTOR = taxa 16,2:1					COMBUSTIVEL = Alcool 75 INPM				DATA = 11/10/07						
ROTAÇÃO (rpm)	TEMP. AR ADMISS. (°C)	TEMP. BULBO SECO (°C)	TEMP. BULBO UMID. (°C)	PRESSÃO BARÔM. (mmHg)	TENSÃO CÉLULA CARGA (mV)	TEMPERAT. GASES DE EXAUSTÃO (°C)		CONS. COMB. (g/s)	COMPOSIÇÃO GASES ESCAPE				λ	AVANÇO (°APMS)	TEMPER. ÁGUA (°C)
						saída 1º cilindro	junção cilindros		CO (%)	CO₂ (%)	HC (ppm)	NOx (ppm)			
4000	37,2	31,0	25,0	698,5	42,8	457,1	535,1	5,83	5,51	11,4	1299	403	0,86	22,0	88,8
4000	37,4	31,0	25,0	698,5	43,0	463,7	536,6	6,00	4,52	10,5	1235	424	0,87	21,5	92,0
4000	38,3	31,0	25,0	698,5	43,0	451,7	531,4	5,83	4,06	10,8	1250	428	0,87	22,5	88,8
MÉDIA	37,6	31,0	25,0	698,5	42,9	457,5	534,4	5,89	4,70	10,9	1261	418	0,87	22,0	89,9
4000	39,0	31,0	25,0	698,5	42,3	523,8	604,8	4,78	0,81	12,9	1076	1521	0,96	19,3	92,0
4000	39,3	31,0	25,0	698,5	42,4	520,1	613,1	4,72	0,36	13,2	903	1487	0,98	18,9	94,4
4000	38,8	31,0	25,0	698,5	42,2	517,2	610,1	4,92	0,58	13,0	873	1665	0,97	18,5	88,8
MÉDIA	39,0	31,0	25,0	698,5	42,3	520,4	609,3	4,81	0,58	13,0	951	1558	0,97	18,9	91,7

OBS: 1 - Borboleta com 82,5° = 100% de abertura / Borboleta com 4,9° = 0% de abertura
OBS: 2 - PCI álcool 92,8 INPM
OBS: 3 - PCI álcool 75 INPM

APÊNDICE B – Calibração do dinamômetro

O dinamômetro foi calibrado, inicialmente, fazendo o ajuste zero no mostrador de tensão da célula de carga, com o dinamômetro sem carga. Após, foram colocadas três massas (blocos metálicos) de valores obtidos por medição na mesma balança utilizada pelo sistema de determinação do consumo de combustível. Para cada valor da massa, anotou-se um valor de tensão, em mV. Essa operação foi repetida quatro vezes, adicionando, retirando pesos, de modo a obter valores nos dois sentidos de pesagem, ou seja, aumentando e diminuindo massas. A fotografia do esquema de calibração pode ser vista na Figura 74.

Figura 74. Dinamômetro de corrente de Foucault

Na Figura 75, apresenta-se o diagrama de equilíbrio de forças usado para a calibração.

Figura 75. Equilíbrio de forças esquematizado para a calibração

Do diagrama da Figura 75, tem-se:

F_m (m.N) = força gerada pelas massas-padrão = massa (kg) x $9,79 \text{ (m/s}^2\text{)}$;

T_m = torque gerado pela $F_m = F_m \times 0,975 \text{ m}$;

F_{cc} = força de reação produzida pela célula de carga;

a = posição da célula de carga em relação ao centro do dinamômetro, e

T_{cc} = torque gerado pela força de reação na célula de carga = $F_{cc} \times a$

Do equilíbrio de momentos, tem-se:

$$T_m = T_{cc} \quad (\text{B.1})$$

Para cada massa, calculou-se o torque, em m.N, e montou-se a Tabela B.1., da qual se construiu um gráfico e determinou-se uma equação de reta que fornece o torque em função da tensão gerada pela célula de carga. O gráfico pode ser visualizado na Figura 76.

Tabela B.1 – Tabela de torque em função da tensão

Massa Aplicada (kg)	Tm (m.N)	Tensão na célula de carga (mV)			
		MED 1	MED 2	MED 3	MED 4
0,000	0,000	0,0	0,0	0,0	0,0
4,025 +/- 0,0025	38,420	18,8	18,9	18,7	19,0
9,020 +/- 0,0025	86,098	43,0	43,0	43,4	43,4
14,020 +/- 0,0025	133,824	67,5	67,5	68,0	67,8

Figura 76. Gráfico torque X tensão

Adequando a nomenclatura à equação de calibração do gráfico, tem-se:

$$T_m \text{ (m.N)} = T_{cc} \text{ (m.N)} = 1,9735 \cdot \text{Tensão (mV)} + 0,5699 \quad (\text{B.2})$$

O equilíbrio de forças para a execução do experimento está esquematizado na Figura

Figura 77. Equilíbrio de forças esquematizado para a execução do experimento

Nessa etapa, tem-se:

$$F_m = 0 \quad (B.3)$$

$$T_{cc} = T_{motor} \quad (B.4)$$

em que:

T_{motor} = torque gerado pelo motor (m.N)

Da equação (B.2) e (B.4) tem-se:

$$T_{motor} = 1,9735 \cdot \text{Tensão (mV)} + 0,5699 \quad (B.5)$$

É necessário determinar-se o erro a que essa calibração pode estar sujeita. Doebelin (1990) propôs metodologia para a determinação do erro, mostrada sinteticamente a seguir.

Chamou de variável de saída a variável medida em um experimento qualquer que, nesse caso, é o torque gerado pelas massas na balança do dinamômetro, e de variável de entrada a variável que é lida no instrumento que, nesse caso, é a tensão da célula de carga.

Doebelin (1990) definiu como o erro de fundo de escala o valor dado por:

$$E = 3. Sqi \quad B.6$$

em que:

E = erro de fundo de escala, e

Sqi = desvio-padrão da tensão da célula de carga.

Doebelin (1990) definiu, ainda, que¹:

$$Sqi = \sqrt{\frac{1}{N} \sum \left[\left(\frac{\text{torque} - b}{m} \right) - \text{tensão} \right]^2} \quad B.7$$

em que:

m = coeficiente da reta de calibração da Figura 62 = 1,9735;

b = valor em que a reta de calibração corta o eixo y na Figura 76 = 0,5699, e

N = número de medições realizadas = 16.

A substituição dos valores de m , b , N , torque e tensão da célula de carga resulta no valor de erro de:

$$E = +/- 0,77$$

¹ A nomenclatura de Doebelin (1989) foi adaptada para a nomenclatura deste trabalho.

APÊNDICE C – Cálculo da relação ar-combustível para a combustão do álcool

A relação ar-combustível (A/C) é a relação entre a massa de ar necessária para a combustão completa de uma determinada quantidade de massa e a quantidade desse combustível. Ao operar um motor com álcool de menor teor, torna-se necessário ajustar a quantidade desse álcool a ser injetado, de modo a manter a relação A/C estequiométrica.

Um AEHC de um determinado grau INPM é mistura de certa percentagem de álcool absoluto e certa percentagem de água, em base mássica, sendo álcool absoluto o álcool puro, ou seja, isento de água.

Para a massa “ q ” de um álcool etílico hidratado carburante de qualquer grau INPM (AEHC_t), a quantidade de álcool absoluto presente é igual a:

$$m_{AEabs} = q \cdot \frac{g}{100} \quad (C.1)$$

em que:

m_{AEabs} = massa de álcool absoluto contido na massa “ q ” de um AEHC_t de grau alcoólico “ g ”;

g = grau do AEHC_t em INPM, e

q = massa de AEHC_t (kg).

Analogamente, para a mesma massa “ q ” de AEHC_t de qualquer grau INPM, a quantidade de água presente é:

$$m_{H_2O_t} = q \cdot \left(1 - \frac{g}{100}\right) \quad (C.2)$$

em que:

$m_{H_2O_t}$ = massa de água contida na massa “ q ” de um AEHC_t de grau alcoólico “ g ”.

O número de moles de uma substância química qualquer é obtido por:

$$n_m = \frac{m}{M} \quad (C.3)$$

em que:

n_m = número de moles de uma substância de massa “ m ”;

m = massa da substância, e

M = massa molecular da substância.

Assim, o número de moles do álcool absoluto contido nesse AEHC_t é obtido pela substituição da massa de álcool absoluto dada pela expressão (C.1) em (C.3), que é:

$$n_{AEabs} = \frac{q \cdot g / 100}{M_{AEabs}} \quad (C.4)$$

em que:

n_{AEabs} = número de moles do álcool absoluto contido na massa “ q ” de um AEHC_t de grau alcoólico “ g ”, e

M_{AEabs} = massa molecular do álcool absoluto contido na massa “ q ” de um AEHC_t de grau alcoólico “ g ” .

Analogamente, o número de moles da água contido nesse AEHC_t é:

$$n_{H_2O_t} = \frac{q \cdot (1 - \frac{g}{100})}{M_{H_2O_t}} \quad (C.5)$$

em que:

$n_{H_2O_t}$ = número de moles da água contido na massa “ q ” de um AEHC_t de grau alcoólico “ g ”, e

$M_{H_2O_t}$ = massa molecular da água.

A equação de combustão completa de um AEHC_t é obtida pelo equilíbrio de massa entre os reagentes e os produtos. O equilíbrio de massa fornece o resultado genérico mostrado pela equação (C.6):

Ajustando o coeficiente do álcool absoluto para base molar 1, tem-se:

O cálculo da relação A/C é realizado pelo procedimento a seguir. Utilizando a massa do combustível e do ar como base, tem-se:

- Cálculo da massa do ar necessária para a combustão completa do AEHC_t

$$m_{art} = n_{O_2} \cdot M_{O_2} + n_{N_2} \cdot M_{N_2} \quad (C.7)$$

em que:

m_{art} = massa de ar necessária para a combustão completa do AEHC_t;

n_{O_2} = número de moles da molécula de oxigênio;

M_{O_2} = massa molecular da molécula de oxigênio = 32 u.m.a.;

n_{N_2} = número de moles da molécula de nitrogênio, e

M_{N_2} = massa molecular da molécula de nitrogênio = 28,016 u.m.a.

Substituindo-se os valores na equação (C.7), tem-se:

$$m_{art} = 3 \cdot 32 + 11,280 \cdot 28,016$$

$$m_{art} = 412,020 \text{ gramas}$$

- Cálculo de massa do AEHC_t

$$q = M_{AEabs} + \frac{n_{H_2O_t}}{n_{AEabs}} M_{H_2O} \quad (C.8)$$

em que:

q = massa de AEHC_t;

n_{AEabs} = número de moles de AEHC_{abs};

M_{AEabs} = massa molecular do AEHC_{abs};

$n_{H_2O_t}$ = número de moles da água, e

$M_{H_2O_t}$ = massa molecular da água;

A massa molecular do AEHC_{abs} é a soma das massas moleculares dos átomos que o compõem. Assim, tem-se:

$$M_{AEabs} = 2M_C + 6M_H + 1M_O \quad (C.9)$$

em que:

M_C = massa atômica do carbono = 12 u.m.a.;

M_H = massa atômica do hidrogênio = 1 u.m.a., e

M_O = massa atômica do oxigênio = 16 u.m.a..

Portanto, substituindo-se os valores da massa atômica dos átomos na equação (C.9), tem-se que a massa molecular do AEHC_{abs} é igual a:

$$M_{AEabs} = 46 \text{ u.m.a.}$$

Analogamente para a água, tem-se:

$$M_{H_2O_t} = 2M_H + 1M_O \quad (C.10)$$

$$M_{H_2O_t} = 18 \text{ u.m.a.}$$

Substituindo os valores na equação (C.8), tem-se:

$$q = 46 + 18 \frac{n_{H_2O_t}}{n_{AEabs}} \quad (C.11)$$

- Cálculo da relação ar/combustível para o AEHC_t (A/C_t)

A relação ar/combustível é a relação entre a massa de ar, calculada anteriormente, e a massa do combustível. Portanto, tem-se:

$$A/C_t = \frac{412,020}{46 + 18 \frac{n_{H2O_t}}{n_{AEabs}}} \quad (C.12)$$

Substituindo-se as equações (C.4) e (C.5) em (C.12), tem-se:

$$A/C_t = 0,0896g : 1 \quad (C.13)$$

A partir da equação (C.13), construiu-se a Tabela C.1, que fornece a relação A/C para valores de teor alcoólico escalonados em cinco pontos percentuais, a partir de 60 INPM, até o teor do álcool absoluto.

Tabela C.1 – Relação A/C para vários teores alcoólicos

Teor Alcoólico % (INPM)	Relação A/C _t
60	5,38:1
65	5,82:1
70	6,27:1
75	6,72:1
80	7,17:1
85	7,62:1
90	8,06:1
92,8	8,31:1
99,4 (AEAC)	8,91:1
100 (Álcool Absoluto)	8,96:1

APÊNDICE D – Resultado da medida dos volumes parciais que compõem a câmara de combustão e do volume do cilindro do motor

A seguir, são apresentados os resultados dos procedimentos para a determinação dos volumes parciais que compõem a câmara de combustão, referente ao cabeçote mais junta e cavidade do topo do pistão. Os procedimentos foram relatados no Capítulo 3 – Materiais e Métodos, nos itens 3.4.3.1.1 e 3.4.3.1.2, respectivamente.

Tabela D.1 – Resultado da medida da parcela do volume da câmara de combustão encontrado na cavidade do cabeçote mais junta de cabeçote (ml)

CILINDRO	1ª MEDIDA	2ª MEDIDA	3ª MEDIDA	MÉDIA ² +/- e
PRIMEIRO	15,40	15,40	15,40	15,40 +/- 0,00
SEGUNDO	15,30	15,30	15,40	15,33 +/- 0,14
TERCEIRO	15,50	15,50	15,50	15,50 +/- 0,00
QUARTO	15,30	15,40	15,40	15,37 +/- 0,14
MÉDIA +/- e	-	-	-	15,40 +/- 0,05

Tabela D.2 – Resultado da medida da parcela do volume da câmara de combustão encontrado na cavidade do topo do pistão (ml)

CILINDRO	1ª MEDIDA	2ª MEDIDA	3ª MEDIDA	MÉDIA +/- e
PRIMEIRO	3,20	3,20	3,20	3,20 +/- 0,00
SEGUNDO	3,20	3,20	3,20	3,20 +/- 0,00
TERCEIRO	3,20	3,20	3,20	3,20 +/- 0,00
QUARTO	3,20	3,20	3,20	3,20 +/- 0,00
MÉDIA +/- e	-	-	-	3,20 +/- 0,00

² “e” é o máximo erro da estimativa da média das amostras, conforme teoria citada no Capítulo 3.

Para a medição do volume encontrado no espaço entre o topo do pistão, quando estiver no PMS, e a face do cabeçote, é necessário medir a distância e o diâmetro do cilindro. Os procedimentos para isso foram descritos no item 3.4.3.1.3.

Tabela D.3 – Resultado da medida da distância (“h” da Figura 37) do topo do pistão, quando estiver no PMS e à face do bloco (mm)

CILINDRO	1ª MEDIDA	2ª MEDIDA	3ª MEDIDA	MÉDIA +/- e
PRIMEIRO	0,46	0,38	0,38	0,41 +/- 0,11
SEGUNDO	0,36	0,38	0,50	0,41 +/- 0,19
TERCEIRO	0,34	0,40	0,42	0,39 +/- 0,10
QUARTO	0,38	0,40	0,37	0,38 +/- 0,04
MÉDIA +/- e	-	-	-	0,40 +/- 0,03

Tabela D.4 – Resultado da medida do diâmetro do cilindro (mm)

CILIN.	POSIÇÃO	1ª MEDIDA	2ª MEDIDA	3ª MEDIDA	MÉDIA +/- e
	TOPO	67,120	67,120	67,110	67,120 +/- 0,014
PRI	MEIO	67,110	67,110	67,120	67,110 +/- 0,014
	FUNDO	67,110	67,110	67,110	67,110 +/- 0,000
SEG	TOPO	67,110	67,120	67,110	67,110 +/- 0,014
	MEIO	67,120	67,120	67,110	67,120 +/- 0,014
	FUNDO	67,120	67,120	67,120	67,120 +/- 0,000
TER	TOPO	67,110	67,110	67,110	67,110 +/- 0,000
	MEIO	67,120	67,120	67,110	67,120 +/- 0,014
	FUNDO	67,120	67,110	67,110	67,110 +/- 0,014
QUA	TOPO	67,120	67,100	67,120	67,110 +/- 0,029
	MEIO	67,120	67,110	67,110	67,110 +/- 0,014
	FUNDO	67,120	67,110	67,110	67,110 +/- 0,014
MÉDIA	+/- e	-	-	-	67,110 +/- 0,002

O volume encontrado no espaço entre o topo do pistão, quando está no ponto morto superior, e a face do cabeçote pode ser calculado pela relação 39, adaptada para os valores da Figura 37:

$$V_4 = \frac{\pi \cdot \phi^2 \cdot h}{4} \quad (D.1)$$

em que:

V_4 = volume encontrado no espaço do topo do pistão à face do bloco (ml);

Φ = diâmetro do cilindro (mm) = (Tabela D.4), e

h = distância entre o topo do pistão, quando este estiver no PMS, e a face do cabeçote = (Tabela D.3).

A substituição dos valores da Tabela D.3 e D.4 na equação D.1 resultou na Tabela D.5.

Tabela D.5 – Resultado do valor da parcela do volume encontrado no espaço entre o topo do pistão, quando estiver no PMS e à face do bloco (ml)

CILINDRO	1ª MEDIDA	2ª MEDIDA	3ª MEDIDA	MÉDIA
PRIMEIRO	1,63	1,34	1,34	1,44
SEGUNDO	1,27	1,34	1,77	1,46
TERCEIRO	1,20	1,41	1,49	1,37
QUARTO	1,34	1,41	1,31	1,36
MÉDIA +/- e ³	-	-	-	1,41 +/- 0,11

O resultado da medição da distância do topo do pistão, quando esse estiver no PMI e à face do bloco, é mostrado pela Tabela D.6.

³ O máximo erro da estimativa da média das amostras foi calculado por propagação de erro, conforme apresentado por Oliveira (2008)

Tabela D.6 – Resultado da medida da distância (“ H ”) do topo do pistão, quando estiver no PMI e à face do bloco (mm)

CILINDRO	1ª MEDIDA	2ª MEDIDA	3ª MEDIDA	MÉDIA +/- e
PRIMEIRO	71,00	70,88	70,98	70,95 +/- 0,16
SEGUNDO	71,18	71,08	71,24	71,17 +/- 0,20
TERCEIRO	71,00	71,04	71,12	70,05 +/- 0,15
QUARTO	70,88	71,00	71,12	71,00 +/- 0,30
MÉDIA +/- e	71,00 +/- 0,31	71,00 +/- 0,21	71,12 +/- 0,26	70,79 +/- 0,07

O volume total de um cilindro é obtido pela expressão (41), repetida a seguir.

$$V_C = \frac{\pi \cdot \phi^2 \cdot C}{4} \quad (D.2)$$

em que:

V_C = volume de um cilindro do motor (ml);

Φ = diâmetro do cilindro (mm) = (Tabela D.4), e

C = curso do pistão (mm).

O curso do pistão (C) é igual a:

$$C = H - h \quad (D.3)$$

em que:

H = distância entre o topo do pistão (PMI) e a face do cabeçote (Tabela D.6), e

h = diferença entre o topo do pistão (PMS) e a face do bloco (Tabela D.3).

A substituição dos valores das Tabelas D.6 e D.3 na equação (D.3) e os resultados derivados dessa substituição, juntamente com os dados da Tabela D.4, na equação (D.2), resultaram na Tabela D.7.

Tabela D.7 – Resultado do processo de medida do volume do cilindro – V_c do motor (ml)

Cilindro	1ª MEDIDA	2ª MEDIDA	3ª MEDIDA	MÉDIA
PRIMEIRO	251,14	250,72	251,07	250,98
SEGUNDO	251,86	251,50	251,99	251,78
TERCEIRO	251,22	251,29	251,57	251,36
QUARTO	250,79	251,14	251,57	251,17
MÉDIA +/- e ⁴	-	-	-	251,32 +/- 0,36

O resultado da medida da parcela do volume da câmara de combustão encontrado no cabeçote, após a usinagem para o aumento da taxa de compressão, é mostrado na Tabela D.8. Os procedimentos para isso foram relatados no item 3.4.4.1.

Tabela D.8 – Resultado da medida da parcela da câmara de combustão formada pelo cabeçote mais junta (ml) após a usinagem para aumento da taxa de compressão

CILINDRO	1ª MEDIDA	2ª MEDIDA	3ª MEDIDA	MÉDIA +/- e
PRIMEIRO	12,00	11,90	11,90	11,93 +/- 0,14
SEGUNDO	12,00	11,80	11,80	11,87 +/- 0,29
TERCEIRO	12,10	11,80	11,80	11,90 +/- 0,43
QUARTO	12,20	11,90	11,90	12,00 +/- 0,52
MÉDIA +/- e	12,08 +/- 0,24	11,85 +/- 0,14	11,85 +/- 0,12	11,93 +/- 0,08

⁴ Analogamente à Tabela D.5 o máximo erro da estimativa da média das amostras foi calculado por propagação de erro, conforme apresentado por Oliveira (2008).

APÊNDICE E – Cálculo do poder calorífico inferior, a partir do poder calorífico superior

Segundo Taylor (1988), o poder calorífico é medido pela queima de massa conhecida de combustível com excesso de oxigênio, em recipiente a volume constante, chamado bomba calorimétrica. Os combustíveis líquidos à temperatura ambiente são introduzidos na bomba na forma líquida, e os materiais gasosos são inseridos na forma gasosa. A quantidade de oxigênio excede a estequiometria necessária, a fim de que todo o carbono seja transformado em CO₂, todo o hidrogênio em H₂O e todo o enxofre em SO₂, etc.

Inicia-se a medição com o calorímetro e seus conteúdos numa temperatura conhecida, definida por Taylor (1988); a mistura entra em ignição, após a qual a bomba e seu conteúdo são resfriados de volta para a temperatura inicial que, usualmente, é baixa o bastante para que a maior parte da água nos produtos se condense. O calor desprendido no processo de resfriamento (Q_e) é cuidadosamente medido. Como o processo ocorre a volume constante, Q_e é igual à energia interna da mistura combustível-oxigênio acima da referência de energia zero do CO₂, H₂O e O₂, na temperatura da experiência.

Para determinar o calor da combustão, é calculada a seguinte quantidade:

$$P_{CS} = \frac{1}{q} [Q_e + \frac{V}{J} (p_2 - p_1)] \quad (E.1)$$

em que:

P_{CS} = poder calorífico superior;

q = massa de AEHC_t combustível (de acordo com a nomenclatura adotada anteriormente);

Q_e = calor desprendido durante a experiência;

V = volume do recipiente;

p_1 = pressão antes da combustão;

p_2 = pressão após a combustão, e

J = constante para conversão de unidades.

Por definição, no cálculo do rendimento térmico do motor, é necessário utilizar o poder calorífico inferior, que é a medida do calor fornecido pelo combustível sem que ocorra a condensação da água produzida na combustão. Em motor de combustão interna, a água produzida na combustão não se condensa, e a energia dessa condensação não é, então, aproveitada para o trabalho do motor.

De acordo ainda com Taylor (1988), o poder calorífico inferior é calculado pela expressão:

$$P_{CI} = P_{CS} + \frac{m_v}{q} h_{lv} \quad (\text{E.2})$$

em que:

P_{CI} = poder calorífico inferior;

m_v = massa do vapor dos produtos da combustão, e

h_{lv} = entalpia de condensação da água na temperatura da experiência.

- Cálculo da razão entre a massa de vapor (m_v) e a massa de combustível (q)

Da equação (C.3), tem-se:

$$m_v = n_v M_v \quad (E.3)$$

em que:

n_v = número de moles do vapor, e

M_v = massa molecular do vapor ou da água.

Da expressão (C.6), tem-se:

$$n_v = 3n_{AEabs} + n_{H_2O} \quad (E.4)$$

Da mesma maneira, utilizando a equação (C.3), tem:

$$n_{AEabs} = \frac{m_{AEabs}}{M_{AEabs}} \quad (E.5)$$

$$n_{H_2O} = \frac{m_{H_2O}}{M_{H_2O}} \quad (E.6)$$

Substituindo-se (E.6), (E.5) em (E.4) e essa em (E.3), tem-se:

$$m_v = \left(3 \frac{m_{AEabs}}{M_{AEabs}} + \frac{m_{H_2O}}{M_{H_2O}} \right) M_{H_2O} \quad (E.7)$$

Ainda, da equação (C.1) e (C.2), repetidas a seguir:

$$m_{AEabs} = q \cdot \frac{g}{100} \quad (E.8)$$

$$m_{H2Ot} = q \cdot \left(1 - \frac{g}{100}\right) \quad (E.9)$$

$$m_v = \frac{q}{100} \left(3 \frac{g}{M_{AEabs}} + \frac{100-g}{M_{H2Ot}}\right) M_{H2Ot} \quad (E.10)$$

Portanto:

$$\frac{m_v}{q} = \frac{\left(3 \frac{g}{M_{AEabs}} + \frac{100-g}{M_{H2Ot}}\right) M_{H2Ot}}{100} \quad (E.11)$$

Substituindo-se os valores das massas moleculares do álcool absoluto e da água, determinados no Apêndice C, tem-se:

$$\frac{m_v}{q} = \frac{g + 575}{575} \quad (E.12)$$

Substituindo-se (E.12) em (E.2), tem-se

$$P_{Cl} = P_{CS} + \frac{g + 575}{575} h_{lv} \quad (E.13)$$

O valor de h_{lv} é, de acordo com Van Wylen e Sonntag (1976), igual a:

$$h_{lv} = - 583,2 \text{ kcal/kg} = - 2442,3 \text{ kJ/kg} = - 2,44 \text{ MJ/kg}$$

- Cálculo do poder calorífico inferior para o álcool 92,8 INPM

Do Anexo B, tem-se que o poder calorífico superior do álcool 92,8 INPM é igual a:

$$P_{CS92,8} = 26,72 \text{ MJ/kg}$$

Substituindo-se na equação (E.13), tem-se:

$$P_{CI92,8} = 26,72 - \frac{92,79 + 575}{575} 2,44$$

$$P_{CI92,8} = 23,89 \text{ MJ/kg}$$

- Cálculo do poder calorífico inferior para o álcool 75 INPM utilizado no ensaio realizado em outubro de 2007

Do Anexo C, tem-se que o poder calorífico superior do álcool 75 INPM é igual a:

$$P_{CS75} = 21,80 \text{ MJ/kg}$$

Substituindo-se na equação (E.13), tem-se:

$$P_{CI75} = 21,80 - \frac{74,99 + 575}{575} 2,44$$

$$P_{CI75} = 19,04 \text{ MJ/kg}$$

- Cálculo do poder calorífico inferior para o álcool 75 INPM utilizado no ensaio em junho de 2008

Do Anexo D, tem-se que o poder calorífico superior do álcool 75 INPM é igual a:

$$P_{CS75} = 21,66 \text{ MJ/kg}$$

Substituindo-se na equação (E.13), tem-se:

$$P_{CI75} = 21,66 - \frac{74,99 + 575}{575} 2,44$$

$$P_{CI75} = 18,90 \text{ MJ/kg}$$

ANEXO A – Componentes do sistema de controle digital do motor utilizado nos ensaios

A.1 – Unidade de controle eletrônico digital (ECU)

Neste item, é descrita a unidade *digital* de controle que integra os sistemas Bosch Mono Motronic (monoponto), Bosch Motronic e Magneti Marelli G7 (multiponto). O sistema Le-Jetronic (multiponto) é composto por uma unidade *analógica*, conseqüentemente, não possui memória permanente e diagnose. A Unidade de Controle Eletrônico (ECU) recebe dos sensores a informação das condições operacionais do motor, processa e envia os sinais aos atuadores, controlando as diversas situações de funcionamento (injeção, avanço de ignição, rotação, etc.). A ECU (Figura 78) efetua todo o controle do sistema correspondente, por meio de programa específico e de tabelas de calibrações, as quais são preenchidas de acordo com cada tipo de aplicação (motor/veículo).

Memória permanente – A ECU possui memória permanente, que conserva os parâmetros auto-adaptativos. Essa memória é mantida em *stand-by* por alimentação também permanente da bateria. A memória pode ser apagada pela interrupção da corrente de alimentação da bateria.

Diagnose interna – A ECU possui internamente um sistema próprio de diagnose, ou seja, a cada determinado período de tempo, todos os sensores e atuadores são checados por ela. Uma vez detectada alguma anormalidade, a ECU utiliza parâmetros preestabelecidos, desativando os sensores defeituosos e acendendo uma luz de aviso no painel do veículo. Ela pode apagar, caso o sensor volte a funcionar.

Diagnose externa – É realizada por um aparelho conhecido por *check-up I*, que tem a função de comunicar-se com a ECU, visualizando qualquer condição de funcionamento do

motor e seus parâmetros e sensores, bem como erros nas entradas e saídas por sinais contidos na memória EPROM.

Figura 78. Unidade digital de controle eletrônico (BOSCH, 1998)

A.2 – Sensor de oxigênio ou sonda lambda

Esse sensor (Figura 79) informa à ECU a relação A/C que está sendo operada pelo motor, por meio da concentração de oxigênio nos gases de escapamento do motor.

Existem atualmente dois tipos de sondas disponíveis: sonda de zircônio e sonda de titânio. Seu funcionamento baseia-se no princípio da condução. O material cerâmico e o eletrodo de platina começam a ser condutivos pelos íons de oxigênio à temperatura de 300 °C; dessa forma, a concentração de oxigênio na sonda (dentro do duto de exaustão dos gases) difere da concentração de oxigênio encontrada do lado externo (fora do duto de exaustão dos gases), gerando tensão entre as duas superfícies.

Figura 79. Sensor de oxigênio (BOSCH, 1998)

A.3 – Válvula de ventilação do tanque

A válvula de ventilação (Figura 80) permite o reaproveitamento dos vapores de combustível que são formados no tanque. O reaproveitamento desses vapores impede que sejam liberados para a atmosfera, contribuindo, assim, para a redução da poluição.

Figura 80. Válvula de ventilação do tanque (BOSCH, 1998)

A.4 – Caníster

Componente (Figura 81) constituído de carvão ativado, que tem a função de filtrar os vapores de combustível, separando-os do ar que é lançado à atmosfera.

Figura 81. Caníster

A.5 – Válvula de injeção de combustível

A válvula injetora (Figura 82) é uma válvula eletromagnética, tipo “solenóide on-off”, que controla o volume de combustível enviado para o motor. Esse volume é proporcional ao tempo de acionamento da válvula, conhecida como TJ.

A ECU, após ter recebido informações dos diversos sensores sobre o funcionamento do motor, define o tempo de injeção TJ, mandando um sinal à válvula de injeção, que possui em seu interior uma parte móvel chamada armadura que, ao se deslocar, libera a passagem de combustível. A armadura tem, ainda, a função de definir o perfil do *spray* injetado.

As válvulas injetoras apresentam alguns componentes e características técnicas importantes. São construídos em aço inox com elevada resistência e guarnições de borracha com alto teor de flúor para suportar o ataque químico do combustível. Possuem um filtro na entrada do combustível e devem apresentar, também, linearidade e repetibilidade na pulverização do combustível. As válvulas são peças de altíssima precisão, ocorrendo, assim, a necessidade de limpezas e revisões periódicas para evitar possíveis entupimentos.

Figura 82. Válvula injetora eletromagnética de combustível: (a) monoponto e (b) multiponto (BOSCH, 1998)

A.6 – Sensores utilizados para medir a quantidade de ar aspirada pelo motor

A medição da massa de ar admitida faz-se necessária para a determinação da quantidade de combustível a ser injetada para cada regime de rotação. A quantidade de ar depende de dois fatores, basicamente: densidade e volume de ar aspirado.

A densidade é função da temperatura e da pressão do ar no coletor de admissão que são influenciados pela abertura que se encontra na borboleta, naquele regime do motor. O volume de ar aspirado, por sua vez, é função do regime de rotação e do volume dos cilindros do motor.

Assim, a determinação da quantidade de ar é realizada por sensores compostos, ou por combinação de sensores que captam essas variáveis. São eles:

- **Medidor de fluxo de ar**

A determinação da quantidade de ar admitida baseia-se na medição da força produzida pelo fluxo de ar aspirado, que atua sobre a palheta sensora do medidor (Figura 83), contra a força de uma mola. Um potenciômetro transforma as diversas posições da palheta sensora em tensão elétrica, que é enviada como sinal para a unidade de comando. Os sistemas Mono Motronic, Lê-Jetronic e Motronic utilizam o medidor de fluxo de ar para a determinação dessa variável. Alojado na carcaça do medidor de fluxo de ar, encontra-se, também, um sensor de temperatura do ar.

Figura 83. Medidor de fluxo de ar (BOSCH, 1998)

- **Medidor de massa de ar**

O medidor de massa de ar (Figura 84) está instalado entre o filtro de ar e a borboleta de aceleração, tendo a função de medir a corrente de ar aspirada. O princípio de funcionamento é baseado no anemômetro de fio quente, porém não possui o medidor de temperatura acoplado, necessitando de uma instalação à parte, de modo a completar as variáveis para a determinação da quantidade de ar.

Figura 84. Medidor de massa de ar (BOSCH, 1998)

O sistema Magneti Marelli, entre outros, utiliza dois sensores para a determinação da densidade do ar: sensor de temperatura e sensor de pressão absoluta.

O volume de ar, entretanto, é calculado pela ECU em função da rotação do motor, volume dos cilindros (cilindrada) e pela curva de enchimento de cilindros (curva de enchimento é função da rotação). Por essa característica de determinação do volume de ar, esse sistema é chamado de “Speed Density (rotação – densidade)”.

- **Sensor de temperatura do ar**

Tem a função de informar à ECU a temperatura que se encontra o ar aspirado pelo motor. É composto por um resistor térmico do tipo *NTC* (variação da resistência é inversamente proporcional à variação de temperatura). O elemento sensível é exposto ao fluxo de ar protegido por uma cera de alta condutibilidade térmica, sendo fixado no corpo de borboleta. Apresenta tempo de resposta menor que 10 segundos.

Figura 85. Sensor de temperatura do ar (BOSCH, 1998)

- **Sensor de pressão absoluta (sensor MAP)**

O sinal fornecido à ECU é uma variação de tensão obtida por meio da deflexão de um elemento cerâmico devido à variação de pressão no coletor. Um dos lados do elemento é exposto a uma camada selada a baixa pressão, e o outro, exposto à pressão do coletor de admissão. O sensor apresenta-se encapsulado por material cerâmico (Figura 86).

Figura 86. Sensor de pressão absoluta (BOSCH, 1998)

A.7 – Motor de passo e atuador de marcha lenta

São componentes que atuam no controle da passagem de ar para o motor do veículo (via *by-pass*), principalmente quando ele se encontra na fase de marcha lenta. Esse componente pode ser um motor de passo (Figura 87), ou o atuador de marcha lenta (Figura 88). A cada sinal da ECU, o motor de passo efetua um movimento no rotor, e esse, por meio de uma rosca sem fim, move linearmente o obturador, controlando, assim, a quantidade de ar aspirado pelo motor quando a borboleta está fechada.

A passagem de ar para o motor é feita por meio de um furo interligando o lado superior com o lado inferior da borboleta aceleradora, formando um *by-pass*.

Figura 87. Esquema e foto do motor de passo (FIAT AUTOMÓVEIS S.A., 1996)

O atuador de marcha lenta possui internamente duas bobinas (ímãs) e um induzido, onde está fixada uma palheta giratória que controla um *by-pass* de ar. As diferentes posições do induzido, juntamente com a palheta giratória, permitem quantidade variável de ar na linha de aspiração.

Figura 88. Atuador de marcha lenta (BOSCH, 1998)

A.8 – Potenciômetro da borboleta de aceleração ou sensor de posição de borboleta

Esse sensor (Figura 89) é um potenciômetro fixado ao corpo da borboleta de aceleração, de forma a ficar acoplado ao eixo de aceleração, com a função de informar à ECU a posição angular em que se encontra a borboleta. A posição angular significa o quanto de potência é requerido do motor.

De acordo com o movimento de rotação do eixo, ocorre a variação da resistência elétrica do sensor; dessa forma, por meio da variação de tensão, a ECU é informada que houve movimento de aceleração das borboletas.

Figura 89. Potenciômetro de borboleta ou sensor de posição de borboleta (BOSCH, 1998).

A.9 – Sensor de rotação

Tem como função fornecer a ECU um sinal elétrico que possibilita a sincronização do sistema (tempo de injeção, avanço de ignição e outros parâmetros) com o ponto morto superior do motor. O sinal gerado pelo sensor é obtido por meio da variação do fluxo magnético. Com a rotação do motor, os dentes da roda dentada (Figura 90) passam defronte ao sensor, e esse, por sua vez, fornece um sinal de tensão à ECU a cada passagem do dente. Isso é possível devido à construção do sensor, que possui internamente uma bobina.

O sensor de rotação (Figura 91) é fixado ao bloco do motor de forma a ficar posicionado radialmente à roda dentada. A roda dentada é fabricada com material ferromagnético e possui externamente perfil semelhante ao de uma engrenagem de dentes retos.

Figura 90. Sensor de rotação (FIAT AUTOMÓVEIS S.A., 1996)

Figura 91. Sensor de rotação (BOSCH, 1998)

A.10 – Sensor de detonação(sensor KS)

O sensor de detonação (Figura 92) tem a função de identificar a ocorrência do fenômeno de detonação no motor e informar à ECU para que essa ajuste o ponto de ignição. Esses sinais permitem que o motor funcione com o ponto de ignição o mais adiantado possível, conseguindo maior potência sem prejuízo para o motor.

A detonação ocorre com o aumento de temperatura na câmara de combustão, fazendo com que a mistura A/C entre em autocombustão. A detonação gera a expansão dos gases num momento indesejado, originando um “golpe forte” na cabeça do cilindro, conhecido popularmente como “batida de pino”.

Quando isso ocorre, é gerada uma frequência de ressonância. O sensor capta essa vibração, por meio de um diafragma de metal (amplificador mecânico) que oscila, causando contato elétrico entre o disco e o pino integrado aos conectores. Esse sinal é enviado à ECU, que irá retardar o avanço de ignição até eliminar a detonação.

O local de montagem do sensor depende da aplicação; no entanto, procura-se montá-lo no bloco do motor em uma posição próxima aos cilindros, de forma que a detonação seja refletida o mais rápido possível. Dos sinais provenientes de sensores, esse é o mais complexo,

devido à dificuldade de isolar-se o ruído gerado pela detonação dos demais ruídos existentes no motor.

Figura 92. Sensor de detonação (BOSCH, 1998)

ANEXO B – Laudo de teor alcoólico e poder calorífico superior do álcool hidratado de 92,8 INPM

LABORATÓRIO DE ANÁLISES

CTC
Centro de Tecnologia
Canavieira

Solicitante: US, CATANDUVA S/A-ACUC.E ALCOOL
Origem: US, CATANDUVA S/A-ACUC.E ALCOOL
Data Recebimento: 19/11/07
Data Emissão: 19/11/07
Safra: 07/08
End. Solicitante:

CERTIFICADO DE ANÁLISES

Nº 1549

MATERIAL: ALCOOL HIDRATADO Pág.: 1 / 1

CARACTERÍSTICA	UNIDADE	0706001406	Nº AMOSTRA			
CALOR DE COMBUSTÃO - SUPERIOR	MJ/KG	26,72				
ÁGUA (KARL FISCHER)	% m/m	7,21				

Nº AMOSTRA	REFERÊNCIA SOLICITANTE	Nº AMOSTRA	REFERÊNCIA SOLICITANTE
0706001406	AM 02 92,7 INPM		

OBSERVAÇÕES COMPLEMENTARES
 Período de Execução das Análises: 19/11/07 à 19/11/07

OBS.: Resultado(s) representativo(s) da(s) amostra(s) recebida(s). Este Certificado não poderá ser reproduzido exceto na sua totalidade.

CTC - Centro de Tecnologia Canavieira
 Fazenda Santo Antonio, s/nº - Bº Santo Antonio
 Caixa Postal 162 - CEP 13400-970 - Piracicaba - SP
 Fone: (19) 3429-8166 - Fax: (19) 3429-8100
www.ctc.com.br

ELNO DA SILVA
 CRQ 04304948 IV REGIÃO

ANEXO C – Laudo de teor alcoólico e poder calorífico superior do álcool hidratado de 75 INPM do ensaio de outubro de 2007

LABORATÓRIO DE ANÁLISES

Centro de Tecnologia
Canavieira

Solicitante: US, CATANDUVA S/A-ACUC.E ALCOOL

Origem: US, CATANDUVA S/A-ACUC.E ALCOOL

Data Recebimento: 19/11/07

Data Emissão: 19/11/07

Safra: 07/08

End. Solicitante:

CERTIFICADO DE ANÁLISES

Nº 1572

MATERIAL: ALCOOL HIDRATADO

Pág.: 1/1

		Nº AMOSTRA				
CARACTERÍSTICA	UNIDADE	0706001405				
CALOR DE COMBUSTÃO - SUPERIOR	MJ/KG	21,80				
ÁGUA (KARL FISCHER)	% m/m	25,01				

Nº AMOSTRA	REFERÊNCIA SOLICITANTE	Nº AMOSTRA	REFERÊNCIA SOLICITANTE
0706001405	IDENTIF. DA AMOSTRA 5922		

OBSERVAÇÕES COMPLEMENTARES

Período de Execução das Análises: 19/11/07 à 19/11/07

OBS.: Resultado(s) representativo(s) da(s) amostra(s) recebida(s). Este Certificado não poderá ser reproduzido exceto na sua totalidade.

CTC - Centro de Tecnologia Canavieira
Fazenda Santo Antonio, s/nº - Bº Santo Antonio
Caixa Postal 162 - CEP 13400-970 - Piracicaba - SP
Fone: (19) 3429-8166 - Fax: (19) 3429-8100
www.ctc.com.br

ELMO DA SILVA
 CRQ 04304948 IV REGIÃO

ANEXO D – Laudo de teor alcoólico e poder calorífico superior do álcool hidratado de 75 INPM do ensaio de junho de 2008

LABORATÓRIO DE ANÁLISES

Solicitante: CATANDUVA (V.O.)

Origem: CATANDUVA (V.O.)

Data de Recebimento: 18/06/2008

Data de Emissão: 18/06/2008

Safra: 08/09

CERTIFICADO DE ANÁLISE Nº 755/2008.0

MATERIAL: Álcool Etílico Hidratado

IDENTIFICAÇÃO DA AMOSTRA: AMOSTRA 8332 75 INPM

DATA DA COLETA: 13/6/2008

CARACTERÍSTICA	UNIDADE	VALOR	INCERTEZA (±)	k	MÉTODO
Calor de Combustão Superior	MJ/kg	21,66	0,1	2,01	CTC-LA-MT6-008
Teor Alcoólico à 20°C	°INPM	75,0	0,2	2,00	CTC-LA-MT2-008 v01

OBSERVAÇÕES COMPLEMENTARES

Período de Execução das Análises: 18/06/2008 à 18/06/2008

OBS.: Resultado(s) representativo(s) da(s) amostra(s) recebida(s). Este Certificado não poderá ser reproduzido exceto na sua totalidade.

A incerteza de medição relatada é uma incerteza expandida, calculada utilizando fator de abrangência (k), obtido através do grau efetivo, que representa um nível de confiança de aproximadamente 95%.

Elmo da Silva
CRQ 04304948 IV Região