USP

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS
Departamento de Engenharia Mecânica

**DESENVOLVIMENTO DO MOTOR DE IGNIÇÃO POR
COMPRESSÃO ALIMENTADO POR INJEÇÃO DIRETA DE ÓLEO
DIESEL E POR ETANOL PÓS-VAPORIZADO NO COLETOR DE
ADMISSÃO**

Engº. Marcelo Valente Feitosa

DEDALUS - Acervo - EESC

31100047246

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

Orientador : Prof. Dr. Antônio Moreira dos Santos

São Carlos
Estado de São Paulo – Brasil
Dezembro de 2003

FOLHA DE JULGAMENTO

Candidato: Engenheiro **MARCELO VALENTE FEITOSA**

Tese defendida e julgada em 08-12-2003 perante a Comissão Julgadora:

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

Aprovado

Prof. Tit. **ROMEU CORSINI**
(Escola de Engenharia de São Carlos /USP)

Aprovado

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

Aprovado

Prof. Tit. **SEBASTIÃO CARDOSO**
(Universidade de Taubaté/UNITAU)

Aprovado

Prof. Dr. **DÉLSON RUIZ MODOLO**
(Universidade Cruzeiro do Sul/UNICSUL)

Aprovado

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

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

“Assim diz o SENHOR: Maldito o homem que confia no homem, faz da carne mortal o seu braço, e aparta o seu coração do SENHOR!

Porque será como o arbusto solitário no deserto, e não verá quando vier o bem; antes morará nos lugares secos do deserto, na terra salgada e inabitável.

Bendito o homem que confia no SENHOR, e cuja esperança é o SENHOR.

Porque ele é como a árvore plantada junto às águas, que estende suas raízes para o ribeiro e não receia quando vem o calor, mas a sua folha fica verde; e no ano de sequeidão não se perturba nem deixa de dar fruto.”

(Jeremias 17:5-8)

*Dedico este trabalho a Deus,
pela fidelidade incontestável, à minha
querida esposa Daniela, pelo grande apoio e
aos meus pais, João e Marta, que sempre
me deram condições para chegar até aqui.*

AGRADECIMENTOS

O autor agradece, sinceramente:

A Deus, que sabe de todas as coisas....

A querida esposa, Daniela Paula Catanho da Silva Feitosa, que sempre esteve presente nas alegrias e nas tristezas decorrentes desta jornada.

Ao amigo Márcio Turra de Ávila, que teve atuação fundamental e marcante no desenvolvimento desta idéia no segundo semestre de 1999.

Ao amigo Délson Luiz Módolo, que forneceu referências importantíssimas para o aprimoramento da idéia.

Ao amigo Jonas Garcia Ferreira, que ajudou na montagem do sistema de medição de combustíveis.

Ao Prof. Dr. Antônio Moreira dos Santos, pela orientação e apoio.

Ao Prof. Dr. Fernando Eduardo Milioli, pela confiança e apoio.

Ao CNPq, pela concessão da bolsa de estudos.

Ao Dr. Newton S. M. Curi, pela grande confiança e valiosa ajuda durante a realização dos experimentos.

A Indústria e Comércio FAC, que gentilmente emprestou o software de aquisição de dados de temperatura.

Ao colega Affonsinho Moreno, (Retífica Moreno) pela boa vontade em sempre ajudar.

Ao companheiro Theodomiro Fernando Luchesi, pela montagem e confecção de vários componentes.

Ao companheiro Roberto Lourenço, pelo apoio durante a experimentação.

Ao companheiro Hélio J. D. Trebi, pelo desenvolvimento e montagem do controlador dos bicos injetores de etanol e desenvolvimento do coletor de admissão.

Ao companheiro Jorge Nicolau dos Santos, pela ajuda no desenvolvimento e ensaio do controlador dos bicos injetores de etanol.

Ao companheiro Roberto Pratavieira, pela ajuda na montagem e ensaio do controlador dos bicos injetores de etanol.

Ao Prof. Dr. Josmar Davilson Pagliuso, pela ajuda com relação ao sistema de retenção de material particulado.

Aos colegas de pesquisa, Lúben Cabezas Gómez, Rodrigo Fernando Estella dos Santos, Felipe Soto Pau, José Antônio da Silva, Keyll Carlos Ribeiro, Lúcio e Cecília.

Aos amigos Gomes, Luma, Frango e Eva.

A todos aqueles que contribuíram *positivamente* para o desenvolvimento deste trabalho.

*Este trabalho teve o apoio financeiro
do CNPq através do Projeto de Pesquisa
CNPq/478161/01-8.*

PREFÁCIO

Este trabalho é resultado do desenvolvimento de uma idéia que poucos acreditavam que poderia vir a funcionar já que as duas últimas décadas foram repletas de pesquisas que visavam a substituição parcial ou total de diesel por etanol, muitas delas resultando em problemas de funcionamento do motor, como apresentado no Capítulo 3.

No segundo semestre do curso de Doutorado (em meados de 1999), em discussão com o Engº Márcio Turra de Ávila, vislumbramos a possibilidade de amenizar problemas de emissões em motores Diesel através de uma injeção secundária de etanol no coletor de admissão. Esta idéia nos pareceu viável o suficiente para nos reunirmos outras vezes e realizarmos aprimoramentos e estudos de publicações anteriores associadas ao assunto.

No segundo semestre de 2000, com um novo objetivo em mente, associado à substituição parcial de diesel por etanol injetado no coletor de admissão e vaporizado pela energia disponível nos gases comprimidos pelo turbocompressor, solicitei a mudança do projeto de pesquisa junto ao CNPq, tema que até então referia-se a emissão de poluentes durante a partida a frio de motores movidos a etanol, passando a ser “Estudo teórico e experimental da incorporação de etanol em motores do ciclo Diesel”.

Sendo assim, em meados de 2000, oficialmente iniciou-se a pesquisa aqui apresentada e, após vários entraves e dificuldades, os quais foram vencidas unicamente graças a presença de JESUS CRISTO em minha vida, toda a parte experimental havia sido concluída com êxito até o final do 1º semestre de 2003, incluindo os ensaios para o pesquisador Eng.º. MsC. Rodrigo Fernando Estella dos Santos, que defenderá um aprimoramento deste tema em 2004.

Contato com o autor pode ser realizado através do e-mail: feitosausp@hotmail.com

CONTEÚDO

LISTA DE FIGURAS.....	i
LISTA DE TABELAS.....	vii
LISTA DE SÍMBOLOS.....	viii
RESUMO.....	xi
ABSTRACT.....	xii
1 - INTRODUÇÃO.....	1
2 - OBJETIVOS.....	3
3 - REVISÃO DA LITERATURA.....	5
3.1 - INTRODUÇÃO HISTÓRICA.....	5
3.2 - CONCEITOS BÁSICOS	10
3.2.1 - CICLOS DE OPERAÇÃO DOS MOTORES A 4 TEMPOS.....	10
3.2.2 - A OPERAÇÃO DOS MOTORES DE IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO.....	13
3.2.3 - O ÁLCOOL COMBUSTÍVEL	15
3.3 - PARÂMETROS DE ENSAIOS DE MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA.....	17
3.3.1 - TORQUE E POTÊNCIA NO FREIO	17
3.3.2 - TRABALHO E POTÊNCIA INDICADOS	18
3.3.3 - PRESSÃO EFETIVA MÉDIA.....	19
3.3.4 - CONSUMO ESPECÍFICO	20
3.3.5 - EFICIÊNCIA DE COVERSÃO TÉRMICA.....	21
3.3.6 - RAZÃO AR - COMBUSTÍVEL.....	23
3.4 - COMBUSTÃO E POLUIÇÃO EM MOTORES ICO.....	24
3.4.1 - CARACTERÍSTICAS DA COMBUSTÃO.....	24
3.4.1.1 - Eficiência da combustão	28
3.4.2 - EMISSÕES POLUENTES EM MOTORES ICO.....	30
3.4.2.1 - Material particulado (MP).....	30
3.4.2.2 - Óxidos de nitrogênio (NOx)	32
3.4.2.3 - Hidrocarbonetos parcialmente queimados (HC)	39
3.4.2.4 - Monóxido de carbono (CO)	41
3.4.2.5 - Influência do teor de oxigênio	43
3.5 - MÉTODOS PARA O USO DE ETANOL EM MOTORES ICO.....	44
3.5.1 - ADITIVAÇÃO DO ETANOL PARA SUBSTITUIÇÃO TOTAL	44
3.5.2 - EMULSÃO / MISTURAS DIESEL - ETANOL.....	46
3.5.3 - UTILIZAÇÃO DE CARBURADORES.....	50
3.5.4 - INJEÇÃO DIRETA NA CÂMARA DE COMBUSTÃO.....	53
3.5.5 - INJEÇÃO DE ÁLCOOL NO COLETOR DE ADMISSÃO.....	55
3.6 - COMPORTAMENTO DO ETANOL NO COLETOR DE ADMISSÃO.....	74
3.6.1 - INFLUÊNCIA DA PRESSÃO, TEMPERATURA E TAMANHO DAS GOTAS NA VAPORIZAÇÃO.....	76
3.6.2 - INFLUÊNCIA DA UMIDADE AMBIENTE NA VAPORIZAÇÃO.....	80

4 - METODOLOGIA	85
4.1 -MATERIAIS.....	85
4.2 - MÉTODOS.....	88
4.3 - CONTROLE DOS BICOS INJETORES DE ETANOL.....	97
4.4 - ANÁLISE TEÓRICA DO PROCESSO DE VAPORIZAÇÃO DO ETANOL	100
5 - RESULTADOS E DISCUSSÕES	105
5.1 -ANÁLISE DA SUBSTITUIÇÃO ENERGÉTICA E MÁSSICA.....	106
5.2 - ANÁLISE DO CONSUMO DE AR.....	110
5.3 - ANÁLISE DA PRESSÃO FORNECIDA PELO TURBOCOMPRESSOR.....	112
5.4 - ANÁLISE DA ENERGIA FORNECIDA PELO TURBOCOMPRESSOR	114
5.5 -ANÁLISE DAS TEMPERATURAS NO COLETOR DE ADMISSÃO.....	120
5.6 - ANÁLISE DA FRAÇÃO VAPORIZADA NO COLETOR DE ADMISSÃO.....	123
5.7 - ANÁLISE DA RELAÇÃO AR / COMBUSTÍVEL.....	131
5.8 - ANÁLISE DO CONSUMO TOTAL DE COMBUSTÍVEL	134
5.9 -ANÁLISE DA PRESSÃO NO INTERIOR DO CILINDRO.....	140
5.10 - ANÁLISE DA TEMPERATURA DOS GASES DE EXAUSTÃO.....	148
5.11 - ANÁLISE DO RENDIMENTO TÉRMICO.....	151
5.12 - CONSIDERAÇÕES SOBRE TORQUE E POTÊNCIA ORIGINAIS.....	158
5.13 - EMISSÕES GASOSAS.....	160
5.14 - EMISSÃO DE MATERIAL PARTICULADO (MP).....	161
5.15 - EMISSÃO DE ÓXIDOS DE NITROGÊNIO (NO _x).....	164
5.16 - EMISSÃO DE HC.....	171
5.17 - EMISSÃO DE MONÓXIDO DE CARBONO (CO).....	177
5.18 - EMISSÃO DE DIÓXIDO DE CARBONO (CO ₂).....	184
5.19 - ANÁLISE ECONÔMICO - AMBIENTAL.....	188
5.19.1- ANÁLISE ECONÔMICA DA IMPLANTAÇÃO DO SISTEMA DESENVOLVIDO.....	188
5.19.2- ANÁLISE AMBIENTAL DA IMPLANTAÇÃO DO SISTEMA DESENVOLVIDO	191
6 - CONCLUSÕES	195
7 - SUGESTÕES.....	198
ANEXO I - CALIBRAÇÃO DO DINAMÔMETRO.....	199
ANEXO II - CALIBRAÇÃO DO SISTEMA DE MEDIÇÃO DE CONSUMO DE AR.....	200
ANEXO III - DENSIDADE DOS COMBUSTÍVEIS	201
ANEXO IV - PADRÕES DE EMISSÕES EUROPEUS -VEÍCULOS PESADOS	202
ANEXO V - PADRÕES DE EMISSÕES BRASILEIROS - PROCONVE	203
ANEXO VI - ÍNDICE DE EMISSÃO DA FROTA BRASILEIRA	204
ANEXO VII - PROPRIEDADES DE VÁRIOS COMBUSTÍVEIS.....	205
ANEXO VIII - PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DO ETANOL SATURADO...	206
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	207

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 3.1- Geometria básica de um motor de combustão interna.....	10
FIGURA 3.2- Ciclo de operação de quatro tempos.....	11
FIGURA 3.3- Sequência de eventos durante a compressão, combustão e processo de expansão de um motor ICO aspirado.....	15
FIGURA 3.4- Esquema do princípio de operação de um dinamômetro.....	17
FIGURA 3.5- Exemplo de diagrama p-V	18
FIGURA 3.6- Pressão no cilindro (p), levantamento da agulha do injetor (ln) e pressão na linha de combustível (pl) em função do ângulo do eixo de manivelas.....	25
FIGURA 3.7- Diagrama de pressão, taxa de injeção e de liberação de calor.....	26
FIGURA 3.8- Diagrama típico da taxa de liberação de energia em um motor diesel de injeção direta.....	28
FIGURA 3.9- Variação da eficiência da combustão com a razão de Equivalência combustível / ar.....	29
FIGURA 3.10- “Trap-oxidizer” – filtro para material particulado montado na exaustão de um motor diesel turboalimentado.....	32
FIGURA 3.11- Concentração de NO e NO ₂ nos gases de exaustão de um motor de ignição por centelha.....	34
FIGURA 3.12- Fração de NO ₂ no total NO _x nos gases de exaustão de um motor diesel em função da pressão média efetiva.....	35
FIGURA 3.13- Efeito da redução na concentração de oxigênio por diluentes nas emissões de NO _x em motor diesel de injeção direta.....	36
FIGURA 3.14- Influência da temperatura no equilíbrio químico da concentração de NO	36
FIGURA 3.15- Sistema experimental de injeção de água em motor CFR.....	37
FIGURA 3.16- Resultados experimentais da influência da injeção de água na emissão de NO	38
FIGURA 3.17- Resultado experimental da redução de NO pela injeção de água para $\lambda = 1,08$	38

FIGURA 3.18- Variação da emissão de CO em motor de ignição por centelha em função da razão A/C.....	42
FIGURA 3.19- Variação da emissão de CO em motor de ignição por centelha para diferentes combustíveis em função de λ	42
FIGURA 3.21- Atraso de ignição, eficiência térmica, máxima taxa de liberação de energia e duração do estágio de combustão controlada com relação à porcentagem de etanol	47
FIGURA 3.22- Emissões de fumaça para motor a 2250rpm em função da pressão média efetiva para mistura de 15% de etanol ao diesel.....	48
FIGURA 3.23- Eficiência térmica sob várias cargas para testes com substituição parcial de diesel por etanol carburado.....	52
FIGURA 3.24- Diagramas de pressão no interior do cilindro de motor funcionando apenas com diesel	58
FIGURA 3.25- Diagramas de pressão no interior do cilindro de motor funcionando com diesel e etanol.....	58
FIGURA 3.26- Diagrama de pressão para motor funcionando em condição bicombustível com tempo de injeção em 10° APMS.....	59
FIGURA 3.27- Diagrama de pressão para motor funcionando em condição bicombustível com tempo de injeção em 5° APMS	60
FIGURA 3.28- Aparato experimental utilizado por CHAPLIN & JANIUS.....	61
FIGURA 3.29- Seção transversal da cabeça do cilindro mostrando a posição do injetor de etanol com relação a válvula de admissão	64
FIGURA 3.30- Gráfico de pressão no cilindro para motor sem carga de freio e com alta rotação.....	65
FIGURA 3.31- Gráficos de pressão no interior do cilindro para teste a máxima potência.....	66
FIGURA 3.32- Atraso da ignição em função do teor de substituição de diesel por álcool.....	69
FIGURA 3.33- Variação da área superficial normalizada da gota em função do ângulo do eixo de manivelas para várias simulações do ciclo motor.....	78
FIGURA 3.34- Variação da área superficial normalizada da gota em função do ângulo do eixo de manivelas para várias razões de compressão.....	79
FIGURA 3.35- Variação da área superficial normalizada da gota em função do ângulo do eixo de manivelas para várias temperaturas ambientes.....	79

FIGURA 3.36- Esquema microscópico da condensação de vapor de água do ar devido a vaporização da gota de um combustível miscível a água.....	81
FIGURA 3.37- Esquema de carta psicrométrica representando diminuição de temperatura do ar úmido e condensação de parte do vapor de água nele contido.....	82
FIGURA 3.38- Variação do diâmetro normalizado para vaporização do metanol, etanol, propanol e butanol em ar úmido.....	83
FIGURA 3.39- Temperaturas medidas no centro de gotas de metanol forçadas a vaporizarem em ar com diferentes graus de umidade.....	84
FIGURA 4.2-1- Coletor de admissão modificado no motor de testes (vista superior).....	88
FIGURA 4.2-2- Coletor de admissão modificado no motor de testes.....	89
FIGURA 4.2-3- Detalhe do coletor de admissão modificado.....	89
FIGURA 4.2-4- Esquema do posicionamento dos termopares nos coletores de admissão e de exaustão.....	90
FIGURA 4.2-5- Detalhe dos termopares e tomada de pressão da bomba injetora – motor testado na condição aspirado.....	91
FIGURA 4.2-6- Sistema de medição de consumo de combustíveis.....	92
FIGURA 4.2-7- Detalhe do analisador de gases de exaustão utilizado.....	96
FIGURA 4.3-1- Esquema eletrônico do controlador desenvolvido para este trabalho no NET&F EESC- USP.....	97
FIGURA 4.3-2- Foto do controlador desenvolvido exclusivamente para este trabalho no NET&F EESC- USP.....	98
FIGURA 4.3-3- Foto da sala de controle com o controlador dos bicos injetores de etanol no NET&F EESC- USP.....	99
FIGURA 4.4-1- Esquema da injeção de etanol no coletor de admissão.....	100
FIGURA 5.1-1- Substituição real de diesel por etanol em termos energéticos e mássicos para 50% da carga.....	107
FIGURA 5.1-2- Substituição real de diesel por etanol em termos energéticos e mássicos para 70% da carga.....	107
FIGURA 5.1-3- Substituição real de diesel por etanol em termos energéticos e mássicos de torque para 100% da carga.....	107
FIGURA 5.2-1- Consumo de ar do motor para 50% da carga.....	110
FIGURA 5.2-2- Consumo de ar do motor para 70% da carga.....	111
FIGURA 5.2-3- Consumo de ar do motor para 100% da carga.....	111

FIGURA 5.3-1- Pressão fornecida pelo turbocompressor em função da rotação e da carga - condição original.....	113
FIGURA 5.4-1- Esquema do turbocompressor e locais de tomadas de temperatura.....	115
FIGURA 5.4-2- Evolução das temperaturas do ar admitido e do comprimido em função da rotação para 50% da carga	115
FIGURA 5.4-3- Evolução das temperaturas do ar admitido e do comprimido em função da rotação para 70% da carga	116
FIGURA 5.4-4- Evolução das temperaturas do ar admitido e do comprimido em função da rotação para 100% da carga.....	116
FIGURA 5.4-5- Taxa de fornecimento de energia ao ar admitido pelo turbocompressor em função da rotação do motor.....	118
FIGURA 5.5-1 - Evolução da temperatura dos gases admitos pelo motor para 50% da carga.....	120
FIGURA 5.5-2 - Evolução da temperatura dos gases admitos pelo motor para 70% da carga.....	121
FIGURA 5.5-3 - Evolução da temperatura dos gases admitos pelo motor para 100% da carga.....	121
FIGURA 5.6-1 – Esquema do coletor de admissão modificado exibindo cotas e Posições dos termopares.....	125
FIGURA 5.6-2 – Detalhe do coletor de admissão modificado.....	125
FIGURA 5.6-3 – Vista superior do motor.....	126
FIGURA 5.6-4 – Vista superior do motor.....	126
FIGURA 5.6-5 – Esquema da instalação do coletor modificado no motor.....	129
FIGURA 5.7-1 – Razão AC estequiométrica para 50% da carga.....	132
FIGURA 5.7-2 – Razão AC estequiométrica para 70% da carga.....	132
FIGURA 5.7-3 – Razão AC estequiométrica para 100% da carga.....	133
FIGURA 5.8-1 – Consumo específico de combustível para 50% da carga.....	134
FIGURA 5.8-2 – Consumo específico de combustível para 70% da carga.....	135
FIGURA 5.8-3 – Consumo específico de combustível para 100% da carga.....	135
FIGURA 5.8-4 – Consumo específico de combustível para 100 e 130% da carga..	136
FIGURA 5.8-5 – Consumo energético de combustível para 50% da carga.....	139
FIGURA 5.8-6 – Consumo energético de combustível para 70% da carga.....	139
FIGURA 5.8-7 – Consumo energético de combustível para 100% da carga.....	140
FIGURA 5.9-1 – Instalação do sensor de pressão no cilindro 1.....	141
FIGURA 5.9-2 – Detalhe da Instalação do sensor de pressão no cilindro 1.....	141

FIGURA 5.9-3 – Evolução da pressão no cilindro 1 para 3000rpm, 100% da carga e alimentação somente por diesel.....	142
FIGURA 5.9-4 – Evolução da pressão no cilindro 1 para 3000rpm, 100% da carga e alimentação somente por diesel – detalhe de 2 ciclos.....	143
FIGURA 5.9-5 – Evolução da pressão no cilindro 1 para 3000rpm, 100% da carga e 20% de substituição de diesel por etanol	144
FIGURA 5.9-6 – Evolução da pressão no cilindro 1 para 3000rpm, 100% da carga e 35% de substituição de diesel por etanol	144
FIGURA 5.9-7 – Evolução da pressão no cilindro 1 para 3000rpm, 100% da carga e 50% de substituição de diesel por etanol	145
FIGURA 5.9-8 – Evolução da pressão no cilindro 1 para 3000rpm, 100% da carga e 50% de substituição de diesel por etanol – detalhe de 2 ciclos..	145
FIGURA 5.9-9 – Superposição das curvas de evolução de pressão para 3000rpm, 100% da carga.....	146
FIGURA 5.9-10 – Superposição das curvas de evolução de pressão para 3000rpm, 100% da carga – detalhe do PMS.....	146
FIGURA 5.10-1 – Detalhe da instalação do termopar T7 no coletor de exaustão....	148
FIGURA 5.10-2 – Temperatura dos gases de escape para 50% da carga.....	149
FIGURA 5.10-3 – Temperatura dos gases de escape para 70% da carga.....	149
FIGURA 5.10-4 – Temperatura dos gases de escape para 100% da carga.....	150
FIGURA 5.11-1 – Rendimento térmico do motor para 50% da carga.....	152
FIGURA 5.11-2 – Rendimento térmico do motor para 70% da carga.....	152
FIGURA 5.11-3 – Rendimento térmico do motor para 100% da carga.....	153
FIGURA 5.11-4 – Variação do rendimento térmico do motor para 50% da carga...	154
FIGURA 5.11-5 – Variação do rendimento térmico do motor para 70% da carga...	154
FIGURA 5.11-6 –Variação do rendimento térmico do motor para 100% da carga..	155
FIGURA 5.11-7 –Variação do rendimento térmico do motor para 130% da carga.	156
FIGURA 5.12-1 – Curva de torque do motor ensaiado para condição original.....	158
FIGURA 5.12-2 – Curva de potência do motor ensaiado para condição original....	159
FIGURA 5.14-1 – Emissão específica de particulados.....	161
FIGURA 5.14-2 – Porcentagem de redução de particulados.....	161
FIGURA 5.15-1 – Emissão específica de NOx para 50% da carga.....	164
FIGURA 5.15-2 – Emissão específica de NOx para 70% da carga.....	165
FIGURA 5.15-3 – Emissão específica de NOx para 100% da carga.....	165
FIGURA 5.15-4 – Variação da emissão específica de NOx para 50% da carga.....	166
FIGURA 5.15-5 – Variação da emissão específica de NOx para 70% da carga.....	166
FIGURA 5.15-6 – Variação da emissão específica de NOx para 100% da carga...	167

FIGURA 5.15-7 – Regiões de misturas distintas de ar e combustível.....	168
FIGURA 5.15-8 – Emissão específica de NO _x para 100 e 130% da carga.....	169
FIGURA 5.16-1 – Emissão específica de HC para 50% da carga.....	171
FIGURA 5.16-2 – Emissão específica de HC para 70% da carga.....	172
FIGURA 5.16-3 – Emissão específica de HC para 100% da carga.....	172
FIGURA 5.16-4 – Variação da emissão de HC para 50% da carga.....	173
FIGURA 5.16-5 – Variação da emissão de HC para 70% da carga.....	173
FIGURA 5.16-6 – Variação da emissão de HC para 50% da carga.....	174
FIGURA 5.16-7 – Variação da emissão de HC para 130% da carga.....	176
FIGURA 5.17-1 – Emissão específica de CO para 50% da carga.....	177
FIGURA 5.17-2 – Emissão específica de CO para 70% da carga.....	177
FIGURA 5.17-3 – Emissão específica de CO para 100% da carga.....	178
FIGURA 5.17-4 – Variação da emissão específica de CO para 50% da carga.....	178
FIGURA 5.17-5 – Variação da emissão específica de CO para 70% da carga.....	179
FIGURA 5.17-6 – Variação da emissão específica de CO para 100% da carga.....	179
FIGURA 5.17-7 – Emissão de CO (ppm) para 50% da carga.....	181
FIGURA 5.17-8 – Emissão de CO (ppm) para 70% da carga.....	181
FIGURA 5.17-9 – Emissão de CO (ppm) para 100% da carga.....	182
FIGURA 5.17-7 – Emissão de CO (ppm) para 130% da carga.....	183
FIGURA 5.18-1 – Emissão específica de CO ₂ para 50% da carga.....	184
FIGURA 5.18-2 – Emissão específica de CO ₂ para 70% da carga.....	184
FIGURA 5.18-3 – Emissão específica de CO ₂ para 100% da carga.....	185
FIGURA 5.18-4 – Variação da emissão de CO ₂ para 50% da carga.....	185
FIGURA 5.18-5 – Variação da emissão de CO ₂ para 70% da carga.....	186
FIGURA 5.18-6 – Variação da emissão de CO ₂ para 100% da carga.....	186
FIGURA 5.18-7 – Emissão específica de CO ₂ para 130% da carga.....	187

LISTA DE TABELAS

TABELA 3.1- Comparação do motor Otto quatro tempos e motor Otto-Langen	06
TABELA 3.2- Relação GL – INPM.....	16
TABELA 3.3- Propriedades de vários combustíveis	44
TABELA 3.4- Resultados de BERMUDO & SILVÉRIO (1983) para 100% de carga.....	49
TABELA 3.5- Resultados de BERMUDO & SILVÉRIO (1983) para cargas parciais.....	50
TABELA 3.6- Valores de picos de pressão no cilindro com motor a 1800rpm.....	63
TABELA 3.7- Desempenho do motor a máxima potência.....	65
TABELA 4.1- Local e posição dos termopares instalados no motor.....	90
TABELA 4.2- Composição do fluxo no tubo.....	100
TABELA 5.4-1- Relação entre potência térmica disponível no ar comprimido, potência média no motor e rotação do mesmo.....	119
TABELA 5.6-1- Tempo de residência das gotículas de etanol no coletor de admissão.....	127
TABELA 5.6-2- Tempo de residência das gotículas da mistura ar-etanol no coletor de admissão.....	128
TABELA 5.6-3- Fração de combustível vaporizado no coletor de admissão.....	130
TABELA 5.8-1- Variação do consumo específico médio.....	136
TABELA 5.8-2- Débito de etanol, variação da energia fornecida, da potência e do débito para 130% da potência.....	137
TABELA 5.9-1- Valores de pressão dos dois picos principais, para 15 ciclos.....	147

LISTA DE SÍMBOLOS E DE ABREVIATURAS

A	Área	m^2
AC	Razão ar – combustível	---
AVC	Razão ar – vapor de combustível	---
$APMS$	Antes do ponto morto superior	---
b	Braço de atuação da força	m
c_p	Calor específico a volume constante	$kJ/kg\ ^\circ C$
d_{mo}	Diâmetro médio das gotas de combustível	μm
d_s	Diâmetro da gota	μm
d_{so}	Diâmetro inicial da gota	μm
$DPMS$	Depois do ponto morto superior	---
$DNTEG$	Dinitrato de Trietilenoglicol	---
E	Energia	J
$\dot{E}$	Potência	J/s
EOI	Fim da injeção (“end of injection”)	---
F	Força	N
h	Entalpia	kJ/kg
IC	Ignição por centelha, motor	---
ICO	Ignição por compressão, motor	---
$INPM$	Instituto Nacional de Pesos e Medidas	---
k	Razões de calores específicos	---
L	Calor latente de vaporização	kJ/kg
l_n	Abertura do bico injetor	mm
λ	Razão de equivalência	---
m	Massa	kg
$\dot{m}$	Fluxo mássico	kg/s
$\dot{m}_{fi}$	Taxa de injeção de combustível	kg/s

$\dot{m}_{fb}$	Taxa de queima de combustível	kg/s
MI	Momento de Injeção	---
n	Rotação do motor	min ⁻¹
N_r	Número de revoluções do eixo de manivelas para cada tempo de expansão	---
η	Rendimento térmico / eficiência de conversão térmica	---
P	Potência	kW
P_{em}	Potência efetiva média	kW
$P_{em,i}$	Potência efetiva média indicada	kW
P_f	Potência no freio	kW
$P_{i,c}$	Potência indicada por ciclo	kW
P_t	Pressão do turbo (manométrica)	kg/cm ²
p	Pressão	bar, kPa
PC	Poder calorífico	kJ/kg
PCI	Poder calorífico inferior	kJ/kg
p_l	Pressão na linha de combustível	bar, kPa
PF	Preço Final	RS
PF_a	Preço Final Ajustado	RS
PID	Injeção Piloto de Diesel	---
PMI	Ponto Morto Inferior	---
PMS	Ponto Morto Superior	---
ρ	Densidade	kg/m ³
$\dot{Q}$	Fluxo de calor	J/s
r_s	Raio da gota	μm
r_{so}	Raio inicial da gota	μm
SE	Substituição energética	%
SI	Sistema internacional	---
SM	Substituição mássica	%
SMD	Diâmetro médio de Sauter	μm
sfc	Consumo específico de combustível	g/kWh
T	Torque	N.m
T_g	Temperatura do gás	°C

T_{amb}	Temperatura ambiente	$^{\circ}\text{C}$
T_c	Temperatura do gás comprimido	$^{\circ}\text{C}$
TC	Taxa de Compressão	--
TPO	Temperatura de Ponto de Orvalho	$^{\circ}\text{C}$
U	Energia interna	J
u	Energia interna específica	J
UR	Umidade Relativa	%
W	Trabalho	$N.m$
$W_{i,c}$	Trabalho indicado por ciclo	$N.m$
W_p	Trabalho de bombeamento	$N.m$
$\dot{W}$	Trabalho por unidade de tempo	J/s
ω	Velocidade angular / unidade absoluta	$rad.s^{-1} / ---$
V	Volume	m^3, dm^3, L
$\vec{V}_n$	Velocidade	m/s
V_c	Volume da câmara de combustão	m^3, dm^3, L
V_d	Volume deslocado pelo pistão	m^3, dm^3, L
V_t	Volume total	m^3, dm^3, L
X_i	Fração mássica de cada componente	---
X	Fração de combustível vaporizado	%

SUBSCRITOS

a	Ar
ac	Ar comprimido
amb	Ambiente
c	Combustível
e	entrada
$esteq$	estequiométrica
vc	Vapor de combustível
ag	Água
g	Gás
s	Saída

RESUMO

FEITOSA, M. V. (2003). *Desenvolvimento do motor de ignição por compressão alimentado por injeção direta de óleo diesel e por etanol pós-vaporizado no coletor de admissão*. São Carlos, 237p. Tese (Doutorado). Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

Desenvolveu-se um sistema de alimentação misto para motores de ignição por compressão turboalimentados, o qual utiliza diesel injetado normalmente na câmara de combustão e etanol pós-vaporizado, injetado líquido no coletor de admissão e vaporizado pela grande disponibilidade de energia contida no ar comprimido. Foram possíveis substituições de até 55% da massa de diesel por etanol; funcionamento regular e repetitivo foi verificado, resultado da admissão de álcool na forma de vapor. Constatou-se que o rendimento térmico e as emissões de gases poluentes eram bastante influenciados pelo sistema de alimentação desenvolvido: ganhos de até 25,6% no rendimento térmico foram possíveis com reduções máximas de 81% na emissão de material particulado e 80% em NOx, pela queima mais eficiente do diesel na presença do vapor de etanol. Reduções notáveis na temperatura do ar comprimido foram atingidas, possibilitando a substituição dos “intercoolers”. A análise teórica da implantação do sistema desenvolvido, numa frota de veículos de transporte coletivo da região metropolitana de São Paulo, indicou viabilidade econômica e ambiental.

Palavras chave: Etanol pós-vaporizado, diesel, álcool, substituição de diesel por etanol, injeção no coletor de admissão, fumigação, combustível alternativo, motores de combustão interna.

ABSTRACT

FEITOSA, M. V. (2003). *Progress in the compression ignition engine fueled by diesel direct injection and by post-vaporized ethanol in the intake manifold*. São Carlos, 237p. Tese (Doutorado). Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

It was developed a supplementary fueling system for turbocharged compression ignition engines, which uses diesel injected usually in the combustion chamber and post-vaporized ethanol, that is injected in the liquid state inside the intake manifold and vaporized by the energy in the compressed air. It was possible to replace up to 55% of the diesel mass by ethanol; regular and repetitive operation was verified, result of the alcohol induction in the vapor state. It was verified that engine's efficiency and pollutant gases emissions were quite influenced by the fueling system developed: improvements of up to 25,6% in the efficiency were possible, with maximum reductions of 81% in particulate matter and 80% in NO_x, as a result of a more efficient diesel oxidation in presence of ethanol vapor. Notable reductions in the compressed air temperature were reached, making possible the substitution of the " *intercoolers* ". The theoretical analysis to implantation of the developed system, on vehicles of public transportation in the metropolitan area of São Paulo, indicated economical and environmental viability.

Key words: Post-vaporized ethanol, diesel, alcohol, diesel substitution by ethanol, intake manifold injection, fumigation, alternative fuel, internal combustion engines.

1 - INTRODUÇÃO

Há atualmente uma crescente corrida na busca de combustíveis alternativos aos derivados de petróleo. Essa necessidade por um novo combustível foi acarretada pelo aumento expressivo das frotas de automóveis no mundo com conseqüente aumento de emissões nocivas ao ambiente, legislações de emissões cada vez mais restritas, diminuição das limitadas reservas petrolíferas mundiais e instabilidades políticas nos países exportadores de petróleo.

Óleos vegetais, etanol e metanol são todos derivados de biomassa e, ao contrário do petróleo, são combustíveis renováveis. Além disto, combustíveis derivados da biomassa não desequilibram a quantidade de CO₂ livre na atmosfera, pois o dióxido de carbono gerado na combustão é utilizado por safras seguintes de vegetais para se produzir mais combustível, tal como verificado por CORSINI (1990).

Entre estes combustíveis alternativos, cada vez mais se destaca o etanol, que provém de fonte renovável, é um combustível oxigenado, menos poluente que os derivados de petróleo, é substância pura, miscível à água e de produção relativamente fácil. Todas estas características positivas estão sendo muito bem vistas (e exploradas) pelos Estados Unidos da América, os quais já tem a segunda maior produção de etanol do mundo, produzido a partir do milho. Neste país, cerca de 12% dos automóveis utilitários já rodam com uma mistura de gasolina e etanol, substituindo assim os aditivos anti-detonantes (redução da demanda do MTBE importado em cerca de 98000^(*) barris por dia – referente ao ano de 2000) e, além disso, diminuindo-se a emissão total de gases poluentes. Alguns automóveis “piloto” já rodam com 100% de etanol e, segundo a ENERGY INFORMATION ADMINISTRATION^(**), em 2001 foram produzidos 581.774 veículos que utilizam uma mistura de 85% de etanol e 15% de gasolina (E85), totalizando 2,6 milhões de veículos rodando com E85 até o ano em

^(*) WILLIAMS BIO ENERGY – site internet: <http://www.williamsbioenergy.com>

^(**) ENERGY INFORMATION ADMINISTRATION – <http://www.eia.doe.gov>

questão. Isto demonstra o grande interesse das autoridades americanas no “nosso combustível”.

Com relação aos motores movidos a óleo diesel, muito vem sendo estudado com o objetivo de se substituir parte deste combustível por etanol hidratado, que tem se mostrado viável do ponto de vista ecológico, sendo o etanol mais abundante e mais barato, produzindo queima mais limpa que a maioria dos óleos vegetais, pelo simples motivo de possuir uma molécula, formada por apenas dois átomos de carbono, fator este que facilita grandemente as reações químicas de oxidação em um motor de combustão interna. Muitas pesquisas foram realizadas nas décadas de 1980 e 1990 e, segundo CHAPLIN & JANIUS (1987), entre os combustíveis de origem vegetal, o etanol se mostrou o mais promissor para utilização na área agrícola, haja visto que em 1982, segundo os mesmos autores, o consumo de diesel nos EUA, referentes ao uso em máquinas agrícolas automotoras, chegou a aproximadamente 12 bilhões de litros.

Na área de substituição parcial de diesel por etanol, destaca-se a *Universidade de Ilinoís*^(*) e a *Pure Energy Corporation*^(**), as quais vem estudando e testando o “oxydiesel” que é uma mistura de 80 a 85% de óleo diesel de alta qualidade, 12 a 15% de etanol e 1 a 4% de aditivos para estabilizar a mistura, evitando-se a separação de fases, e que pode ser queimado por qualquer motor diesel, sem nenhuma modificação. Ensaio com este combustível indicaram uma redução de 41% na emissão de particulados, 5% na emissão de NO_x e 25% na emissão de CO, com uma queda de apenas 2 a 6% de autonomia.

Não há dúvidas de que as pesquisas que visam a substituição total ou parcial de diesel por combustível de fonte renovável são promissoras. Isto já foi reconhecido pelo governo norte americano, o qual vem dando grande incentivo à pesquisa envolvendo combustíveis provenientes de fontes renováveis.

Finalizando-se, uma frase exibida na GOVERNORS’ ETHANOL COALITION^(***) resume muito bem o apresentado: “O aumento do uso de etanol diminui as importações e melhora o ambiente e a economia”.

(*) Universidade de Ilinoís – site internet: <http://www.uiuc.edu>

(**) PureEnergy Corporation – site internet: <http://www.pure-energy.com>

(***) GOVERNOR’S ETHANOL COALITION – <http://www.ethanol-gcc.org>

2 – OBJETIVOS

Desenvolver, segundo nossa rica língua portuguesa^(*), significa aumentar, medrar (melhorar), progredir, incrementar. Por outro lado, inventar é o mesmo que gerar, criar ou dar existência a alguma coisa.

Exatamente neste contexto, tal como proposto no título deste trabalho, nada foi inventado ou criado, mas a partir de idéias, ensaios e desenvolvimentos anteriores realizados por grandes pesquisadores, efetuou-se um progresso na alimentação e no funcionamento de um motor do ciclo Diesel, através de alimentação mista de álcool etílico hidratado e vaporizado pelos gases comprimidos aquecidos contidos no coletor de admissão, em conjunto com a utilização de óleo diesel, injetado diretamente no interior do cilindro, isto para que fosse possível a diminuição da utilização de um combustível de fonte não renovável e o reaproveitamento da energia que seria desperdiçada no caso da utilização de intercoolers.

Sendo assim, um dos objetivos desta pesquisa consiste no estudo e desenvolvimento de sistema de injeção de etanol, em motor de ignição por compressão turboalimentado, para possibilitar uma substituição parcial de óleo diesel (combustível de fonte não renovável), por etanol hidratado (combustível de fonte renovável), visando também uma redução das emissões de óxidos de nitrogênio (NO_x) e de material particulado, poluentes estes muito comuns aos motores do ciclo Diesel.

A substituição parcial de óleo diesel não envolverá mistura destes dois combustíveis (utilização de oxidiesel ou emulsão) como vem sido feito por empresas e universidades norte-americanas; esta será realizada pela injeção de etanol líquido no coletor de admissão do motor, evitando-se assim a necessidade de utilização de bombas de alta pressão e bicos resistentes às altas pressões e temperaturas reinantes no interior do cilindro. Entretanto, a originalidade deste desenvolvimento, que o destaca de outros anteriores (pesquisas realizadas nas décadas de 1980 e de 1990), é que o álcool hidratado admitido pelo motor estará somente na forma de vapor, o que o tornará parcialmente movido a álcool vaporizado. Esta solução evitará a admissão de gotículas de combustível que podem provocar a pré-ignição da mistura previamente a injeção do óleo diesel no interior dos cilindros e o funcionamento irregular do motor tal como

(*) Dicionário Universal – Língua Portuguesa. Texto Editora, 2002 – <http://www.priberam.pt/DLPO>

verificado por vários pesquisadores durante as décadas de 1980 e de 1990. A vaporização do etanol será realizada pelo aproveitamento da energia disponibilizada pelo turbocompressor ao ar comprimido, energia esta que seria desperdiçada no caso do uso de um “*intercooler*”.

Além disto, como objetivos adicionais, porém tão importantes quanto o que foi acima descrito, pretende-se:

1. Determinar a máxima quantidade de etanol que o motor suporta sem prejuízos ao seu funcionamento (auto-ignição do vapor de etanol);
2. Substituir o uso do intercooler pelo processo de vaporização do etanol no coletor de admissão, aproveitando-se seu alto calor latente de vaporização na redução da temperatura do gás comprimido, eliminando-se as perdas de carga inerentes ao processo de trocas de calor neste dispositivo e tornando o sistema de arrefecimento e de admissão do gás comprimido mais eficiente;
3. Tornar o processo de queima no interior do cilindro mais rápido, haja vista a existência de vapor de combustível (etanol) no momento da ignição do óleo diesel injetado (combustível ignitor);
4. Diminuir as emissões de NO_x , pela redução da temperatura de admissão do gás.
5. Reduzir as emissões de material particulado, pela possível maior eficiência da combustão do diesel na presença do vapor de etanol.
6. Possibilitar o uso de etanol com maiores teores de água, sem prejuízos ao funcionamento do motor.
7. Efetuar análise econômica e ambiental da utilização de tal sistema de alimentação em grandes centros urbanos.
8. Realizar ensaios com o motor naturalmente aspirado a fim de obter-se dados comparativos.

3 – REVISÃO DA LITERATURA

3.1 – INTRODUÇÃO HISTÓRICA

Os motores térmicos vêm servindo o homem por mais de duzentos e cinquenta anos, porém, somente em 1860, os motores de combustão interna se tornaram uma realidade. Os primeiros motores desenvolvidos para uso comercial queimavam gás de carvão sob pressão atmosférica, não havendo compressão antes da combustão. J. J. E. Lenoir (1822-1900) desenvolveu o primeiro motor comercial deste tipo. Gás e ar eram arrastados para o interior do cilindro durante a primeira metade do curso do pistão. A combustão da mistura era iniciada por uma centelha, a pressão aumentava e os gases queimados transferiam trabalho ao pistão durante a segunda metade do curso. O ciclo era então finalizado com um tempo de exaustão. Foram construídos aproximadamente 5000 destes motores entre 1860 e 1865, com potências de até 6 HP e com eficiência máxima aproximada de 5%.

Um desenvolvimento mais eficiente foi introduzido por Nicolaus A. Otto (1832-1891) e Eugen Langen (1833-1895) os quais produziram cerca de 5000 motores atmosféricos similares aos de Lenoir, porém com eficiências térmicas da ordem de 11%.

Com a intenção de sobrepor o problema da baixa eficiência térmica e o excessivo peso dos motores da época, Otto propôs um ciclo motor constituído de quatro tempos de deslocamento do pistão: um tempo de admissão da mistura de ar e combustível, um tempo de compressão previamente a ignição, um tempo de expansão dos gases queimados onde trabalho era transferido ao eixo de manivelas e finalmente um tempo de exaustão. Ele também propôs a incorporação de um sistema de indução para formação de carga estratificada no interior do cilindro, porém não conseguido em prática. Seu protótipo de quatro tempos funcionou em 1876. O sucesso deste motor, em relação ao seu predecessor de queima a pressão atmosférica, se deu principalmente devido à enorme redução no peso e volume do motor, porém uma série de vantagens

podem ser observadas na Tabela 3.1. Em 1900, cerca de 50000 destes motores foram vendidos na Europa e nos Estados Unidos.

Tabela 3.1 - Comparação do motor Otto quatro tempos e motor Otto-Langen. (Fonte: HEYWOOD, 1988)

	OTTO & LANGEN	OTTO 4 TEMPOS
Potência (kW)	1,5	1,5
Peso (kg)	1750	544
Deslocamento do pistão (dm ³)	80,3	5,1
Rotação (rpm)	90	160
Eficiência mecânica (%)	68	84
Eficiência geral (%)	11	14

Porém, em 1884, foi encontrada uma patente francesa inédita, datada de 1862 e pertencente a Alphonse Beau de Rochas (1815-1893). Esta descrevia os princípios de um ciclo de quatro tempos. Esta descoberta colocou em dúvida a validade da patente de Otto, que foi invalidada na Alemanha. Beau de Rochas também explicitou em sua patente as condições para se atingir a máxima eficiência em um motor de combustão interna:

1. O maior volume possível do cilindro com a menor superfície;
2. A maior velocidade de trabalho possível;
3. A máxima taxa de expansão possível;
4. A maior pressão possível no início da expansão.

As primeiras duas condições limitam as perdas de calor a um valor mínimo; a terceira condição estabelece que quanto maior a expansão dos gases queimados, maior o trabalho extraído e a quarta condição afirma que quanto maior a pressão inicial maior será a expansão possível, refletindo em maior transferência de trabalho.

Embora o escrito inédito de Beau de Rochas tenha precedido os desenvolvimentos de Otto, ele nunca transformou suas idéias em realidade, logo Otto foi o inventor dos motores de combustão interna tal como conhecemos hoje.

Seguindo o impacto das conquistas de Otto, outros desenvolvimentos tornaram-se aparentes: na década de 1880 muitos engenheiros (por exemplo, Dugald

Clerk (1854-1913) e James Robson (1833-1913) na Inglaterra e Karl Bens (1844-1929) na Alemanha) obtiveram sucesso desenvolvendo motores de combustão interna de dois tempos, onde os processos de exaustão e de admissão ocorrem durante o fim do tempo de expansão e o começo do tempo de compressão.

James Atkinson (1846-1914), na Inglaterra, construiu um motor com um tempo de expansão maior que o de compressão obtendo-se alta eficiência para a época, porém com grandes impedimentos quanto à parte mecânica. Foi reconhecido que a eficiência era uma função direta da taxa de expansão, já que as taxas de compressão eram limitadas a menos de 4 para se evitar sérios problemas de auto-ignição com os combustíveis disponíveis na época.

Desenvolvimentos substanciais nos sistemas de carburação e de ignição ocorreram antes que os motores de alta rotação movidos à gasolina se tornassem disponíveis para uso em automóveis no final da década de 1880.

Com relação aos motores estacionários, o progresso também continuou: ao final da década de 1890, grandes motores mono cilíndricos com cilindros de 1,3m de diâmetro, movidos por gases de baixo poder calorífico, geravam 450kW a 90rpm. Na Grã-Bretanha, restrições legais com relação a combustíveis voláteis fizeram com que os construtores de motores transferissem suas atenções ao querosene; motores movidos a óleo e com baixa taxa de compressão, com vaporizadores externos para o combustível e com ignição elétrica, foram desenvolvidos obtendo-se eficiências comparáveis à dos motores a gás da época (14 a 18%). O modelo Hornsby-Ackroyd tornou-se o motor movido a óleo mais popular na Grã-Bretanha, sendo também construído em larga escala nos Estados Unidos.

Em 1892, o engenheiro alemão Rudolf Diesel (1858-1913) descreveu em sua patente um novo tipo de motor de combustão interna. Seu conceito de iniciar a combustão pela injeção de combustível líquido no ar aquecido somente pela compressão permitia uma duplicação da eficiência sobre os outros motores de combustão interna. Maiores taxas de expansão eram possíveis sem detonação; contudo um motor viável foi possível somente após cinco anos.

Os combustíveis também tiveram um grande impacto sobre o desenvolvimento dos motores. Gasolina e as frações mais leves de óleo tornaram-se disponíveis no final da primeira década de 1800 e vários tipos de carburadores foram desenvolvidos para aspergir o combustível e misturá-lo ao ar. Antes de 1905 houve

poucos problemas com a gasolina; apesar das taxas de compressão serem inferiores a 4, para se evitar a detonação, sua alta volatilidade refletia em facilidade de partida e em bom desempenho em tempos mais frios. Todavia, desenvolveu-se uma séria escassez de óleo cru e para suprir o aumento em 10 vezes da demanda de gasolina entre 1907 e 1915, a produção de óleo cru teve de ser aumentada. Através do trabalho de William Burton (1865-1954), um processo de “crackeamento” térmico foi desenvolvido onde óleos mais pesados eram aquecidos sob pressão e decompostos em componentes menos complexos e mais voláteis. Esta gasolina satisfazia a demanda, porém maiores pontos de ebulição criaram problemas de partida. Felizmente em 1912 foram introduzidos os primeiros motores de partida elétricos que vieram a resolver o então problema de partida.

Durante o período da Primeira Guerra Mundial foi obtido um grande avanço no entendimento de como os diferentes tipos de combustíveis afetavam a combustão, especialmente com relação à detonação. Um aditivo antidetonante (chumbo tetraetila), desenvolvido pela General Motors, tornou-se disponível comercialmente nos Estados Unidos em 1923. Ao final da década de 1930, Eugene Houdry verificou que óleo vaporizado passando por um catalisador entre 450 e 480°C, era convertido em gasolina de alta qualidade, com uma eficiência de produção muito maior que com a decomposição térmica.

Estes e outros avanços permitiram a produção em larga escala de combustíveis com melhores qualidades antidetonantes, possibilitando o aumento das taxas de compressão dos motores produzidos, melhorando-se potência e eficiência.

Durante as últimas quatro décadas, novos fatores tornaram-se importantes e agora afetam significativamente o projeto e a operação dos motores. Estes fatores estão intrinsicamente relacionados à necessidade de controle da emissão de poluentes e a diminuição do consumo de combustível.

O problema da emissão de poluentes por automóveis tornou-se aparente na década de 1940, em Los Angeles. Em 1952 foi demonstrado pelo Prof. A. J. Haagen-Smit que a fumaça urbana era resultado de reações entre óxidos de nitrogênio e hidrocarbonetos na presença da luz solar. Tornou-se claro que os automóveis eram as maiores fontes de emissões destes poluentes, tão como os causadores principais dos altos níveis de monóxido de carbono em áreas urbanas. Motores Diesel são uma significativa fonte de particulados, hidrocarbonetos e óxidos de nitrogênio. Como

resultado destes problemas, no início da década de 1960, leis de controle de emissões automotivas foram introduzidas primeiramente na Califórnia e logo após em todos os Estados Unidos. Leis similares foram introduzidas no Japão e na Europa. Redução substancial na emissão de motores de ignição por centelha e de motores Diesel foram conseguidas com o uso de catalisadores e com redução do teor de chumbo nas gasolinas aditivadas.

Durante a crise do petróleo, durante a década de 1970, o preço do petróleo subiu rapidamente. Melhorias na eficiência dos motores de combustão interna tornaram-se imprescindíveis, porém as normas de controle de emissões dificultaram as melhorias no consumo devido a restrição no uso de chumbo na gasolina, forçando a uma redução da taxa de compressão dos motores. Nesta época, muitos trabalhos foram desenvolvidos com relação ao uso de combustíveis alternativos à gasolina e ao diesel. Entre estes, os que receberam mais atenção, foram o gás natural, metanol e etanol.

Após mais de um século de desenvolvimentos, poderia-se pensar que os motores de combustão interna atingiram seu máximo aperfeiçoamento, mas este não é o caso: os motores de ignição por centelha e os motores de ignição por compressão continuam apresentando melhoras na eficiência, potência e emissões. Novos materiais tornaram-se disponíveis, oferecendo novas possibilidades em diminuição de peso, custo, perdas de calor, atritos.

Segundo HEYWOOD (1988) as oportunidades futuras no desenvolvimento de motores são substanciais e, como podemos verificar hoje, as melhorias e desenvolvimentos dos novos motores de combustão interna são bastante claras e provavelmente ainda ocorrerão por algumas décadas pois nenhum outro tipo de motor, tal como os elétricos ou os movidos por célula combustível, são competitivos aos “antigos” motores de combustão interna.

3.2 – CONCEITOS BÁSICOS

3.2.1 - CICLOS DE OPERAÇÃO DOS MOTORES A 4 TEMPOS

O princípio básico de funcionamento de um motor de combustão interna é o deslocamento descendente do pistão dentro de um cilindro, transmitindo trabalho através de uma biela e de uma manivela ao eixo de manivelas, tal como visto na Fig. 3.1

Figura 3.1 - Geometria básica de um motor de combustão interna

Em regime de rotação do eixo de manivelas, o pistão desenvolve um movimento cíclico. O pistão possui velocidade nula no ponto morto superior (PMS) e no ponto morto inferior (PMI) quando o volume do cilindro é mínimo e máximo, respectivamente. O volume mínimo do cilindro, V_c , é o volume da câmara de

combustão, V_t é o volume total máximo contido no interior do cilindro quando o pistão se encontra na posição mais baixa e V_d é o volume deslocado pelo pistão durante o seu curso, sendo equivalente a $V_t - V_c$. A razão entre o máximo volume, V_t , e o mínimo volume, V_c , contidos no cilindro é conhecida como taxa de compressão, TC . Valores de TC estão entre 8 a 14 para motores de ignição por centelha e 12 a 24 para motores de ignição por compressão.

$$TC = \frac{V_t}{V_c} \quad (3.1)$$

A maioria dos motores de combustão interna opera na forma conhecida como ciclo de quatro tempos, onde cada cilindro requer quatro tempos, ou cursos, do seu pistão (equivalente a duas voltas do eixo de manivelas) para completar a sequência de eventos que produz um tempo de potência. (Fig. 3.2)

Figura 3.2 - O ciclo de operação de quatro tempos (Fonte: Heywood, 1988)

O ciclo de quatro tempos divide-se em:

1. **Tempo de admissão** – inicia-se quando o pistão está no ponto morto superior (PMS) e termina quando o pistão atinge o ponto morto inferior (PMI), sugando mistura fresca para o interior do cilindro. Durante este tempo, a válvula de admissão está aberta e a válvula de exaustão se mantém fechada;
2. **Tempo de compressão** – quando as válvulas de admissão e de exaustão estão fechadas e o pistão desloca-se para cima, do PMS ao PMI, comprimindo a mistura no interior do cilindro a um volume muitas vezes inferior ao seu volume inicial. Quase ao final do tempo de compressão, a combustão se inicia e a pressão no interior do cilindro cresce rapidamente;
3. **Tempo de potência ou de expansão** – inicia-se quando o pistão está no PMS e termina quando este atinge o PMI conforme os gases sob alta pressão e temperatura empurram o pistão para baixo, forçando o eixo de manivelas a girar. Cerca de cinco vezes mais trabalho é gerado durante este tempo do que é perdido no tempo de compressão. Conforme o pistão atinge o PMS, a válvula de exaustão se abre para iniciar o processo seguinte;
4. **Tempo de exaustão** – onde os gases queimados residuais no interior do cilindro são expulsos pelo movimento de subida do pistão ao PMS. A válvula de exaustão permanece aberta durante o curso. Próximo ao PMS, a válvula de admissão se abre, fechando-se logo em seguida a válvula de exaustão, iniciando-se novamente o ciclo pelo tempo de admissão.

Os motores de ignição por centelha e os motores de ignição por compressão utilizam este ciclo de funcionamento, porém existem diferenças entre estes dois tipos de motores: os motores de ignição por centelha, representados pelos motores normalmente utilizados em veículos de passeio (movidos a gasolina ou a álcool), admitem ar e combustível durante o tempo de admissão e necessitam de uma centelha para que se inicie o processo de combustão. No caso dos motores de ignição por compressão, normalmente utilizados em caminhões e ônibus (motores diesel), o motor admite apenas ar durante o tempo de admissão. A combustão inicia-se quando combustível líquido é injetado no interior do cilindro, ao final do tempo de compressão do ar, não existindo vela que produza centelha. Como o trabalho aqui apresentado trata de motores de ignição por compressão (ciclo Diesel), maior ênfase será dada ao funcionamento deste último tipo.

3.2.2 - A OPERAÇÃO DOS MOTORES DE IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO

Em motores de ignição por compressão (ICO), apenas ar é admitido para o cilindro; o combustível (óleo diesel) é injetado diretamente no interior do cilindro (injeção direta) ou injetado em uma ante-câmara (injeção indireta) e então inicia-se o processo de combustão. O controle da rotação e do torque do motor é obtido variando-se apenas a quantidade de combustível injetado em cada ciclo, sendo que a vazão de ar para o cilindro, em uma dada rotação, é praticamente invariável com a carga aplicada ao motor (no caso de motores aspirados).

Há uma grande variedade de tipos de motores ICO, com aplicações bastante diversas: automóveis, caminhões, ônibus, locomotivas, navios, geradores, etc. Motores naturalmente aspirados, onde ar é admitido sob pressão atmosférica, motores turbinados, onde o ar admitido é comprimido por um compressor movido por uma turbina que utiliza energia dos gases de escape e motores supercarregados, onde o ar é comprimido por um compressor mecânico. Os sistemas de turbocarregamento e de supercarregamento aumentam a massa de ar admitida pelo cilindro, permitindo um aumento na vazão de combustível e, conseqüentemente, aumentando-se o trabalho produzido. Estes métodos são utilizados para reduzir o tamanho e o peso dos motores para uma dada potência gerada.

A taxa de compressão de motores diesel varia de 12 a 24, dependendo do tipo de motor e se este é aspirado ou turbocomprimido. Os tempos de abertura e de fechamento das válvulas de admissão e de exaustão são similares aos motores de ignição por centelha. A operação de um típico motor de ignição por compressão aspirado é ilustrada na Fig. 3.3. Durante o tempo de admissão, o ar admitido pelos cilindros é comprimido até aproximadamente 5 MPa e a uma temperatura de aproximadamente 800 K ($\sim 1000^{\circ}\text{C}$). A aproximadamente 20° antes do ponto morto superior (PMS) inicia-se a injeção de combustível no interior do cilindro, com um perfil de injeção típico apresentado na Fig. 3.3.

Após o combustível ser pressurizado pela bomba injetora, é injetado no interior do cilindro através de um bico injetor. Como a pressão no interior do cilindro no início da injeção, normalmente encontra-se na faixa de 50 a 100 atm, a pressão na

linha de combustível varia desde 200 até 1700 atm, dependendo do tamanho do motor e tipo de sistema de combustão utilizado. Estas grandes diferenças de pressão são necessárias para que o jato de combustível seja injetado na câmara de combustão a velocidades suficientemente altas para atomizar o líquido em pequenas gotículas, facilitando o processo de evaporação e o deslocamento desta massa através da câmara de combustão, promovendo a mistura entre o ar e o combustível.

Ao vaporizar-se o óleo diesel, formam-se regiões com misturas de ar e vapor de combustível dentro dos limites de queima. Como a temperatura e a pressão do ar comprimido estão acima do ponto de ignição do diesel, inicia-se a combustão espontânea da mistura, após instantes do início da injeção. Este intervalo é conhecido como atraso da ignição e ocorre devido ao tempo necessário para vaporização de uma fração do diesel e formação de uma mistura adequada para a queima de ar e vapor de combustível.

Após o início da combustão, a frente de chama arrasta-se rapidamente pelo interior do cilindro, queimando mais combustível que está vaporizado e misturado na proporção correta com o ar. Conforme o processo de expansão prossegue, as misturas entre combustível (líquido e vaporizado), ar e gases queimados continuam, sucedido por outras combustões. Sob cargas máximas, a massa de combustível injetada é aproximadamente 5% da massa de ar admitida pelo cilindro. O processo de exaustão é similar a de um motor de ignição por centelha de quatro tempos. Ao final do processo de exaustão, o ciclo inicia-se novamente.

Na Fig. 3.3, $\dot{m}_{fi}$ é a taxa de injeção de combustível, p a pressão no interior do cilindro, sendo que a linha sólida representa o um ciclo com combustão e a linha tracejada um ciclo sem combustão (injeção do cilindro desligada) e $\dot{m}_{fb}$ a taxa de queima de combustível (ou taxa de liberação de energia química) em função do ângulo do eixo de manivelas.

O sistema de injeção de diesel consiste de uma bomba de combustível mecânica de alta pressão, tubos de distribuição e bicos injetores, porém diferentes tipos de bombas e bicos são utilizados.

Figura 3.3 – Sequência de eventos durante a compressão, combustão e processo de expansão de um motor ICO aspirado. (Fonte: Heywood, 1988).

3.2.3 – O ÁLCOOL COMBUSTÍVEL

O álcool etílico ou etanol (C_2H_5OH) é obtido pela destilação, após a fermentação, do caldo extraído da cana-de-açúcar. Este caldo apresenta grande quantidade de energia na forma de açúcares, produzidos pela planta através da fixação do gás carbônico contido no ar e do aproveitamento da energia solar pela fotossíntese. Desta maneira, o açúcar produzido pela planta é uma fonte de energia diretamente proveniente do sol, enquanto que o álcool é uma fonte indireta.

Destaca-se no Brasil como o combustível mais indicado para a substituição do petróleo; as dimensões continentais do país e as condições climáticas favorecem

grandemente o plantio da cana-de-açúcar. Além disto, possuiu uma série de qualidades: não explosivo, é líquido sob temperatura ambiente, pouco tóxico, pouco poluente, oriundo de fonte renovável, facilmente transportável, produzido em larga escala e é uma substância pura, formada por apenas um composto químico.

O etanol combustível pode ser fornecido como hidratado (com cerca de 5% de água) ou anidro (etanol puro). Seu teor alcoólico pode ser expresso em graus INPM, expresso em porcentagem de álcool em massa na mistura ou graus GL, expresso em relação a porcentagem em volume.

A relação entre estas duas unidades é apresentada na Tabela 3.2.

Por se tratar de uma substância pura (formada por apenas um tipo de molécula), o etanol possui excelentes características como combustível para motores de combustão interna, principalmente quando é visada a utilização de álcool vaporizado, isto pois substâncias puras possuem pontos fixos de ebulição, ao contrário de combustíveis como o diesel ou a gasolina, que são formados por diversos hidrocarbonetos de diferentes pesos moleculares e pontos de ebulição.

Além disto, a simplicidade da molécula de etanol, formada por uma cadeia de apenas dois carbonos, e a existência de um átomo de oxigênio em cada molécula, facilita as reações de oxidação do combustível tornando a queima mais completa e eficiente, quando comparado ao diesel e a gasolina.

Tabela 3.2 - Relação GL – INPM. (Fonte: Santos, 1986)

°GL	°INPM
100,00	100,00
99,01	98,40
98,18	87,10
97,06	95,40
96,03	93,90
95,48	93,10
94,05	91,10
93,30	89,70
92,59	89,10
91,10	87,00

3.3 - PARÂMETROS DE ENSAIOS DE MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

3.3.1 - TORQUE E POTÊNCIA NO FREIO

Para se efetuar a medição do torque de um motor de combustão interna, este deve ser fixado a um suporte e conectado a um dinamômetro, através de um eixo, ao rotor do dinamômetro. A Figura 3.4 ilustra o princípio de operação de um dinamômetro, no qual o rotor é conectado ao estator apenas por fricção, que pode ser eletromagnética, hidráulica ou mecânica. O estator é suportado por rolamentos e a força de fricção causada pelo rotor pode ser medida através de uma balança, molas ou célula de carga.

Figura 3.4 - Esquema do princípio de operação de um dinamômetro

Utilizando-se a notação da Fig. 3.4, o torque transferido ao estator (T) será equivalente à força lida numa célula de carga, ou numa balança, multiplicado pelo comprimento do braço (b) de aplicação da força (F):

$$T = F \cdot b \quad (3.2)$$

A potência P , transferida pelo motor e absorvida pelo dinamômetro, é o produto do torque e da velocidade angular do motor:

$$P = \omega \cdot T = 2\pi \cdot n \cdot T \quad (3.3)$$

Onde n é a rotação do motor. Usando o sistema padrão internacional de unidades (SI), tem-se:

$$P(kW) = 2\pi \cdot n(\text{rev/s}) \cdot T(N \cdot m) \cdot 10^{-3} \quad (3.4)$$

O torque é um valor que define quão hábil é um motor para produzir trabalho, enquanto potência é a medida da taxa na qual o trabalho é produzido. O torque e a potência determinados de tal maneira são conhecidos como torque no freio e potência no freio. Esta última é a potência utilizável transferida do motor à carga, no caso, o freio (dinamômetro).

3.3.2 - TRABALHO E POTÊNCIA INDICADOS

Dados de pressão do interior do cilindro, durante o ciclo de operação do motor, podem ser utilizados para se calcular o trabalho transferido do gás ao pistão. A pressão no cilindro e o seu correspondente volume durante um ciclo, podem ser dispostos em um diagrama Pressão-Volume, tal como apresentado na Figura 3.5. O trabalho indicado por ciclo, $W_{i,c}$, para um cilindro, é obtido através da integração da curva em todo o ciclo, obtendo-se

Figura 3.5 - Exemplo de diagrama p-V. (Fonte: Heywood, 1988)

$$W_{i,c} = \oint p \, dV \quad (3.5)$$

Na Figura 3.5 , a área B + área C representam o trabalho transferido do pistão e dos gases no cilindro durante a admissão e exaustão, aqui denominado trabalho de bombeamento, W_p . O trabalho de bombeamento será **negativo** se a pressão durante o tempo de admissão for menor que a pressão durante o tempo de exaustão, situação encontrada em motores aspirados; por outro lado, o trabalho de bombeamento será **positivo** caso a pressão durante o tempo de exaustão for menor que a pressão durante o tempo de admissão, que é o caso de motores turbocarregados e sob alta carga de trabalho

A potência indicada por ciclo, a partir do trabalho indicado, é dada por:

$$P_{i,c} = \frac{W_{i,c} \cdot n}{N_r} \quad (3.6)$$

Onde N_r é o número de revoluções do eixo de manivelas para cada tempo de expansão por cilindro, sendo igual a 2 para motores quatro tempos e igual a 1 para motores dois tempos.

O termo $P_{i,c}$ representa a taxa no qual o trabalho é transferido dos gases dentro do cilindro para o pistão. Este difere da potência no freio, P_f pois esta última inclui a potência absorvida pelos atritos internos do motor e a potência absorvida pelos acessórios (bombas de água, óleo, etc.).

3.3.3 - PRESSÃO EFETIVA MÉDIA

A pressão efetiva média (p_{em}) é definida como a pressão constante teórica, que pode ser imaginada sendo exercida sobre o pistão durante cada ciclo de expansão do motor para produzir trabalho (ou potência) igual ao trabalho e potência indicados ou medidos (torque e potência no freio).

A pressão efetiva média indicada, $p_{em,i}$ é obtida dividindo-se o trabalho por ciclo pelo volume do cilindro deslocado por ciclo. O parâmetro obtido tem unidade de força por unidade de área. O trabalho por ciclo é obtido pela Equação (3.7):

$$W_{i,c} = \frac{P_i \cdot N_R}{n} \quad (3.7)$$

Logo:

$$p_{em,i} = \frac{P \cdot N_R}{V_d \cdot n} \quad (3.8)$$

Para o SI, teremos:

$$p_{em,i}(kPa) = \frac{P(kW) \cdot n_R \cdot 10^{-3}}{V_d(dm^3) \cdot N(rev/s)} \quad (3.9)$$

3.3.4 - CONSUMO ESPECÍFICO

Em testes dinamométricos, o consumo de combustível é medido a partir do fluxo mássico pelo tempo, $\dot{m}_f$, porém um parâmetro mais útil para análise dos ensaios é o consumo específico, sfc , apresentado como a descarga de combustível por unidade de potência produzida:

$$sfc = \frac{\dot{m}_c}{P} \quad (3.10)$$

Este parâmetro mede quão eficientemente um motor utiliza o combustível fornecido para produzir trabalho. Apresentado em unidades do SI:

$$sfc(mg/J) = \frac{\dot{m}_c(g/s)}{P(kW)} \quad (3.11)$$

ou

$$sfc(g/kWh) = \frac{\dot{m}_c(g/h)}{P(kW)} \quad (3.12)$$

Os valores de sfc podem ser dados em termos da potência no freio ou da potência indicada. Nestes casos, o parâmetro de consumo será então designado como consumo específico indicado, sfc_i ou consumo específico no freio, sfc_f

Reduzidos valores de sfc obviamente são desejados. Para motores de ignição por centelha, ótimos valores de sfc_f são da ordem de $75\mu g/J = 270g/kWh$ enquanto que para motores de ignição por compressão, $55\mu g/J = 200 g/kWh$.

3.3.5 - EFICIÊNCIA DE CONVERSÃO TÉRMICA

A eficiência de conversão térmica de um motor, também denominada de eficiência ou rendimento térmico, é apresentada por uma relação entre a quantidade de trabalho produzido por um motor e a quantidade de energia fornecida a este pelo combustível. A energia fornecida pelo combustível, que é liberada por combustão, é dada em massa de combustível por ciclo vezes o poder calorífico inferior do mesmo, PCI , o qual representa a energia disponível após oxidação completa do combustível. Este é determinado em um teste padronizado, no qual uma massa conhecida de combustível é totalmente queimada e a energia térmica liberada pela combustão é absorvida por um calorímetro conforme os produtos da combustão resfriam até sua temperatura original.

A eficiência de conversão térmica é então dada por:

$$\eta_f = \frac{W_c}{m_c \cdot PCI} \quad (3.13)$$

Utilizando-se a Eq. (3.7) :

$$\eta_f = \frac{(P \cdot N_R / n)}{(\dot{m}_c \cdot N_R / n) \cdot PCI} = \frac{P}{\dot{m}_c \cdot PCI} \quad (3.14)$$

Utilizando-se a Eq. (3.12) para substituir-se o termo $\dot{m}_c$ por sfc , obtêm-se:

$$\eta_c = \frac{1}{sfc \cdot PCI} \quad (3.15)$$

Apresentando-se em unidades:

$$\eta_c = \frac{1}{sfc(mg / J) \cdot PCI(MJ / kg)} \quad (3.16)$$

$$\eta_c = \frac{3600}{sfc(g / kW \cdot h) \cdot PCI(MJ / kg)} \quad (3.17)$$

Valores típicos de poder calorífico (ou calor de combustão) para os hidrocarbonetos de uso comercial variam de 42 a 44 MJ/kg.

Note que a energia fornecida ao motor, por ciclo, não é totalmente liberada como energia térmica durante o processo de combustão por existir queima incompleta dos combustíveis nos processos reais. Segundo HEYWOOD (1988), quando oxigênio suficiente está no interior do cilindro, para oxidar completamente o combustível, cerca de 96% da energia do combustível é transformada em energia térmica e transferida aos gases no interior do cilindro, porém, quando quantidades insuficientes de oxigênio estão presentes, uma diminuição deste valor é verificado.

3.3.6 - RAZÃO AR – COMBUSTÍVEL

Em testes de motores, normalmente são medidos os fluxos de massa de ar, $\dot{m}_a$, e de combustível, $\dot{m}_f$. A razão entre estes fluxos é bastante útil na análise dos parâmetros de operação dos motores. Sendo assim, podemos definir a razão ar-combustível (AC) como se segue:

$$AC = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_c} \quad (3.18)$$

A faixa de operação normal dos motores convencionais, de ignição por centelha, é $7 \leq AC \leq 18$ e para os motores de ignição por compressão, é $18 \leq AC \leq 70$.

Quando se trabalha com combustíveis vaporizados, torna-se mais conveniente a utilização da relação entre ar e vapor de combustível. Nestes termos, define-se então razão ar - vapor de combustível (AVC):

$$AVC = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{vc}} \quad (3.19)$$

Outro termo bastante relevante aos testes com motores de combustão interna é a razão de equivalência, λ , definida como a relação entre a razão ar / combustível e a razão ar/combustível estequiométrica (teórica):

$$\lambda = \frac{AC}{AC_{est}} \quad (3.20)$$

Esta relação define quão pobre (valores de λ maiores que a unidade) ou rica (valores de λ menores que a unidade) está a mistura. A unidade representa uma mistura estequiométrica (quantidade exata de ar para oxidação completa do combustível).

3.4 - COMBUSTÃO E POLUIÇÃO EM MOTORES ICO

3.4.1 – CARACTERÍSTICAS DA COMBUSTÃO

As características principais da combustão, em um motor de ignição por compressão (ICO), podem ser resumidas da seguinte maneira: O combustível é introduzido no interior do cilindro pelo sistema de injeção, ao final do estágio de compressão, momentos antes do início desejado da combustão. O combustível líquido, usualmente injetado a altas velocidades devido a alta pressão de injeção, é atomizado em pequenas gotículas. Estas começam a se vaporizar e misturar com o ar turbulento altamente pressurizado e aquecido no interior do cilindro. Como a temperatura e pressão do ar comprimido estão acima do ponto de ignição do combustível, ocorre a ignição espontânea das porções de vapor de combustível e ar que estão nas proximidades do limite de combustão.

A pressão no interior do cilindro aumenta conforme a queima da mistura de ar e vapor de combustível ocorre. O conseqüente aumento da pressão da parte não queimada diminui o atraso de ignição para a mistura de ar e vapor de combustível que entrou dentro dos limites de inflamabilidade, queimando rapidamente e também diminuindo o tempo necessário para a vaporização do combustível líquido remanescente. A injeção continua até que a quantidade desejada entre no cilindro. Atomização, vaporização, formação de mistura ar-vapor de combustível e combustão continuam até que todo o combustível injetado passe por cada fase do processo. Adicionalmente, a mistura do ar remanescente no cilindro com os gases queimados e em combustão, continua através do estágio de expansão.

Deste breve resumo, torna-se clara a grande complexidade do processo de combustão em um motor do tipo ICO. Detalhes de cada processo dependerão das características do combustível, da geometria da câmara de combustão, do sistema de injeção de combustível e das condições de operação do motor.

A fim de tornar mais claro o que foi citado acima, apresenta-se na Fig. 3.6, exibindo curvas típicas de pressão no interior do cilindro (p), de abertura do bico injetor de combustível (I_n) e da pressão na linha de combustível, obtidos a partir de testes

realizados por AUSTEN & LYN* apud HEYWOOD (1988) durante o período de compressão e de expansão de um motor ICO de injeção direta.

Figura 3.6 – Pressão no cilindro (p), levantamento da agulha do injetor (I_N) e pressão na linha de combustível (p_l) em função do ângulo do eixo de manivelas. (Fonte: Heywood, 1988)

Pela análise da Fig. 3.6 verifica-se que há um atraso de aproximadamente 9° entre o início da injeção e o início da combustão, identificado por uma mudança abrupta na inclinação da curva $p(\theta)$. A injeção continua, mesmo após o início da combustão, indo de aproximadamente 18° APMS (antes do ponto morto superior) até aproximadamente ao ponto morto superior; o pico de pressão é atingido por volta de 5° após o PMS. O diagrama da taxa de liberação de energia e da evolução de pressão no cilindro, obtido pelos mesmos pesquisadores, é apresentado na Fig. 3.7.

Na Figura 3.7 são apresentados os diagramas de taxa de injeção de combustível e de taxa de liberação de calor, calculados a partir dos valores que geraram os diagramas apresentados na Fig. 3.6. Estes resultados foram obtidos para motor diesel de injeção direta a 1000rpm e pressão média efetiva de 620 kPa.

* AUSTEN, A.E.W., LYN, W.T. (1960-1961). Relation between fuel injection and heat release in a direct injection engine and the nature of the combustion process. *Pro. Inst. Mech. Engrs.* Pp 74-62

Figura 3.7 – Diagrama de pressão, p , taxa de injeção, $\dot{m}_f$ e taxa de liberação de calor, $\dot{Q}_n$ em função do ângulo do eixo de manivelas. (Fonte: Heywood, 1988)

A análise da Fig. 3.7 indica uma desprezível liberação de calor até aproximadamente 20° APMS, verificando-se posteriormente uma pequena perda de energia durante o tempo de atraso de ignição (instante entre o início da injeção de combustível e o início da combustão). Esta perda se deve, principalmente, ao aquecimento e à vaporização do combustível, porém trocas de calor com as paredes do cilindro também estão envolvidas.

Após o atraso da ignição, observa-se um rápido aumento da pressão no cilindro e crescimento rápido da taxa de liberação de energia, atingindo-se o pico ainda na metade do tempo de injeção do combustível. Este rápido aumento se deve ao início da combustão, sendo que pode ser dividido em quatro fases distintas, tal como apresentado na Fig. 3.8, para melhor identificação de cada estágio do processo de combustão:

1. Primeiro Estágio: Atraso da Ignição (a-b) – período entre o início da injeção de combustível, na câmara de combustão, e o início da combustão propriamente dito. Nesta fase ocorre a vaporização de parte do combustível até então injetado (cerca de 20% combustível é injetado desde o início da injeção até o início da

combustão), formando uma mistura de ar e vapor de combustível passível de ser queimada;

2. Segundo Estágio: Estágio de Combustão Rápida (b-c) – representada por uma taxa de queima geralmente muito rápida, durando poucos graus de deslocamento do eixo de manivelas. Corresponde ao período de rápido aumento de pressão no interior do cilindro. Neste estágio, a combustão da mistura de ar e vapor de combustível, que está dentro dos limites de inflamabilidade, formada durante o atraso da ignição, ocorre rapidamente, resultando em alta taxa de liberação de energia;
3. Terceiro Estágio: Estágio de Combustão Controlada (c-d) – corresponde à região onde gradualmente se reduz a taxa de liberação de energia, apesar de geralmente formar-se um segundo pico de menor intensidade. Este é o principal período de liberação de energia, correspondendo a uma duração de aproximadamente 40° de deslocamento do eixo de manivelas. Normalmente cerca de 80% da energia total do combustível é liberada nestes dois períodos. A partir do momento que a mistura de ar e vapor de combustível produzida durante o atraso de ignição é consumida, a taxa de queima passa a ser controlada pela taxa na qual a mistura de ar e vapor de combustível ideal torna-se disponível para queima. Enquanto vários processos estão envolvidos (atomização, vaporização, mistura com o ar e reações de oxidação), segundo HEYWOOD (1988), a taxa de queima desta fase é controlada principalmente pelo processo de mistura do vapor de combustível com o ar;
4. Quarto Estágio: Estágio Final de Combustão (d-e) – refere-se à região onde a inclinação da curva de taxa de liberação de energia cai para valores quase nulos, onde uma pequena taxa de liberação de energia persiste durante muito do tempo de expansão. Há várias razões para isto ocorrer, porém parece mais plausível que as reações químicas do processo final de queima tornam-se mais lentas à medida que diminui a temperatura dos gases no interior do cilindro, durante o processo de expansão.

Figura 3.8 – Diagrama típico da taxa de liberação de energia em um motor diesel de injeção direta. (Fonte: Heywood, 1988)

onde

SOI refere-se ao início da injeção (“start of injection”)

EOI refere-se ao final da injeção (“end of injection”)

3.4.1.1 - Eficiência da Combustão

A eficiência da combustão está diretamente relacionada com a quantidade de combustível que foi totalmente oxidada. A fumaça, que é formada principalmente por carbono, juntamente com os hidrocarbonetos não queimados e o monóxido de carbono, representam uma oxidação incompleta durante o processo de combustão.

Segundo HEYWOOD (1988), em motores do ciclo Diesel, a ineficiência da combustão geralmente é inferior a 2%, podendo ser calculada pela seguinte equação:

$$1 - \eta_c = \frac{\frac{m_{CO} \cdot PC_{CO}}{m_{PE} + m_f} \sum_i X_i \cdot PC_i}{[m_f / (m_a + m_f)] \cdot PC_f} = \frac{\sum m_i \cdot PC_i}{m_f \cdot PC_f} \quad (3.21)$$

$$\sum m_i \cdot PC_i = 0,02 m_f \cdot PC_f$$

Onde X_i são as frações mássicas de CO, H₂, HC e particulados respectivamente, PC_i são os poderes caloríficos inferiores destas espécies e os subscritos f e a denotam combustível e ar. Os poderes caloríficos inferiores do CO e do H₂ são 10,1MJ/kg e 120MJ/kg respectivamente. No caso dos hidrocarbonetos não queimados, HC, o valor correto não pode ser determinado, utilizando-se então o poder calorífico inferior do combustível utilizado (geralmente entre 42 a 44MJ/kg) e, no caso dos particulados, admite-se que seja formada apenas por carbono (32,8MJ/kg).

A Fig. 3.9 apresenta a relação entre a eficiência da combustão e razão de equivalência. Para motores de ignição por centelha, a eficiência da combustão pode atingir valores de 95 a 98% no caso de uso de misturas pobres, onde existe maior disponibilidade de oxigênio. Para misturas ricas, a falta de oxigênio restringe a oxidação completa do combustível, reduzindo a eficiência com o aumento da razão de equivalência.

Para motores Diesel, que sempre operam com excesso de ar, a eficiência da combustão é normalmente superior a 98%.

Figura 3.9 – Variação da eficiência da combustão com a razão de equivalência combustível/ar. (Fonte: Heywood, 1988).

3.4.2 - EMISSÕES POLUENTES EM MOTORES ICO

3.4.2.1 - *Material Particulado (MP)*

Em motores do ciclo Diesel, material particulado consiste primariamente de um produto formado por carbono, gerado durante a combustão, no qual alguns componentes orgânicos foram absorvidos. É representado pela fumaça preta verificada nos gases de escape de alguns veículos movidos a diesel e pela formação de depósitos negros nas paredes dos escapamentos, comum a todo veículo a diesel.

A maior parte do material particulado produzido resulta da combustão incompleta do combustível, porém uma parte significativa se deve ao óleo lubrificante. Segundo HEYWOOD (1988), estudos realizados com marcas radioativas indicaram que, em um motor de injeção indireta, 2 a 25% da emissão de particulados tinha como fonte o óleo lubrificante, com maiores valores obtidos para rotações de 3000rpm.

De maneira geral, o processo de formação se inicia com a molécula de combustível contendo de 12 a 22 átomos de carbono e uma relação hidrogênio/carbono (H/C) de aproximadamente 2, finalizando-se com partículas de algumas centenas de nanômetros de diâmetro, compostas de esferas com 20 a 30nm de diâmetro e contendo cada uma em média, 10^5 átomos de carbono, com uma razão H/C de aproximadamente 0,1. Este processo é característico das condições impostas pelo funcionamento de um motor do ciclo diesel, sob temperaturas de combustão entre 1000 e 2800K (1273 a 3073°C), pressões de 50 a 100atm e com quantidades suficientes de ar para queimar totalmente o combustível (mistura pobre).

Ainda, segundo o mesmo autor, taxas de emissão de particulados típicas de um motor de injeção direta, estão na faixa de 500 a 1500mg/kW.h.

A composição do material particulado depende das condições dos gases de exaustão e do sistema montado para coleta deste material. Para temperaturas acima de 500°C, as partículas individuais são, principalmente, aglomerados de pequenas esferas de carbono (com reduzidas quantidades de hidrogênio), e com diâmetros individuais de aproximadamente 15 a 30nm cada esfera. Conforme a temperatura diminui a valores menores que 500°C, as partículas começam a se aglomerar com os componentes orgânicos de alto peso molecular, que estão condensados ou que foram absorvidos.

Dentre estes componentes estão hidrocarbonetos não queimados, hidrocarbonetos oxigenados (cetonas, ésteres, éteres, ácidos orgânicos) e hidrocarbonetos aromáticos polinucleares. Nos componentes condensados encontram-se também espécies inorgânicas como dióxido de enxofre, dióxido de nitrogênio, ácido sulfúrico, além de traços de cálcio, ferro, silício e cromo (encontrados no diesel) e de zinco e fósforo (freqüentemente utilizados, juntamente com o cálcio, em aditivos do óleo lubrificante).

A redução da emissão de particulados pode ser obtida com os sistemas de tratamento de gases de escape com os “*trap oxidizers*”. Nestes sistemas há um filtro ou um decantador (“trap”) que remove as partículas sólidas dos gases de escape.

Esta tecnologia é difícil de ser implementada, pois:

- 1 – O filtro, mesmo quando limpo, aumenta a pressão no sistema de exaustão;
- 2 – Esta pressão aumenta conforme o filtro retém material particulado;
- 3 – Sob condições normais de operação de motores diesel, o material particulado coletado não irá se oxidar;
- 4 – A partir do momento que a ignição do material acontece, o processo de queima deve ser cuidadosamente controlado para prevenir excessivas temperaturas, que podem danificar o conjunto.

A regeneração do filtro se dá pela queima do material particulado retido, aumentando-se sua temperatura até o ponto de ignição, provendo-se oxigênio contido nos gases de escape e removendo-se o excesso de energia liberado durante a oxidação. O material particulado entra em ignição a aproximadamente 500 a 600°C, temperaturas estas acima daquela encontrada nos gases de escape de motores do ciclo Diesel, para condições normais de funcionamento; logo, o gás que passa pelo sistema durante o processo de regeneração, deve ser aquecido (regeneração positiva) ou a ignição deve ocorrer sob temperaturas inferiores através do uso de materiais catalíticos (regeneração catalítica). Coberturas catalíticas nos sistemas reduzem a temperatura de ignição para valores da ordem de 200°C.

Segundo HEYWOOD (1988), um filtro de particulados, tal como apresentado na Figura 3.10, utilizado em um motor de injeção indireta turboalimentado, pode reduzir a emissão deste poluente em 70% ou mais.

A desvantagem do uso deste sistema se dá pela perda de carga provocada pela passagem dos gases de escape através dos estreitos canais deste equipamento. Segundo HEYWOOD (1988), a queda de pressão através dos extremos de um filtro desobstruído é de 0,02atm, a 1000rpm, e aumenta com o aumento da vazão de gases, atingindo 0,15atm para 4500rpm, implicando em significativa perda de potência, pois o motor tem que bombear os gases de exaustão para fora dos cilindros.

Figura 3.10 - “Trap oxidizer” – filtro para material particulado montado na exaustão de um motor diesel turboalimentado.

3.4.2.2 - Óxidos De Nitrogênio (NO_x)

Apesar do óxido nítrico (NO) e o do dióxido de nitrogênio (NO₂) estarem normalmente agrupados na forma de emissão de óxidos de nitrogênio (NO_x), NO tem produção predominante no interior do cilindro. A principal fonte deste poluente é a oxidação de nitrogênio molecular da atmosfera; contudo, se o combustível contém nitrogênio, uma fonte adicional de NO é produzida durante a queima do mesmo.

O mecanismo aceito para a formação deste poluente sugere que ocorra em uma combustão nas proximidades da razão estequiométrica. Sendo assim, as principais reações que governam a formação de NO, a partir de nitrogênio molecular, são:

NO se forma nas regiões de frente de chama e de pós-chama. Contudo, a combustão no interior do cilindro ocorre a tão altas pressões que a zona de reação de frente de chama é extremamente fina ($\sim 0,1\text{mm}$) e o tempo de residência neta região é bastante curto. Como a pressão no interior do cilindro cresce durante a maior parte do período de combustão, os gases queimados produzidos logo no início do processo são comprimidos a temperaturas superiores às encontradas imediatamente após a combustão. Logo a formação de NO na região de pós-chama sempre é superior a produção na região de frente de chama.

A taxa inicial de formação de NO, tal como desenvolvida por HEYWOOD (1988), é dada por:

$$\frac{d[\text{NO}]}{dt} = \frac{6 \cdot 10^{16}}{T^{1/2}} \exp\left(\frac{69,090}{T}\right) \cdot [\text{O}_2]^{1/2} \cdot [\text{N}_2] \quad (\text{mol/cm}^3 \cdot \text{s}) \quad (3.22)$$

É evidente a forte dependência de $d[\text{NO}] / dt$ com relação a temperatura, no termo exponencial da equação. Altas temperaturas e concentrações de oxigênio resultam em altas taxas de formação de NO.

As reações de equilíbrio químico relacionadas à formação de NO_2 indicam que, para os gases queimados, sob as temperaturas normais de chama em motores de combustão interna, a razão NO_2 / NO é extremamente pequena. Enquanto dados experimentais mostram que isto é verdadeiro para motores de ignição por centelha, em motores diesel a emissão de NO_2 pode representar de 10 a 30% da emissão total de óxidos de nitrogênio.

O mecanismo comumente utilizado para formação de NO_2 , a partir do NO formado na região de combustão, é dado por:

Conseqüentemente, a menos que o NO_2 formado durante a combustão seja resfriado pela mistura com fluido mais frio, a conversão de NO_2 para NO ocorre da seguinte maneira:

Esta explicação é consistente com os altos valores da razão NO_2 / NO verificados em motores diesel sob baixas cargas, quando regiões mais frias reduzem a temperatura dos gases queimados, evitando-se a decomposição de NO_2 para NO .

As Figuras 3.11 e 3.12 mostram exemplos de dados de emissão de NO e de NO_2 em motores de ignição por centelha e de ignição por compressão. O máximo valor da razão NO_2 / NO , em motores IC, é de 2%. Nota-se que a produção de NO depende da razão de equivalência da mistura ar-combustível. Produções máximas são obtidas para misturas próximas da estequiométrica.

No caso de motores ICO, a razão NO_2/NO é maior, atingindo máximos valores para baixas cargas e rotações, tal como exibido na Fig. 3.12.

Figura 3.11 - Concentração de NO e NO_2 nos gases de exaustão de um motor de ignição por centelha. (Fonte: Heywood, 1988)

O período crítico de formação ocorre quando a temperatura dos gases queimados é máxima, isto é, entre o início da combustão e logo após a ocorrência do pico de pressão. Misturas que são queimadas logo no início do processo de combustão são especialmente importantes pois são comprimidas a uma maior temperatura, aumentando a taxa de formação de NO conforme a combustão continua e a pressão no cilindro aumenta. Após o pico de pressão, a temperatura dos gases queimados diminui, conforme se expandem. Esta redução de temperatura, que também pode ser provocada

por diluição com mistura mais fria, causa redução das reações de formação de NO e de decomposição de NO₂.

Figura 3.12 - Fração de NO₂ no total de NO_x nos gases de exaustão de um motor diesel em função da pressão média efetiva. (Fonte: Heywood, 1988).

Diluentes adicionados ao ar de admissão (como recirculação de gases de escape, em valores inferiores a 20%) são bastante efetivos na redução da taxa de formação de NO. Estes atuam como redutores da temperatura dos gases em combustão. A Figura 3.13 mostra o efeito da diluição do ar admitido com N₂, CO₂ e gases de exaustão nos níveis de emissão de NO_x.

Segundo NICHOLLS et al. (1969), dados experimentais indicam que a concentração de NO contido nos gases de escape de um motor coincide aproximadamente com as concentrações de equilíbrio químico correspondentes ao pico de combustão ou de temperatura de chama no ciclo motor; óxido nítrico é formado rapidamente durante a combustão e sua concentração mantém-se relativamente constante durante o tempo de expansão e de exaustão. Sua análise teórica representa muito bem a influência dominante da temperatura na concentração de NO, tal como exposto na Figura 3.14.

Figura 3.13 - Efeito da redução na concentração de oxigênio, por diferentes diluentes, nas emissões de NO_x em motor diesel de injeção direta. (Fonte: Heywood, 1988)

Figura 3.14 – Influência da temperatura no equilíbrio químico da concentração de NO (Fonte: Nicholls et al, 1969).

Observa-se que uma redução na temperatura de combustão implica em redução na concentração de NO sugerindo que um possível meio de controle deste tipo de emissões seja a redução do valor do pico de temperatura de combustão no ciclo, tal como proposto em um estudo teórico conduzido por KOPA et al. (1964).

Um método alternativo à diluição da mistura admitida com gases de escape consiste na injeção de um líquido inerte e não combustível ao sistema de admissão do motor, tal como experimentado por NICHOLLS et al. (1969), que utilizou injeção de água no coletor de admissão de um motor de ignição por centelha mono cilíndrico do tipo CFR, idéia esta já experimentada anteriormente por RICARDO (1935), o qual reportou sucesso na supressão de pré-ignição em um motor à gasolina, utilizando para isto um carburador auxiliar para injeção de água no coletor de admissão. Uso similar foi verificado durante a Segunda Guerra Mundial, na operação de motores aeronáuticos de grande potência.

A Fig. 3.15 ilustra o sistema de injeção de água experimentado por NICHOLLS et al (1969), consistindo de um coletor de admissão, carburador, bico injetor de água e sistema de controle do fluxo de água injetado por regulação da pressão na linha.

Figura 3.15 – Sistema experimental de injeção de água utilizado em motor CFR (fonte: Nicholls et al., 1969)

Um funcionamento estável e reproduzível do motor só era possível quando o “*spray*” de água estivesse finamente atomizado; para isto utilizou-se um tubo capilar extremamente fino, servindo este como bico injetor.

Observou-se que a injeção de água foi bastante efetiva na redução de NO, obtendo-se decréscimos de até 90% para razões de massa de água / massa de combustível (m_{ag}/m_c) igual a 1, tal como exibido nas Figuras 3.16 e 3.17.

Figura 3.16 – Resultados experimentais da influência da injeção de água na emissão de NO - pressão no coletor de admissão = 14,7psi, TC = 8,5:1, tempo de ignição = 28° APMS (fonte: Nicholls et al., 1969)

Figura 3.17 – Resultado experimental da redução de NO pela injeção de água para $\lambda = 1,08$ (fonte: Nicholls et al., 1969).

Nitrogênio contido no combustível, tal como apresentado abaixo, também é outra fonte de NO_x .

FRAÇÃO	QUANTIDADE MÉDIA DE NITROGÊNIO
	(% do peso)
ÓLEO CRU	0,65
DESTILADOS PESADOS	1,4
DESTILADOS LEVES	0,07

(Fonte: Heywood, 1988)

Durante o processo de destilação do petróleo, o nitrogênio concentra-se nas frações de maiores pontos de ebulição. Previamente ao início da combustão, os produtos nitrogenados presentes no combustível ficam expostos a decomposição térmica. Possíveis precursores da formação de NO , a partir do combustível, são componentes nitrogenados de baixo peso molecular como NH_3 , HCN e CN , porém, segundo HEYWOOD (1988), não existem informações detalhadas sobre este processo de formação.

3.4.2.3 - Hidrocarbonetos Parcialmente Queimados (HC)

Este grupo de poluentes é um dos mais difícil de ser caracterizado devido à abundância de componentes que pode possuir. Segundo SHER (1998), cerca de 400 compostos orgânicos são identificáveis na exaustão de veículos, variando, em termos de toxicidade, desde substâncias atóxicas, como o metano, até aquelas altamente tóxicas, como o 4-hidroxibifenil.

Segundo SHER (1998), existem cinco principais fontes de hidrocarbonetos em motores de ignição por compressão:

- 1 – Combustível não queimado totalmente nas regiões onde a mistura ar-combustível é extremamente pobre, muito além dos limites de combustão;

- 2 - Combustível não queimado totalmente nas regiões onde a mistura ar-combustível é extremamente rica para uma combustão completa;
- 3 - Penetração excessiva do combustível na câmara de combustão, resultando em paredes do cilindro atingidas pelo combustível;
- 4 - Redução repentina das reações de oxidação por resfriamento da mistura durante o processo de expansão;
- 5 - Vazamento de combustível pelos bicos após o término da injeção.

A primeira fonte é mais significativa para marcha lenta e para baixas cargas, onde a mistura é excessivamente pobre. Emissões geradas por este tipo de fonte podem ser reduzidas diminuindo-se o atraso de ignição da mistura; isto ocorre conforme a carga aumenta, resultando em uma combustão mais limpa. Avanço no momento de injeção aumenta a temperatura e a pressão no interior do cilindro, reduzindo a emissão de HC.

A segunda causa de emissão de HC é a superalimentação de combustível ou a mistura inadequada do ar com o combustível; com oxigênio disponível insuficiente, parte do combustível não irá oxidar totalmente, resultando em liberação de fumaça preta.

A terceira, penetração excessiva do combustível, mais influente em motores com cilindros de pequenos diâmetros, possui influência significativa na emissão de HC.

Como quarta fonte, o resfriamento excessivo da mistura tem contribuição significativa apenas sob condições específicas de operação do motor.

Finalmente, combustível pode ser retido nos furos do injetor após o término da injeção. Este entra na câmara tardiamente no ciclo, resultando em queima incompleta e aumento da emissão de HC.

Com relação aos motores que admitem misturas de ar e combustível pelo coletor de admissão (motores de ignição por centelha) pode-se ainda destacar outras fontes:

- 1 - Resfriamento ou extinção da chama nas proximidades das paredes da câmara de combustão;
- 2 - Extinção da chama nos espaços entre anéis-cilindro-pistão.

No primeiro caso, ao expandir-se pela câmara de combustão, a frente de chama encontra uma camada extremamente fina de gás adjacente às paredes (entre 0,05 e 0,4mm de espessura). Nesta, as reações de oxidação são reduzidas e a chama se extingue, não queimando completamente a mistura de ar e vapor de combustível contida neste volume.

No segundo caso, ar e vapor de combustível retidos nos espaços entre pistão, anéis e cilindro não são queimados pois a chama é impedida de entrar em tão estreitas entradas. Segundo SHER (1998), esta é a maior fonte de HC em motores IC.

3.4.2.4 - Monóxido de Carbono (CO)

Em motores de combustão interna, as emissões de monóxido de carbono (CO) são controladas, principalmente, pela razão ar / combustível, tal como pode ser verificado pela análise da Fig.3.18 que apresenta os níveis de CO medidos nos gases de exaustão de um motor convencional de ignição por centelha para diferentes composições de combustível. Na Fig. 3.19 os mesmos dados são apresentados contra a razão de equivalência.

A concentração de CO aumenta prontamente com a diminuição da razão de equivalência (aumento da quantidade de combustível). O contrário acontece quando a mistura é empobrecida, tendendo a valores próximos a zero quando a razão de equivalência é maior que 1.

Como os motores de ignição por centelha geralmente operam numa condição próxima à estequiométrica em cargas parciais, e com misturas ricas para plena carga, os níveis de emissão de CO são relativamente altos e devem ser controlados; por outro lado, em motores de ignição por compressão, a emissão de CO é baixa o suficiente para ser considerada menos crítica, isto porque os motores Diesel trabalham com misturas muito pobres, geralmente com $\lambda > 1,5$, resultando em valores de emissão de CO inferiores a 0,5%.

Figura 3.18- Variação da emissão de CO, em motor de ignição por centelha, para diferentes combustíveis em função da razão A/C.(Fonte: Heywood, 1988)

Figura 3.19 Variação da emissão de CO, em motor de ignição por centelha, para diferentes combustíveis em função de λ .(Fonte: Heywood, 1988)

3.4.2.5 - Influência do Teor de Oxigênio

IIDA & SATO (1988) analisaram o efeito da concentração de oxigênio, no ar admitido por um motor do ciclo Diesel de injeção direta, nas emissões de NO_x e de particulados. Para isto utilizaram um motor monocilíndrico admitindo ar com diferentes concentrações de oxigênio (21, 23, 25 e 27%) e funcionando a rotação constante de 2000rpm.

O aumento da concentração de O₂ no ar admitido fez com que o nível de particulados e de HC sofressem redução significativa para todas as cargas testadas. A adição de 2% de oxigênio, em volume, reduziu a fumaça quase a zero; no caso da emissão de particulados, para 110% da carga, o benefício foi marcante, com redução de aproximadamente 70%, tendência esta não tão significativa para as baixas cargas. Em contrapartida, a emissão de óxidos de nitrogênio aumentou exponencialmente com o aumento do teor de oxigênio no ar admitido.

A temperatura dos gases de exaustão sofreu uma pequena redução com o aumento do teor de O₂ admitido, pois houve um decréscimo no consumo de combustível para a mesma potência produzida, isto devido a uma oxidação mais eficiente.

Com relação ao tempo de injeção, IIDA & SATO (1988) concluíram que com um retardo no momento da injeção (injeção mais próxima do PMS), a máxima pressão no cilindro diminuía, reduzindo-se também a temperatura do gás no interior do cilindro e os níveis de NO_x emitidos, mas aumentava-se a emissão de particulados e de HC por redução na taxa de oxidação causada pelo decréscimo das temperaturas durante todo o ciclo termodinâmico.

3.5 - MÉTODOS PARA O USO DE ETANOL EM MOTORES ICO

Muito vem sendo estudado com relação à utilização de combustíveis alternativos para motores do ciclo Diesel, visando-se principalmente a uma menor dependência das fontes petrolíferas e menor emissão de gases poluentes.

Após extensa revisão bibliográfica de material publicado nos últimos 30 anos, verificou-se a existência de 5 principais métodos de substituição de diesel por etanol, tal como apresentados a seguir:

3.5.1 – ADITIVAÇÃO DO ETANOL PARA SUBSTITUIÇÃO TOTAL

A substituição total de óleo diesel por combustível alternativo (metanol ou etanol) é totalmente possível com a utilização de aditivos que aumentam o número de cetanos do combustível. Tal como visto na Tabela 3.3, o número de cetanos do metanol e do etanol é bastante baixo em comparação ao do óleo diesel, logo, segundo HOLMER et al. (1980), uma grande quantidade de aditivo deverá ser adicionada a tais álcoois para que o motor funcione adequadamente.

Tabela 3.3 – Propriedades de vários combustíveis. (Fonte: HOLMER et al., 1980).

Propriedade	Metanol	Etanol	Gasolina	Diesel
Densidade (kg/m ³)	796	794	700-780	830
Ponto de ebulição (°C)	65	78	30-225	180-330
Temp Autoignição (°C)	470	420	220-260	200-220
Poder calorífico inferior (MJ/kg)	19,7	27,0	44,0	42,8
Calor latente Vaporização (kJ/kg)	1100	840	350	300
Razão A/C _{est}	6,4	9,0	14,7	14,6
Número de Octanos	106-108	106-108	91-105	30
Número de Cetanos	3	8	0-10	50
Viscosidade a 20°C (cp)	0,60	1,2	0,29	3,9

Um aditivo testado por HOLMÉR *et al.* (1980) foi o “CETANOX” ($C_8H_{17}NO_3$), numa mistura de 20% de aditivo e 80% de metanol, obtendo-se um combustível com número de cetanos igual a 35, valor este bem mais próximo ao do óleo diesel (45 a 50 cetanos) do que do metanol (3 cetanos). Esta quantidade de aditivo foi adequada para o funcionamento do motor a 25°C, porém a temperaturas inferiores, a partida a frio foi impossível.

Os resultados de Holmér mostraram a viabilidade técnica da substituição total do óleo diesel por metanol ou etanol, entretanto, o preço do aditivo era tão alto que tornava o método inviável com o uso de combustíveis com tão baixo número de cetanos, os quais necessitam de grande quantidade de aditivos. Seus testes indicaram também que o desgaste dos anéis do motor, funcionando apenas com metanol aditivado, era aproximadamente 3 vezes superior ao do mesmo funcionando apenas com óleo diesel.

Utilizando DNTEG (Dinitrato de Tietilenoglicol), SANTOS (1986) verificou que o uso de teores da ordem de 5% deste aditivo no etanol hidratado eram suficientes para o funcionamento perfeito de um motor de ignição por compressão utilizando apenas álcool etílico como combustível. Para esta quantidade de aditivo o número de cetanos do etanol foi elevado a aproximadamente 25.

Um problema verificado por SANTOS (1986) foi a alta toxicidade do aditivo utilizado, o qual provocava fortes dores de cabeça quando inalado. Este também atua como um violento veneno quando ingerido por ratos (ANDERSON & MEHL, 1973).

GOERING *et al.* (1992) também trabalharam com substituição de diesel por etanol, sem modificação no motor de testes, e concluíram necessária a utilização de aditivo que aumentasse o número de cetanos do etanol. Para isto, foi utilizado um aditivo conhecido como AVOCET, na proporção de 4%.

Segundo os pesquisadores, o mecanismo pelo qual tais aditivos causam a auto ignição do etanol não é totalmente conhecido. De acordo com HARDENBURG & SCHAEFER* apud GOERING *et al.* (1992), a decomposição das moléculas de nitrato, induzida pela temperatura, resulta em radicais que reagem com o etanol, iniciando e acelerando a reação em cadeia da combustão.

* HARDENBURG, H.^o, SCHAEFER, A.J. (1981). The use of ethanol as a fuel for compression-ignition engines. SAE paper 811211.

HANSEN et al. (1989) realizaram testes em um motor diesel funcionando apenas com etanol injetado na câmara de combustão, na proporção de 6% de aditivo para melhorar as características de ignição do combustível. Utilizou-se o HICET 3A (2-etil-exyl-nitrato) e o BLENDOL MW, este último atuando também como agente lubrificante e inibidor da corrosão.

Seus resultados indicaram que, em média, o atraso da ignição do etanol aditivado foi consideravelmente menor que no caso do motor funcionando com diesel puro, e as máximas taxas de liberação de energia no estágio de queima rápida também foram reduzidas, principalmente sob altas pressões médias efetivas.

Segundo HANSEN et al. (1989), a razão para a redução do estágio de combustão controlada durante o tempo de expansão, no caso do motor movido a etanol aditivado, se deve ao fato de que as moléculas mais pesadas do óleo diesel, que possuem maiores pontos de ebulição, são caracterizadas por queima mais lenta e estão envolvidas com a oxidação no estágio de combustão controlada. Isto não ocorre com o etanol, que é formado por uma substância pura, formada por cadeias de dois carbonos e que possuem ponto de ebulição fixo em função da pressão.

Com relação ao consumo volumétrico de combustível, as medições dos pesquisadores confirmaram que estava entre 37 a 43% maior que quando do uso de diesel puro, isto para uma condição de máxima alimentação, resultado da grande diferença de poderes caloríficos dos dois combustíveis.

3.5.2 - EMULSÃO / MISTURAS DIESEL-ETANOL

Emulsão consiste na mistura direta do álcool ao óleo diesel, podendo esta ser realizada sem a adição de aditivos, quando a adição de álcool é relativamente pequena, ou com o uso de aditivos emulsificantes, quando se pretende utilizar grandes proporções.

Com a adição de álcoois ao óleo diesel, o número de cetanos da mistura sempre será menor ao do diesel puro, dependendo do tipo e da quantidade de álcool adicionado ao diesel. Neste caso, o uso de aditivos que melhoram o número de cetanos do combustível também é necessária quando uma emulsão com maior quantidade de álcool é utilizada.

FUJISAWA & YOKOTA (1981) desenvolveram um sistema de injeção que produzia uma mistura do álcool e do diesel, na linha de alta pressão, entre a bomba injetora e o injetor. A linha de alta pressão ajudava a manter a emulsão estável, evitando-se a separação dos dois combustíveis.

HOLMÉR et al. (1980) mostraram a possibilidade de uma substituição de até 32% de diesel com o motor operando em carga máxima. BORUFF* et al. Apud CHAPLIN & JANIUS (1987) utilizaram uma microemulsão como combustível e mostraram uma redução nas emissões de particulados e de monóxido de carbono, porém com aumento na emissão de hidrocarbonetos não queimados.

HANSEN et al. (1989), além de realizarem testes em um motor diesel com substituição total por etanol, também realizaram testes com misturas de diesel-etanol sem a adição de aditivos emulsificantes, o que limitou, por questões de separação de fases, a um máximo de 15% a fração de álcool no diesel.

Os pesquisadores verificaram que o atraso da ignição do combustível tendia a aumentar com o aumento da proporção de etanol na mistura, sob todas as cargas, como era previsto conhecendo-se as pobres características de ignição do etanol. A análise da Fig. 3.22 indica que o uso de aditivo detonante ao álcool reduz o atraso na ignição e tende a se tornar mais efetivo conforme a porcentagem de etanol aumenta.

Figura 3.21 – Atraso de ignição, eficiência térmica, máxima taxa de liberação de energia e duração do estágio de combustão controlada com relação à porcentagem de etanol – motor a 1719rpm e pressão média efetiva de 484kPa.

* BORUFF, P. A.; SCHWAB, C. E.; GEORING, C. E.; PRYDE, E. H. (1982). Evaluation of diesel fuel-ethanol microemulsions. *Transactions of the ASAE*, 28(1), pp: 47-53.

Além de maiores atrasos da ignição, as taxas de aumento de pressão e as taxas de liberação de energia no estágio de combustão rápida são aumentadas com o aumento da proporção de etanol. Como pôde ser visto na Fig. 3.21, a duração do estágio de combustão rápida é diminuída conforme se aumenta a proporção de etanol, e a eficiência térmica sofre aumento.

O uso de aditivo detonante ao etanol ajuda a reduzir a taxa de energia liberada no estágio de combustão rápida, transferindo-a para a fase seguinte, aumentando o tempo de duração desta última. Isto significa que uma proporção do combustível que é normalmente queimada no estágio de combustão rápida, é oxidada posteriormente no estágio de combustão controlada.

A mistura de etanol ao diesel também resultou em um aumento da eficiência térmica do motor. Este aumento está relacionado à maior liberação de energia no primeiro estágio de combustão. Sob máximo torque, HANSEN et al. (1989) verificaram um ganho de 17% na eficiência térmica do motor para uso de mistura com 15% de etanol e 85% de diesel. Ao utilizar-se aditivo detonante, este ganho foi reduzido para 7%, tal como apresentou a Fig. 3.21.

Níveis de fumaça também diminuíram com a mistura de 15% de etanol ao diesel, enquanto o uso de aditivo detonante praticamente anulava tal vantagem (Fig. 3.22). A redução na duração do estágio de combustão controlada, resultando em redução na temperatura de exaustão com a adição de etanol ao diesel, indica que uma combustão mais rápida e completa foi responsável pelo aumento na eficiência térmica e pelos menores níveis de emissões de fumaça.

Figura 3.22 - Emissões de fumaça para motor a 2250rpm, em função da pressão média efetiva para mistura de 15% de etanol ao diesel. (Fonte: Hansen et al, 1989).

BERMUDO & SILVÉRIO (1983) realizaram testes com um motor Diesel de injeção direta, utilizando diesel puro como referência e misturas diesel/etanol anidro em proporções que variavam de 2 a 12% de etanol, sem o uso de aditivos emulsificantes ou detonantes.

A tabela 3.4 mostra seus resultados para 100% da carga indicando uma redução na potência total e aumento do consumo específico de combustível com o aumento do teor de álcool no diesel.

Tabela 3.4 - Resultados de BERMUDO & SILVÉRIO (1983) para 100% da carga.

ETANOL	PLENA CARGA – 100%	
	VARIAÇÃO DA POTÊNCIA	VARIAÇÃO DO CONSUMO ESPECÍFICO
5%	-2,3%	+1%
7%	-3,9%	+2,7%
10%	-4,2%	+1,7%
12%	-5,3%	+2,4%

Para os ensaios apresentados na Tabela 3.4 pode-se verificar que em todas as condições de substituição de diesel por etanol, houve queda na potência e aumento no consumo específico, como era esperado pelas diferenças entre os poderes caloríficos dos dois combustíveis (1kg de etanol possui aproximadamente 65% da energia de 1kg de óleo diesel), porém para cargas parciais, houve situações em que redução no consumo específico foi notada (Tabela 3.5). Uma hipótese levantada pelos pesquisadores, a respeito do ocorrido, seria que a presença de etanol anidro no diesel melhorava o processo de combustão, proporcionando uma queima mais completa e provocando a redução da quantidade de partículas não queimadas pela presença do oxigênio existente na estrutura molecular do etanol, melhorando o rendimento térmico do motor.

Nos ensaios que geraram os resultados apresentados na Tabela 3.5, foram mantidos constantes o momento de força e a rotação do motor, ou seja, a potência do mesmo foi mantida inalterada.

Para a mistura de 10% de etanol anidro ao diesel, foi medido o número de cetanos, resultando em 46, sendo este valor sete unidades inferior ao do óleo diesel puro (igual a 53). Segundo os autores, o valor medido para a mistura de 10% de etanol e 90%

de diesel encontra-se dentro do limite aceitável (de 35 a 40) para as condições de funcionamento do motor.

Tabela 3.5 - Resultados de BERMUDO & SILVÉRIO (1983) para cargas parciais.

ETANOL	VARIAÇÃO DO CONSUMO ESPECÍFICO		
	75% DA CARGA	50% DA CARGA	25% DA CARGA
5%	-3,3%	-3,3%	-2,7%
7%	-1,0%	-1,7%	-2,8%
10%	+0,8%	-1,0%	+1,0%
12%	+2,7%	-2,6%	+3,0%

3.5.3 - UTILIZAÇÃO DE CARBURADORES

O uso de carburadores no coletor de admissão como sistema auxiliar de adição de combustível alternativo a motores do ciclo Diesel foi também testado (HÓLMER et al., 1980). Nestes casos, a ignição da mistura deve ser realizada pelo diesel injetado no interior do cilindro, mas resultados insatisfatórios foram obtidos pois o alto calor latente de vaporização do combustível auxiliar utilizado (metanol ou etanol) tende a um alto resfriamento da mistura admitida, provocando falhas na ignição da mistura “*missfiring*” sob baixas cargas. No caso de plena carga, era notada uma auto ignição incontrolável.

Nestas condições, apenas uma pequena quantidade de diesel pôde ser substituída. Além disto, segundo os pesquisadores, por haver mistura de combustível com o ar admitido, espera-se contaminação do óleo lubrificante com o combustível auxiliar.

Tendo em vista tais problemas, AJAV et al. (1998) realizaram estudos com a substituição parcial de óleo diesel por etanol adicionado ao coletor de admissão de um motor ICO estacionário de 7,4kW, através do uso de um carburador e por pré-aquecimento do coletor de admissão por recirculação de gases de escape, proporcionando um aquecimento do ar admitido a fim de obter-se uma vaporização

mais eficiente. Os testes eram então realizados com motor funcionando apenas com diesel, com substituição parcial do diesel por álcool sem pré aquecimento do ar (20°C) e com substituição parcial do diesel por álcool com aquecimento do ar admitido (50°C).

A taxa de substituição do diesel utilizada pelos pesquisadores variava com a carga do motor, porém era da ordem de 34% para cargas até 50% e de 15% para plena carga. Este decréscimo da substituição de diesel por etanol ocorria pois o fluxo de etanol liberado pelo carburador instalado era basicamente fixo, resultando em menor substituição conforme aumentava-se a carga. Estes resultados são coerentes com os resultados obtidos por GOERING et al. (1992) que, apesar de utilizarem bicos injetores, verificaram que a taxa de substituição de diesel diminuía conforme era aumentada a carga.

AJAV et al. (1998) reportaram um aumento na eficiência térmica a cargas elevadas (acima de 75%) quando da substituição parcial do diesel por etanol carburado. As máximas eficiências térmicas foram obtidas para carga parcial de 75%, com valores de 27% para condição de substituição parcial de diesel por etanol sem ar pré-aquecido, 25,7% para diesel puro e 26,7% para substituição parcial de diesel por etanol com ar pré aquecido, tal como pode verificar-se na Fig. 3.23.

Medidas das temperaturas dos gases de escape e do óleo lubrificante indicaram redução quando do uso de álcool carburado no coletor de admissão. Para plena carga, verificou-se uma redução na temperatura dos gases de escape de aproximadamente 20°C . Segundo AJAV et al. (1998), isto se deve à oxidação do etanol, que possui temperatura de chama inferior a do diesel, porém também se deve levar em conta que o alto calor latente de vaporização do etanol também influencia a diminuição da temperatura de exaustão por reduzir a temperatura de admissão. Pelas mesmas razões, verificou-se também uma queda de aproximadamente 7°C na temperatura do óleo lubrificante quando era adicionado etanol ao coletor de admissão.

Figura 3.23 – Eficiência térmica sob várias cargas para testes com substituição parcial de diesel por etanol carburado. (Fonte: AJAV et al., 1998).

Análises de gases emitidos também foram realizadas, verificando-se um aumento na proporção de CO emitido quando se utilizava substituição parcial de diesel por etanol. No caso de diesel puro, o valor medido foi de 0,56% e para substituição parcial por etanol, valores de 0,63% e 0,90% para ar a 20°C e ar a 50°C respectivamente.

Segundo os pesquisadores, este aumento se deu graças às características da combustão do etanol que, neste caso, está acontecendo como se fosse um motor de ignição por centelha de mistura homogênea (que depende de uma frente de chama) e, uma das características deste tipo de queima é que o CO é produzido antes que a oxidação completa a CO₂ ocorra, mesmo quando há uma quantidade adequada de O₂.

O aquecimento do ar implica em maiores valores de CO pois a quantidade de ar admitida pelo cilindro é menor (redução na densidade do ar), criando misturas mais ricas no interior do cilindro.

No caso da emissão de NO_x, verificou-se um leve aumento em comparação com o funcionamento com diesel puro quando o etanol era injetado sem pré

aquecimento do ar de admissão (+0,4%), e uma leve redução quando era injetado com pré aquecimento do mesmo (-0,7%). Estes resultados desviaram-se do esperado pois a redução da temperatura do ar admitido por adição de etanol no coletor de admissão deveria diminuir a temperatura no interior do cilindro, resultando em menores temperaturas de combustão e menores emissões de NO_x , tal como verificado por outros pesquisadores (NOGUCHI et al., 1996 e GOERING et al., 1992)

3.5.4 - INJEÇÃO DIRETA NA CÂMARA DE COMBUSTÃO

Injeção de combustível alternativo diretamente na câmara de combustão é outro método utilizado para substituir-se parcialmente o óleo diesel. Neste caso, HÓLMER et al. (1980) efetuou a injeção de metanol e de etanol puros e hidratados, e gasolina crua na câmara de combustão após a injeção do óleo diesel, evitando-se desta maneira a auto-ignição do combustível alternativo injetado.

HÓLMER et al. (1980) verificaram que a injeção de metanol e de etanol produziu eficiência térmica tão boa quanto a do motor funcionando apenas com óleo diesel, com baixos níveis de fumaça e menor temperatura nos gases de exaustão.

Este sistema possibilita a substituição de uma fração muito grande de óleo diesel (cerca de 70%), porém devido às altas pressões de injeção, o uso de etanol e metanol acarreta uma deterioração excessiva dos bicos injetores devido à falta de lubrificação. Além disto, o duplo sistema de injeção de alta pressão encarece o motor.

DIETRICH & BINDEL (1983) realizaram pesquisas e testes com injeção piloto de diesel e injeção central de etanol, na câmara de combustão. Este sistema, denominado de PID "*Pilot Injection Diesel*" consistia de um injetor principal de etanol, localizado na posição central na câmara de combustão e um injetor secundário (piloto) de diesel, localizado na periferia da câmara de combustão. Este último era utilizado apenas como "estopim" da combustão principal, no caso, do etanol.

O princípio básico do uso de jatos pilotos de óleo diesel para a combustão de gases ou de outros combustíveis com baixas características de auto inflamação é conhecido desde a década de 20 e aplicado em grande escala em motores diesel/gás.

Os resultados de DIETRICH & BINDEL (1983) indicaram que a geometria da câmara de combustão e a forma da injeção do etanol na mesma não exercem uma

maior influência na combustão. Este comportamento é contrário ao comportamento dos motores diesel convencionais, os quais reagem às alterações desta ordem com uma forte emissão de fumaça.

A razão da pouca sensibilidade do motor com jato piloto, no que diz respeito a alterações bastante significativas, pode ser explicada pela composição química dos álcoois, que incluem na sua estrutura molecular oxigênio e uma alta relação H/C, de modo que o menor conteúdo de carbono (em relação a combustíveis à base de petróleo) leva a uma combustão mais fácil. Assim, o teor de carbono não queimado nas emissões é reduzido consideravelmente, tal como presenciado pelos pesquisadores durante seus testes. Além disto, os álcoois possuem uma temperatura de mudança de fase constante por serem substâncias puras. Isto significa que a evaporação começa praticamente em uma única vez e o álcool evaporado se distribui rapidamente dentro da câmara de combustão.

Quanto à fração de substituição de óleo diesel por etanol, obteve-se um valor de 84% em volume, com o motor trabalhando a plena carga. Graças ao bom rendimento térmico de um motor de injeção piloto (a dupla injeção permite um controle mais preciso da combustão), um litro de óleo diesel era substituído por aproximadamente 1,63 litro de álcool enquanto que pela relação do conteúdo calorífico, 1,74 litro de álcool hidratado equivale a um litro de óleo diesel (um litro de óleo diesel contém 8470 kcal enquanto que um litro de etanol hidratado somente 4860 kcal). Isto é facilmente explicado pela alta taxa de compressão do motor (18:1) em comparação com um motor do ciclo Otto convencional e pelas próprias características químicas do etanol, tal como foram apresentadas (DIETRICH & BINDEL, 1983).

Quanto às emissões, os pesquisadores verificaram que o motor PID-álcool apresentava níveis de fumaça muito reduzidos em relação aos motores diesel convencionais.

DOMSHENK et al. (1983) conduziram ensaios com 100% de substituição de diesel por metanol, em um motor do ciclo Diesel, obtendo-se excelente desempenho e com um rendimento termodinâmico total superior ao do mesmo motor funcionando apenas com óleo diesel, operando em cargas médias e altas, resultado de uma combustão mais rápida do metanol e das menores perdas de calor devido as menores temperaturas de combustão.

Para isto, foram instaladas velas incandescentes em cada cilindro, que atuavam como pontos quentes na câmara de combustão, iniciando o processo de queima do metanol injetado. Esta modificação é de fundamental importância ao funcionamento do motor pois o metanol, bem como o etanol, possuem péssimas características de auto-ignição (baixo número de cetanos), tal como exibido na Tab. 3.3

Conforme descrito pelos pesquisadores, a combustão neste tipo de motor possuía características de um ciclo Otto estratificado, o que explica o rendimento relativamente menor em baixas cargas, situações no qual o estrangulamento da admissão e/ou aquecimento do ar admitido mostraram sensíveis melhorias no rendimento térmico efetivo.

3.5.5 – INJEÇÃO DE ÁLCOOL NO COLETOR DE ADMISSÃO

Sistemas bi-combustível de injeção no coletor de admissão de motores do ciclo Diesel, utilizando álcool como combustível substituto, são caracterizados pela introdução de combustível auxiliar no ar contido no coletor de admissão, servindo este como transporte do álcool até o interior do cilindro.

Este método é muito conveniente para utilização de alcoóis em motores do ciclo Diesel, pois torna-se desnecessária a utilização de bombas de combustível de altas pressões, tal como é o caso de motores bi-combustível com injeção direta. Neste último caso, a injeção dos combustíveis principal e auxiliar, ocorre junto ao PMS tendo a bomba que vencer as altas pressões reinantes no interior do cilindro.

O termo “fumigation” (fumigação) representa a indução de um combustível líquido finamente atomizado, gasoso ou vaporizado no ar de admissão, enquanto que a maior parte da energia do combustível é fornecida na forma convencional (fase líquida), podendo esta ser adicionada ao interior do cilindro, no caso dos motores do ciclo Diesel, ou mesmo próximo às válvulas de admissão, no caso dos motores do ciclo Otto. Esta fração de combustível, quando adicionada ao ar de admissão, tem como objetivo melhorar algumas características de funcionamento do motor, tal como redução da temperatura do gás admitido ou mesmo como redutor da formação de depósitos de carbono em bicos injetores, tal como experimentado por PETERSON et al. (1987), que utilizaram fumigação de propano em um motor do ciclo Diesel, o qual usava como

combustível principal uma mistura de diesel e ésteres de óleos vegetais. O objetivo deste trabalho era reduzir a quantidade de depósitos nos bicos injetores, o qual foi alcançado com a utilização de taxas de fumigação de 5% a 15%, dependendo-se do tipo e da percentagem do éster utilizado, tendo como resultados uma diminuição expressiva do teor de resíduos, os quais ficaram comparáveis à formação normal em motores movidos apenas com diesel.

KARIM & BURN (1980) conduziram estudos envolvendo a injeção auxiliar de metano, propano, hidrogênio e etileno no coletor de admissão de um motor do ciclo Diesel e verificaram uma redução significativa na concentração emitida de CO, NO_x e de fumaça negra sob cargas elevadas. Isto é explicado por uma combustão mais completa da mistura, haja vista que tais poluentes são indicativos da qualidade da combustão.

LYN & MOORE^(*) apud PETERSON et al. (1980) tão como LYN^(**) apud PETERSON et al. (1980) notaram que a fumigação de propano diminui o tempo de ignição da mistura, suaviza a auto-ignição do combustível e permite o uso de combustíveis de várias características, mesmo que não possuam um ótimo número de cetanos. McLAUGHLIN et al.^(***) apud PETERSON et al. (1980) concluíram que a fumigação de propano em um motor de compressão por ignição reduz a formação de fumaça e de depósitos no interior do cilindro, fatores estes explicados pela queima mais eficiente da mistura. LALK et al. (1982) e DERRY^(****) apud PETERSON et al. (1980) reportaram resultados similares na redução nos níveis de fumaça em um motor Diesel com processo de fumigação.

Com relação à utilização de etanol, SHROPSHIRE & BASHFORD (1984) utilizaram várias configurações e tipos de injetores para fumigar etanol em um motor do ciclo Diesel, porém problemas resultantes da péssima distribuição da mistura ar – vapor de combustível - combustível líquido no coletor de admissão não produziram resultados adequados.

(*) LYN, W. T.; MOORE, N. P. W. (1951). Combustion of weak mixtures of methane and propane by pilot oil ignition in a compression-ignition engine. *Fuel*, 30(7), pp:158-166.

(**) LYN, W. T. (1953). An experimental investigation into the effect of fuel addition to the intake air on the performance of a compression ignition engine. *British Internal Combustion Research Association*.

(***) McLAUGHLIN, E. J.; PINOTTI, P. L.; SIGWORTH, H. W. (1952). Power booster fuels for diesel engines. *SAE Journal*, 60(6), pp:42-45.

(****) DERRY, L. D.; DODDS, E. M.; EVANS, E. B.; ROYLE, D. (1954). The effect of auxiliary fuels on the smoke-limited power output of diesel engines. *Proceedings of Institute of Mechanical Engineers*, 168(9), pp: 280-297.

NOGUCHI et al. (1996) realizaram testes em um motor do ciclo diesel aspirado com injeção de etanol hidratado no coletor de admissão. Esta injeção era realizada nas proximidades das válvulas de admissão, facilitando desta maneira a sucção do combustível para os cilindros e evitando-se a formação de depósitos líquidos no coletor de admissão.

Em seus testes foi verificado a necessidade do retardo da injeção do óleo diesel (combustível principal) de 20° APMS (recomendado para o motor trabalhando apenas com diesel) para 10° APMS, já que em testes preliminares havia sido verificado a necessidade do retardo da injeção do diesel para redução do ruído do motor.

Este aumento do ruído de autoignição, característico dos motores do ciclo diesel, foi verificado também por SCHROPSHIRE & GOERING* apud NOGUCHI et al. (1996), SAITO et al.** apud NOGUCHI et al. (1996) e CHAPLIN & JANIUS (1987), que também realizaram testes com sistemas bi-combustível de diesel e álcool em motores do ciclo diesel, concluindo-se que o aumento do ruído era causado pela rápida combustão do álcool. Como se sabe que o motor trabalhando em tais condições acaba sofrendo danos estruturais, torna-se importante a redução do ruído causado pela combustão excessivamente rápida do álcool no momento da injeção do diesel.

NOGUCHI et al. (1996) conseguiram uma substituição de até 38% de óleo diesel por etanol (em termos energéticos) para uma condição de máxima carga. Nestas condições, mesmo com o retardo da injeção do óleo diesel para 10° APMS, verificou-se um aumento de 2,1dB no ruído de combustão, em comparação com o mesmo motor funcionando apenas com diesel e nas condições originais. Também verificaram uma redução de 51% da emissão de NOx para o motor trabalhando na condição bi-combustível. Pela análise das Figuras 3.24 e 3.25 pode-se verificar o aumento significativo do pico de pressão no interior do cilindro para a combustão de diesel / etanol (Figura 3.25) em comparação com dados de pressão na combustão de diesel puro (Figura 3.24). Estas medições foram realizadas com motor a 1800rpm e torque de 281Nm.

* SHROPSHIRE, G. J.; GOERING, C. E. (1982). Ethanol injection into a diesel engine. *Trans. ASAE*, 25(3), pp:570-575.

** SAITO, T.; DAISYO, Y.; AOKI, Y.; KAWASE, N. (1985). Intercooling effects of methanol on turbocharged diesel engine performance and exhaust emissions. *Trans. ASAE*, 93(5), pp:285-291.

Figura 3.24 - Diagramas de pressão no interior do cilindro de motor funcionando apenas com diesel (Fonte: NOGUCHI et al., 1996)

Figura 3.25 - Diagramas de pressão no interior do cilindro de motor funcionando com diesel e etanol (Fonte: NOGUCHI et al., 1996)

Os resultados apresentados na Figura 3.24 indicam que o motor testado, funcionando apenas com diesel, possui condições normais de funcionamento de um motor do ciclo diesel (pressão máxima média de 5,8MPa com flutuação de 2,1%). Em contraste, para o motor funcionando na condição bi-combustível, a máxima pressão indicada média foi 6,3MPa (aumento de 9,5% comparado com motor funcionando apenas com diesel), taxa de flutuação de 11,2% e taxa de aumento de pressão média

$(dP/d\theta)_{\max}$ de 0,744MPa/grau, o qual está além dos critérios gerais para ruído de autoignição audíveis, que deveriam estar entre 0,5 a 0,6 MPa/grau.

Na Figura 3.24-a e 3.25-a verificam-se os diagramas de pressão para 40 ciclos enquanto que a figura 3.24-b e 3.25-b, a superposição dos 40 ciclos.

A partir destes resultados, os pesquisadores concluíram que uma redução da taxa do aumento da pressão da combustão é necessária para um funcionamento estável e adequado de um motor operando em condição bi-combustível por longos períodos de tempo.

Na Figura 3.26 e 3.27 pode-se verificar a influência do retardo da injeção do óleo diesel para o motor funcionando na condição bi-combustível. As duas figuras representam diagramas de pressão média de 10 ciclos com motor operando com dois tempos de injeção diferentes, a 1400rpm e torque de 316Nm, equivalente a 80% da carga.

Figura 3.26 – Diagrama de pressão para motor funcionando em condição bi-combustível, com tempo de injeção em 10°APMS (Fonte: NOGUCHI et al., 1986)

Figura 3.27 – Diagrama de pressão para motor funcionando em condição bi-combustível, com tempo de injeção em 5°APMS (Fonte: NOGUCHI et al., 1986)

O teste apresentado na Fig. 3.26, com tempo de injeção de 10° APMS, apresentou um consumo específico indicado satisfatório (11,8 MJ/kWh), uma taxa de aumento de pressão máxima de 662kPa/grau, que excede os critérios normais de ruído e é considerado como um efeito redutor da vida útil do motor. Contudo, os testes representados na Fig.3.27, com tempo de injeção do diesel em 5°APMS, indicaram uma redução significativa da taxa de aumento de pressão no interior do cilindro (470kPa/grau), estando este valor abaixo dos critérios de ruído para motores do ciclo diesel. Este fenômeno foi causado pela rápida perda de energia dos gases comprimidos e em início da combustão, durante o tempo de expansão, ocasionando um atraso excessivo da ignição da mistura e aumento no consumo específico do motor.

Concluiu-se então que para operação usando apenas diesel é desejável que o tempo de injeção seja ajustado para 20°APMS e quando operando na condição bi-combustível, este tempo deverá ser retardado até aproximadamente 7°APMS (máxima substituição de etanol).

Segundo CHAPLIN & JANIUS (1987), a injeção de etanol no coletor de admissão de um motor do ciclo Diesel, pelo processo de fumigação, já foi testado por vários pesquisadores que sempre esbarraram em problemas similares: diminuição da eficiência térmica em cargas parciais, aumento do atraso da ignição da mistura com o

aumento da adição de etanol, aumento do consumo específico, aumento do ruído causado pela queima excessivamente rápida da mistura e dificuldades de partida. Destas informações, CHAPLIN & JANIUS (1987) concluíram que o alto calor latente de vaporização do etanol é o principal fator que dificulta a combustão adequada da mistura, resultado de uma vaporização inadequada no coletor de admissão, queda de temperatura excessiva do ar no mesmo e resfriamento excessivo no cilindro causando grande atraso na ignição, queima imprópria e dificuldades de partida.

CHAPLIN & JANIUS (1987) realizaram seus testes em um motor diesel de 4 cilindros, funcionando o motor com tempos de injeção de 18° APMS (recomendado pelo fabricante, para motor funcionando na condição original), 23° e 30° APMS para motor funcionando na condição bi-combustível. Vazões de etanol foram fixadas em 0, 25, 32 e 45g/min., porém o fluxo de etanol não era variado automaticamente com a rotação e/ou carga do motor. A medida que se adicionava mais etanol, menos diesel era fornecido para que o mesmo trabalho útil fosse produzido, resultando-se em uma substituição direta do diesel.

A injeção do etanol era realizada em um prolongamento do coletor de admissão a fim de permitir um maior tempo de permanência do combustível no ar admitido, tentando-se assim a máxima vaporização deste. Um esquema do aparato experimental é dado na Figura 3.28.

Figura 3.28 – Aparato experimental utilizado por CHAPLIN e JANIUS (1987)

Verificou-se que com o tempo de injeção recomendado pelo fabricante (18° APMS) e utilização de 66 a 100% de carga, a eficiência térmica não sofreu mudanças com o aumento da taxa de etanol adicionado. Uma melhora na eficiência térmica foi verificada quando operando a 100% da carga e com a injeção do diesel adiantada para 30° APMS e uma taxa de adição de etanol de 45g/min. Concluiu-se que o efeito de resfriamento da mistura, causado pela vaporização do etanol, é a razão do aumento da eficiência térmica sob altas cargas.

Também verificou-se que a taxa de adição de etanol e o tempo de injeção possuem efeitos significativos nas características da combustão e também no pico de pressão no interior do cilindro. Enquanto que a taxa de adição de etanol aumentava o tempo de ignição da mistura, um avanço no tempo de injeção (adiantamento do momento de injeção) atuava contrariamente a este efeito.

CHAPLIN & JANIUS (1987) verificaram que para qualquer taxa de adição do etanol, houve aumento do pico de pressão no interior do cilindro com o adiantamento do tempo de injeção do diesel. A Tabela 3.6 apresenta os valores de pico de pressão medidos. Concluiu-se que o grande atraso na ignição do etanol possibilitou um maior tempo disponível para a mistura do ar e do combustível no interior do cilindro, resultando em rápida combustão e alta taxa de aumento de pressão. Verificou-se também que a taxa de adição de etanol não influenciava o pico de pressão em nenhuma carga.

Com relação à temperatura de exaustão, verificou-se uma redução proporcional à adição de etanol, provavelmente provocada pelo aumento do efeito de resfriamento da mistura admitida durante a vaporização do álcool.

Deve-se ainda citar que, na conclusão de seu trabalho, os autores destacam a necessidade de desenvolvimento de injetores que propiciem uma fumigação efetiva do etanol injetado.

GOERING et al. (1992) desenvolveram um sistema bi-combustível diesel-etanol para motores do ciclo Diesel, o qual era capaz de funcionar o motor com diesel puro (injetado normalmente no interior do cilindro), etanol puro injetado no interior do cilindro, etanol puro injetado parte no interior do cilindro e parte no coletor de admissão e também no modo bi-combustível diesel-etanol.

Tabela 3.6 – Valores de picos de pressão no cilindro com motor a 1800rpm (Fonte: Chaplin & Janius, 1987).

COMBUSTÍVEL	CARGA	PICO DE PRESSÃO (MPa) (MI – Momento de Injeção)		
		MI=18°APMS	MI=23° APMS	MI=30° APMS
SOMENTE DIESEL	1/3	5.74	-	-
	2/3	6.89	-	-
	PLENA	7.46	-	-
COM ETANOL a 25g/min	1/3	5.74	6.03	6.60
	2/3	7.18	6.89	8.61
	PLENA	7,46	8,32	9,47
COM ETANOL a 32g/min	1/3	5.45	6.03	6.60
	2/3	6.31	7.18	7.75
	PLENA	7.75	8.32	9.47
COM ETANOL a 45g/min	1/3	5.74	5.17	5.74
	2/3	6.31	6.89	8.04
	PLENA	7.75	8.90	9.47

Para funcionamento com etanol puro, os pesquisadores encontraram dois problemas: o baixo número de cetanos do etanol e o menor poder calorífico em relação ao diesel. Estes foram superados com o uso de um aditivo que aumentava o número de cetanos do etanol, conhecido como AVOCET, utilizado na proporção de 4% e, com relação ao menor poder calorífico do etanol, o sistema de injeção secundária de etanol no coletor de admissão (fumigação) supria o restante do combustível para obter-se o mesmo nível de energia do diesel. Um esquema da instalação do bico de injeção secundária de etanol no coletor de admissão é apresentado na Figura 3.29.

Os testes de GOERING et al. (1992) usando motor sem carga no freio e alta rotação, indicaram um maior atraso na ignição do etanol que no caso do diesel (10,3° para motor funcionando apenas com etanol contra 7,8° para motor funcionando apenas com diesel).

Este maior atraso na ignição do etanol é resultado do maior calor latente de vaporização em relação ao do óleo diesel, o que implica na redução das temperaturas no interior da câmara de combustão. Por causa do maior atraso, o pistão já está no tempo

de expansão quando a maior parte da combustão do etanol ocorre, diminuindo-se assim o pico de pressão em comparação com motor funcionando apenas com diesel.

Figura 3.29 – Seção transversal da cabeça do cilindro mostrando a posição do injetor de etanol com relação à válvula de admissão (Fonte: HAYES et al., 1988; SAVAGE et al., 1986; GOERING et al., 1992)

Com a adição do sistema de injeção secundária de etanol no coletor de admissão, o atraso verificado no momento da ignição foi ainda maior, a tal ponto de iniciar-se a combustão após o ponto morto superior. Neste caso, os bicos instalados no coletor de admissão supriam 72% do combustível, reduzindo-se significativamente a temperatura da mistura admitida, estendendo-se ainda mais o momento da ignição.

Os resultados de tais afirmações são apresentados na Figura 3.30. Deve-se ainda citar que os pesquisadores não modificaram o tempo de injeção para o motor funcionar com etanol puro. Também não foi investigada a influência do tempo de injeção no funcionamento do motor.

Foram verificadas vantagens no uso de etanol com injeção secundária para máxima potência, quando comparados os resultados obtidos para motor funcionando apenas com diesel: uma maior liberação da energia no ponto morto superior acontecia, resultando em uma maior eficiência térmica.

Figura 3.30 – Gráfico de pressão no cilindro para motor sem carga de freio e com alta rotação (Fonte: Goering et al., 1992).

A Tabela 3.7 apresenta os resultados dos testes para motor funcionando com os três sistemas de alimentação / tipo de combustível utilizados (diesel injetado normalmente - DD, etanol puro injetado na câmara de combustão - EE, e etanol injetado na câmara de combustão e no coletor de admissão - EFE), enquanto que a Figura 3.31 exibe os gráficos de pressão obtidos nos testes. Estes testes foram realizados sob temperatura ambiente de 22 a 23°C e pressão barométrica de 98,4 a 99,2 kPa.

Tabela 3.7 - desempenho do motor à máxima potência (Fonte: Goering et al., 1992)

PARÂMETRO	CONDIÇÃO DE ALIMENTAÇÃO		
	DD	EFE	EE
Rotação (rpm)	2113	1961	2149
Potencia (kW)	107	104	63
Consumo de combustível (kg/h)	28,23	28,03	29,32
Consumo de etanol fumigado (kg/h)	0	12,49	0
Razão ar-combustível - A/C	24,4	15,3	21,1
Eficiência térmica indicada (%)	39	43	44
Consumo específico (g/kW.h)	265	390	466
Atraso da ignição (graus APMS)	3,5	4,0	7,0
Início da combustão (graus APMS)	14	13	8
Pico de pressão (MPa)	11,2	12,9	8,6
Máxima taxa de aumento de pressão (kPa/grau)	466	1214	487
Máxima taxa de liberação de calor (kJ/grau)	80,9	312,1	118,1
Fumaça (número Bosch)	2,4	0	0

Como apresentado na Tabela 3.7, sob máxima potência, o uso de etanol fumigado (modo EFE) reduzia o atraso da ignição em relação ao motor funcionando apenas no modo EE (4° contra 7°). Isto, segundo os pesquisadores, está relacionado à diminuição do fluxo do combustível principal (injetado no interior do cilindro), implicando em preparação mais rápida da mistura e menor atraso da ignição quando o combustível primário é injetado. Este menor atraso permitiu que muito da combustão ocorresse antes do ponto morto superior, produzindo maiores picos de pressão, maiores taxas de liberação de calor e maiores taxas de aumento de pressão em comparação ao motor funcionando apenas com diesel (modo DD), o que é muito bom do ponto de vista energético, porém indesejável do ponto de vista estrutural já que uma combustão excessivamente rápida diminui a vida útil do motor. Esta afirmação é coerente com estudos de TAYLOR* apud GOERING et al. (1992) que utilizando análise por elementos finitos com simultâneos dados experimentais concluiu que é o pico de pressão o fator crítico em relação à durabilidade do motor e não a taxa de aumento de pressão.

Figura 3.31 - Gráficos de pressão no interior do cilindro para teste à máxima potência (Fonte: Goering et al., 1992).

Verificou-se que a queima do etanol é muito mais limpa; como era previsto, não foram detectados traços de fumaça para os modos EE e EFE, contudo segundo

* TAYLOR, A. B. (1989). Combustion quality of selected compression ignition fuels. Ph.D thesis, University of Natal, Pietermaritzburg, natal, Republic of South Africa.

resultados de ROBERTS ^(*) apud GOERING et al. (1992), o sistema de fumigação aumenta a emissão de hidrocarbonetos não queimados. Com relação aos óxidos de nitrogênio (NO_x), GOERING et al. (1992), apesar de não efetuarem medidas, apostaram numa menor emissão devido à redução das temperaturas na câmara de combustão, associada ao uso do etanol como combustível.

No modo EFE, para motor trabalhando sem carga de frenagem e com rotação elevada, 72% do combustível era fornecido pelos bicos instalados no coletor de admissão enquanto que para máxima carga de frenagem, 28% do combustível era suprido desta maneira.

Testes similares foram conduzidos por BARANESCU (1986), que realizou ensaios em um motor Diesel de 6 cilindros, de injeção direta e turboalimentado, visando a substituição parcial de óleo diesel injetado no interior do cilindro por etanol hidratado no coletor de admissão. Esta injeção secundária era realizada por um único bico injetor, utilizado em alguns sistemas de injeção de diesel e com um diâmetro de injeção de 0,3mm. A injeção iniciava-se apenas quando a pressão do álcool na linha de fornecimento atingia 6,0 bar e a vazão podia ser controlada apenas com a regulagem do levantamento da agulha do bico injetor.

Apesar do motor ser turboalimentado e do bico injetor de álcool estar instalado após o turbocompressor, antes das válvulas de admissão, testes preliminares indicaram uma distribuição irregular do álcool para os cilindros, resultando em maiores atrasos de ignição da mistura devido a distribuição não uniforme das gotículas de álcool entre os cilindros.

A fim de tornar este sistema de injeção secundária de álcool mais eficiente, BARANESCU (1986) introduziu um dispositivo que realizava o aquecimento da mistura ar-álcool previamente à admissão pelos cilindros, apesar do pesquisador não fornecer maiores detalhes a respeito do processo de aquecimento. Este dispositivo vaporizava o álcool injetado, evitando os problemas verificados durante os ensaios preliminares.

Os ensaios de BARANESCU (1986) foram realizados utilizando-se metanol anidro, etanol anidro e hidratado como combustíveis para a injeção secundária. Como resultados, verificou-se que a aspersão de álcool no coletor de admissão aumenta

^{*} ROBERTS, B.D. (1986). Performance and emissions of a turbocharged diesel engine fumigated with ethanol. M.S. thesis, University of Illinois at Urbana-Champaign.

significativamente a taxa de aumento de pressão no interior do cilindro, quando comparado com operação somente com diesel. Segundo o autor, este fato é resultado de uma combustão mais rápida da mistura ar-álcool, causada por um grande número de zonas de ignição geradas pela auto-ignição do diesel injetado.

Com relação à pré-ignição do etanol, BARANESCU (1986) reportou problemas mesmo com baixas taxas de substituição de diesel. Em termos energéticos, foi notado que substituições aproximadas de 16%, por etanol hidratado, já causavam problemas. No caso do metanol e do etanol anidro, estes valores são, respectivamente 21% e 27%.

Análises de emissões gasosas realizadas durante seus ensaios indicaram um grande aumento nas emissões de CO (até 8 vezes maior, em comparação com diesel puro) e de hidrocarbonetos não queimados (até 7 vezes maior), porém o nível de emissão de NO_x sofreu redução (até 5 vezes inferior, em comparação com funcionamento apenas com diesel).

De acordo com BARANESCU (1986), a aspersão de álcool no coletor de admissão sem o aquecimento da mistura ar-álcool, causava vaporização incompleta do combustível e má distribuição de gotículas entre os cilindros, refletindo-se em irregularidade nas taxas de aumento de pressão entre os cilindros. A utilização de dispositivo que aqueça a mistura ar-álcool e vaporize as gotículas de combustível melhorou a distribuição entre os cilindros, aumentando a proporção de diesel que podia ser substituído por álcool aspergido, porém, mesmo assim, o autor afirmou que o sistema de alimentação utilizado era de pouco interesse prático.

Com o objetivo de obter-se melhores resultados que os de BARANESCU (1986), SAVAGE et al (1986) realizaram ensaios com substituição parcial de diesel por álcool injetado nas proximidades de cada válvula de admissão (sistema multi-point) de um motor Diesel, 6 cilindros, 7,1 L, turboalimentado, taxa de compressão 16,3:1 e utilizando três diferentes ciclos de injeção de álcool (metanol e etanol):

- Injeção única durante o momento em que a válvula está totalmente aberta (período de admissão);
- Injeção única durante o momento em que a válvula está fechada;
- Injeção de metade da quantidade de álcool para cada revolução do pistão.

Verificou-se diferenças significativas entre os ciclos quanto a evolução de pressão no interior do cilindro e a máxima substituição de diesel por álcool, causadas

principalmente pelas diferentes misturas ar-vapor de álcool produzidas, resultando em distintos níveis de estratificação do ar e do álcool admitidos em cada tipo de ciclo de injeção utilizado. Um esquema em corte da instalação do bico injetor de álcool no cabeçote do motor, similar ao testado por GOERING et al. (1992), é apresentado na Figura 3.29.

Os resultados de SAVAGE et al. (1986) indicaram que a injeção de álcool nas proximidades das válvulas de admissão, independentemente do ciclo de injeção utilizado, causava aumento no atraso da ignição conforme aumentava-se a substituição do óleo diesel (Figura 3.32).

Figura 3.32 – Atraso da ignição em função do teor de substituição de diesel por álcool. (fonte: SAVAGE et al., 1986)

A eficiência térmica do motor experimentado permaneceu praticamente constante com o aumento da substituição de diesel por álcool. Com relação as emissões de gases poluentes, constatou-se redução nas emissões de NO para baixas e médias cargas e aumento da emissão de HC com o aumento da substituição por álcool, atingindo valores da ordem de 5 vezes superior para 1200rpm, 10 vezes para 1800rpm e 13 vezes para 2400rpm na máxima substituição atingida em baixas cargas (aproximadamente 70% da energia). Com relação às altas cargas, estes aumentos são, respectivamente, 5 vezes para 1200rpm, 7 vezes para 1800rpm e 3 vezes para 2400rpm

para a máxima substituição atingida, ou seja, aproximadamente 35% em termos energéticos.

HAYES et al. (1988) também conduziram testes com injeção de álcool etílico, nas costas de cada válvula de admissão, em um motor do ciclo Diesel de 6 cilindros e de injeção direta, visando a substituição parcial do óleo diesel por etanol.

A injeção de álcool era realizada por seis injetores eletrônicos, tal como apresentado na Fig. 3.29, posicionados de tal maneira que a maioria do combustível injetado atingisse a válvula de admissão. A vazão de etanol injetado era controlada variando-se a duração dos pulsos dos injetores.

Na configuração apresentada na Fig. 3.29, cada injetor pulsava duas vezes para cada ciclo do motor: uma durante o tempo de admissão e outra durante o tempo de expansão. Possíveis vantagens deste método, segundo HAYES et al. (1988) é que metade da quantidade de etanol injetado é pré-aquecida pelas válvulas de admissão até que se inicie o tempo de admissão, provendo alguma estratificação da carga admitida do coletor e provendo uma uniforme distribuição de álcool entre cada cilindro.

Nos seus ensaios, fixou-se a carga e a rotação do motor enquanto substituíam-se diesel por álcool. Substituições de até 75% da energia por álcool, em baixas cargas (Pressão Média Efetiva, PME, = 200kPa, 2400rpm), e até 30% em altas cargas (PME = 800 kPa, 2400rpm) foram conseguidas; porém, conforme diminuía-se a carga ou aumentava-se a substituição de diesel por álcool, aumentava-se também o atraso da ignição.

Com relação à pressão de combustão, HAYES et al. (1988) verificaram um aumento de até 20% nos picos de pressão, encontrando-se maiores aumentos para maiores cargas. Com relação às baixas cargas, um comportamento contrário foi observado.

Apesar das grandes substituições possibilitadas nos experimentos dos pesquisadores, pequenas variações no rendimento térmico do motor foram relatadas. Para altas cargas (PME = 800kPa), houve aumento de aproximadamente 3% (de 33% para 34%); para carga média (PME = 500kPa) uma ligeira redução enquanto que para baixas cargas (PME = 200kPa), aproximadamente 18% de redução no rendimento térmico foi constatado (de 23% para 19%). Isto se deu, segundo os autores, pelo grande atraso na ignição da mistura, resultando em queima durante grande parte do tempo de expansão.

A adição de água ao etanol aparentemente não afetou a eficiência para qualquer carga testada. Segundo Hayes, o aumento do rendimento térmico verificado para altas cargas foi resultado de uma maior tendência em existir uma combustão a volume constante. Uma mistura homogênea de etanol e ar provê uma maior massa de combustível no início da queima, levando a uma combustão mais próxima a de volume constante.

Com relação às emissões gasosas, houve redução na quantidade de NO emitido, em comparação com o mesmo motor funcionando apenas com diesel. Apenas para a máxima carga e para teores de água no álcool menores que 25% é que o comportamento era inverso e, segundo os autores, isto ocorria pois o aumento da concentração de álcool aumentava o pico de pressão e de temperatura no interior do cilindro, provocando aumento da quantidade de NO emitido.

A quantidade de HC produzido cresceu com o aumento da massa de álcool injetado, sendo sempre superior à quantidade emitida pelo mesmo motor funcionando apenas com diesel. A adição de água ao álcool aparentemente não afetou os resultados. Aumentos de até 7,2 vezes, 6 vezes e 3,8 vezes foram verificados para as baixas, médias e altas cargas, respectivamente.

As emissões de CO tinham comportamento similar às de HC, verificando-se aumentos de 25, 500 e 300% para altas, médias e baixas cargas, respectivamente, quando substituíam-se diesel por álcool.

JIANG et al. (1990) estudaram as características de desempenho e de emissões de um motor do ciclo Diesel, utilizando-se um sistema de alimentação por etanol hidratado, metanol hidratado e água no coletor de admissão. Seus resultados mostraram uma dramática redução nas emissões de NO_x, possivelmente causada pela queda da temperatura da chama no interior do cilindro (BARANESCU, 1986).

BROUKHIYAN & LESTZ (1981), através de medições de pressão no interior do cilindro, também concluíram que a temperatura da chama caía: em algumas condições, a carga de ar + vapor de etanol entrava em ignição antes da injeção do óleo diesel, implicando em queda da máxima temperatura de combustão do diesel, pois a maior parte deste queima em uma atmosfera pobre em oxigênio e rica em produtos de combustão do etanol, o qual já tinha iniciado a queima.

Tal como verificado por BEHNIA & MILTON (1988), a mistura de ar e combustível no coletor da admissão (carburador ou sistema de injeção indireta do tipo

“single point”), implica em formação de filme nas paredes do cilindro, dificultando o estabelecimento de uma mistura perfeita e igual para todos os cilindros. CHEN et al. (1981) também verificaram isso quando realizaram experimentos em um motor Diesel com sistema auxiliar de alimentação de etanol no coletor de admissão. Como solução, utilizaram um aquecedor para garantir a completa vaporização do combustível previamente a admissão pelos cilindros, promovendo-se uma melhor distribuição do etanol entre os cilindros, porém perdendo em termos de eficiência volumétrica e além disso, eliminando-se o resfriamento da carga admitida devido à vaporização do combustível, o que reduzia as possibilidades de controle de emissões de NO_x .

O sistema utilizado por JIANG et al. (1990) consistia em um injetor auxiliar de combustível instalado no coletor de admissão de um motor do ciclo Diesel, aproximadamente a 25cm do ponto onde o coletor se divide em tubos individuais para cada cilindro. Seus testes tinham por objetivo restabelecer o torque do motor, no qual havia sido reduzido o débito de diesel por álcool hidratado injetado no coletor de admissão. Verificou-se que a quantidade de NO_x emitido caía quando se aumentava o teor de água no etanol, isto pois a água possui um calor latente de vaporização maior que do etanol, reduzindo ainda mais a temperatura da chama. Independentemente do teor de água no álcool, ou da quantidade deste combustível utilizado para substituir o óleo diesel injetado no interior do cilindro, as emissões de NO_x estiveram sempre abaixo daquelas relativas ao mesmo motor funcionando apenas com diesel.

Quanto à eficiência térmica, não se verificou mudanças variando-se o teor de água no álcool, porém notou-se que a eficiência do motor funcionando em modo bi-combustível (diesel e etanol) era inferior à do mesmo motor funcionando apenas com diesel, isto pois um excesso de etanol líquido entrava no interior do cilindro, tornando a queima da mistura ar + etanol mais lenta que da mistura ar + diesel. Esta redução, tal como concluído por JIANG et al. (1990), foi resultado de um maior atraso na ignição da mistura e de uma combustão mais lenta, provocada por excesso de etanol líquido no interior do cilindro, o qual reduz, em excesso, a temperatura e pressão no interior do cilindro até o momento da injeção do óleo diesel.

Ao contrário das emissões de NO_x , as emissões de CO e de HC aumentaram significativamente com o aumento da percentagem de etanol em comparação com o mesmo motor funcionando apenas com diesel, isto porque um excesso de combustível era adicionado ao coletor de admissão a fim de restabelecer o torque perdido pela

redução da massa de diesel. Além disto, a distribuição do combustível debitado no coletor de admissão não era igual para todos os cilindros, haja vista a existência de filme líquido depositado nas paredes do coletor, ocasionado por excesso de combustível injetado. Segundo o autor, este fator limita em cerca de 30% a reposição do torque do motor por etanol hidratado injetado no coletor de admissão, porém, em nenhum dos testes, foram verificados sinais de ignição anormal, tal como verificado nas pesquisas desenvolvidas por HAYES et al. (1988)

HEISEY et al. (1981) e CHEN et al. (1981) concluíram, em experimentos similares a JIANG et al. (1990), que motores do ciclo Diesel utilizando sistema auxiliar de injeção de etanol hidratado tendem a possuir maior rendimento, pois a velocidade de queima é mais rápida e o combustível tende a queimar nas proximidades do ponto morto superior. Isto é válido somente se todo o combustível debitado no coletor de admissão estiver vaporizado no momento da injeção do óleo diesel no interior do cilindro.

GAO et al. (1983) estudaram o comportamento do etanol puro com relação à pressão no interior de um cilindro de um motor do ciclo Diesel e verificaram que misturas pobres de ar e vapor de etanol poderiam suportar a pressão sem a ocorrência de auto-ignição do combustível. Também verificaram que a mistura entrava em ignição em um momento logo após o instante em que seria injetado o óleo diesel, concluindo que mesmo misturas ar / etanol abaixo do limite de inflamabilidade estão sujeitas à auto-ignição em motores com altas taxas de compressão.

JIANG et al. (1990) não verificaram auto-ignição do etanol a não ser em condições de alta percentagem de substituição, onde um som anormal de auto-ignição (“batida de pino”) era notado.

As emissões de CO e de HC medidas por GAO et al. (1983), em um motor Diesel com sistema auxiliar de injeção de etanol hidratado, mostraram-se sempre superiores às do mesmo motor funcionando apenas com diesel.

3.6 – COMPORTAMENTO DO ETANOL NO COLETOR DE ADMISSÃO

O comportamento do combustível líquido, injetado no coletor de admissão, é bastante complexo, visto que há formação de gotículas de vários diâmetros e que muitas vezes sofrem impactos com as paredes do coletor, provocando reagrupamento de gotas e conseqüente formação de filme líquido. Além disto co-existem os processos de vaporização e de condensação das gotículas, dificultando a análise. Segundo HEYWOOD (1988), o tamanho das gotículas de combustível é dependente da carga e da rotação do motor; diâmetros entre 25 e 100 μ m são usualmente assumidos como representativos, porém gotas de maior diâmetro também são encontradas. Valores medidos por TAKEDA et al. (1995) fornecem valores de diâmetro médio de Sauter (SMD) como sendo 320 μ m para um injetor convencional e 10 μ m para o tipo pressurizado. No caso de SHIN et al. (1994), o valor médio adotado é de 130 μ m para um injetor convencional.

Tal como verificado por SHER (1998), o diâmetro das gotas depende basicamente da viscosidade, da tensão superficial do fluido, das características geométricas do injetor e da sua pressão de trabalho, que é da ordem de 300kPa nos sistemas de injeção indireta e de apenas 50kPa em um carburador (provocado pela queda de pressão no venturi). Este é o motivo pelo qual os sistemas de injeção produzem melhor atomização do combustível que os carburadores; contudo a utilização de altas pressões implica em alta velocidade das gotículas, aumentando-se também a probabilidade de impacto com as paredes.

As gotas de combustível, devido à maior densidade em relação ao gás admitido, não seguem exatamente as linhas de corrente do fluxo de ar. Impacto com as paredes freqüentemente ocorrem com a mudança de direção do fluxo; deposição no fundo do coletor de admissão também ocorre pela ação da gravidade (SERVATI & YUEN, 1984).

MOCK (1920) verificou que a deposição de um filme líquido nas paredes do coletor de admissão ocorre devido a direção do spray, da natureza turbulenta do fluxo de ar ou da mudança de direção deste último. Como o escoamento de ar no duto de admissão é normalmente turbulento, com número de Reynolds típico de 10^4 a 5.10^5 , os

vetores de velocidade do fluxo de ar são bastante aleatórios (difusão turbulenta), o que facilita o desvio das gotículas para as paredes do coletor.

SERVATI & YUEN (1984) também verificaram que para mudanças de direção no fluxo de ar em 90° , gotas menores que $10\mu\text{m}$ eram quase todas carregadas pelo fluxo de ar (taxa de impacto inferior a 10%), enquanto que as maiores que $25\mu\text{m}$ sofriam impacto com as paredes.

O combustível que colide com as paredes é transportado ao longo do coletor como filme líquido, podendo se vaporizar dependendo da geometria do coletor e de onde ocorre a deposição.

SERVATI (1984) produziu um modelo representativo do comportamento do filme líquido o qual prevê vaporização do combustível e também o comportamento dinâmico do filme e conclui que este se estabiliza em uma condição de regime permanente quanto à sua velocidade e espessura.

BEHNIA & MILTON (1988) modelaram o processo de admissão de ar e combustível em um duto de admissão de um motor de combustão interna, considerando a vaporização e a condensação do combustível, tanto o atomizado no fluxo de ar como aquele aderido às paredes do coletor (filme líquido), o qual, por apresentar pequena área superficial, vaporiza-se mais lentamente que o combustível atomizado no fluxo de ar. Tal como verificado por COLLINS (1969), o filme líquido de combustível depositado nas paredes do coletor de admissão, em certas condições de funcionamento do motor, pode representar uma porção significativa da quantidade de combustível debitado, variando de 3% a 8% para uma condição de mistura pobre ($\lambda = 0,87$), 23 a 27% para mistura estequiométrica ($\lambda = 1$) e de 20 a 40% para misturas ricas ($\lambda > 1$) fator este que explica os problemas durante uma aceleração repentina em alguns automóveis dotados de carburador. Isto ocorre pois o filme líquido move-se em velocidade muito menor que a da mistura ar + combustível atomizado + combustível vaporizado, induzindo-se a atrasos no ajuste da mistura ar + combustível no interior do cilindro.

A partir dos seus resultados, os pesquisadores concluíram que o filme líquido depositado nas paredes sofre evaporação na superfície, distúrbio na superfície pelo arrasto do fluxo de ar com conseqüente quebra de parte do filme em pequenas gotículas e deslocamento do filme pelas paredes, aumentando-se ou diminuindo-se sua espessura, provocado também pelo fluxo de ar. Medições na velocidade de um filme líquido de

gasolina, arrastado por um fluxo de ar turbulento em um duto de admissão, indicaram que esta seja aproximadamente 2 ordens de grandeza inferior à velocidade do ar.

Este comportamento não afeta as condições de regime permanente pois a taxa de deposição de líquido é igual à taxa de sua saída por evaporação e arrasto, não afetando a razão AC no interior do cilindro. Entretanto, durante os transientes, este comportamento afeta significativamente a mistura no interior do cilindro, tal como demonstrado por HIRES & OVERINGTON (1981).

Muitas vezes utiliza-se o aquecimento das paredes do coletor de admissão a fim de se minimizar-se o filme líquido, porém este artifício tende a diminuir a densidade da mistura admitida e aumentar a sua temperatura, e conseqüentemente todos os pontos do ciclo termodinâmico sofrem uma elevação da temperatura. Isto se reflete em diminuição da potência e aumento das emissões de NO_x .

3.6.1 - INFLUÊNCIA DA PRESSÃO, TEMPERATURA E TAMANHO DAS GOTAS DE COMBUSTÍVEL NA VAPORIZAÇÃO

Com relação às características ideais de funcionamento de um motor, é esperado que o combustível esteja totalmente vaporizado até o início da combustão; porém este geralmente não se comporta desta maneira. Quando se admite combustível líquido pelo coletor de admissão de um motor naturalmente aspirado, a taxa total de gaseificação reduz-se de tal maneira que as maiores gotas ainda existam no momento da ignição da mistura. Gotas secundárias devem ainda ser produzidas quando o filme líquido depositado nas proximidades da válvula (*) é sugado para o interior do cilindro durante o período de admissão. Essas possivelmente possuirão tamanhos maiores devido à tensão superficial do líquido e ao menor tempo disponível para sua gaseificação, se comparadas às gotas primárias geradas pelo sistema de injeção.

Pesquisas realizadas com “*sprays*” de combustível e também com gotas isoladas indicaram que a vaporização está diretamente relacionada ao tamanho das gotículas (CHIN et al., 1984; LIU et al., 1984; LAW et al., 1987; DANIS et al., 1988);

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

quanto menores são, menor será o tempo necessário para seu aquecimento, implicando assim em uma evaporação mais rápida.

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

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

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

A simulação do modelo de LIU ^(**) et al. (1984), a qual foi feita para isooctano, demonstrou que, durante o estágio de compressão, o aumento da taxa de vaporização, devido ao aumento da temperatura no interior do cilindro, possui um efeito mais forte que a diminuição da taxa de vaporização provocada pelo simultâneo aumento de pressão.

A Fig. 3.33 representa a simulação do modelo, na qual observa-se a influência da pressão e da temperatura no processo de evaporação. Pode-se verificar que as influência individuais da temperatura e da pressão no processo de vaporização são significantes (curvas 3 e 4).

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

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

Figura 3.33 - Variação da área superficial normalizada da gota em função do ângulo do eixo de manivelas para várias simulações do ciclo motor (Fonte: LIU et al., 1984).

Nota-se claramente na Fig. 3.33 que a taxa de vaporização é constante para a gota submetida ao ambiente representado pela curva 2 (pressão e temperatura invariáveis). O caso padrão (curva 1), que é uma simulação de um processo de compressão real, indica que a taxa de vaporização da gota é aproximadamente constante até um ângulo de 120° do eixo de manivelas, sendo que para valores de ângulos maiores que este, há um aumento significativo. No caso 3, o ambiente é submetido apenas a um aumento de temperatura, resultando em aumento da taxa de vaporização da gota; o contrário é observado no caso 4, o qual apenas simula o aumento da pressão ambiente.

Outra simulação importante associa a taxa de compressão e a temperatura ambiente com as características de gaseificação e, como verificou-se na Fig. 3.33, o aumento da pressão implica em diminuição da taxa de vaporização, considerando-se a temperatura fixa (Fig. 3.34). No caso da Fig. 3.35, verifica-se o efeito positivo da temperatura na taxa de evaporação da gota.

Figura 3.34 - Variação da área superficial da gota em função do ângulo do eixo de manivelas para várias razões de compressão (Fonte: LIU et al., 1984).

Figura 3.35 - Variação da área superficial da gota em função do ângulo do eixo de manivelas para várias temperaturas ambientes (Fonte: LIU et al., 1984).

CHIN et al. (1984) também constataram que o tempo de aquecimento das gotas diminui com o aumento da temperatura e/ou diminuição da pressão nos testes.

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

DANIS et al. (1988) também estudaram o processo com relação a *sprays* de metanol e de n-heptano sob pressão atmosférica e analisaram valores de energia mínima necessária à ignição da mistura para valores de diâmetro de gotas entre $d_s = 30$ a $57\mu\text{m}$ e razões de equivalência $\lambda = 0,3$ a $2,0$

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

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

3.6.2 - INFLUÊNCIA DA UMIDADE AMBIENTE NA VAPORIZAÇÃO

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

Teoricamente, o processo ocorre da seguinte maneira: como o álcool líquido necessita de calor para se vaporizar, energia deve ser retirada do ar comprimido. Energia para vaporização do combustível líquido é retirada da própria gota de combustível, do ar e do vapor d'água nas suas proximidades (transferência de calor sensível). Se durante essa transferência de calor for atingida a temperatura de orvalho do vapor d'água, será fornecida ao processo energia associada à sua condensação na superfície da gota de álcool. (Figs. 3.36 e 3.37).

Figura 3.36 - Esquema microscópico da condensação de vapor de água do ar devido à vaporização da gota de um combustível miscível à água.

Observando a Fig. 3.37, verifica-se que o processo de diminuição de temperatura do vapor d'água e mudança de sua fase está associado a uma liberação de energia, Δh (energia fornecida ao álcool), e a uma variação da umidade absoluta, $\Delta \omega = \omega_1 - \omega_2$ (água absorvida pelo álcool).

Figura 3.37 - Esquema de carta psicrométrica representando diminuição de temperatura do ar úmido e condensação de parte do vapor d'água nele contido.

LAW et al. (1987) conduziram investigações experimentais e teóricas quanto a vaporização de uma única gota de líquido (alcoóis e alcanos), em recinto fechado, com ar de vários graus de umidade, temperaturas da ordem de 27°C e pressão ambiente (1atm). Seus resultados experimentais mostraram que a vaporização de um álcool volátil e solúvel em água, tal como o metanol e o etanol, é seguida de uma simultânea condensação do vapor d'água na superfície da gota, com conseqüente difusão para o seu interior. Tal condensação libera calor armazenado no vapor (calor latente de condensação) que é utilizado para mudança de fase do álcool líquido, *facilitando grandemente sua taxa inicial de vaporização*. Contudo, para alcoóis que são menos solúveis, tal como o propanol e o butanol, a umidade atmosférica não apresenta efeitos significativos na taxa de vaporização da gota. A Fig. 3.38 confirma tais observações, onde claramente nota-se que a taxa de vaporização do butanol e propanol é uma constante^(*) para ambientes contendo 67% de umidade relativa, enquanto que para o metanol e o etanol, o mesmo não ocorre. Verifica-se também que a variação da inclinação da curva de vaporização do metanol é a mais significativa, indicando que,

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

conforme aumenta-se a volatilidade do álcool, aumentam-se também os efeitos da umidade na sua taxa de vaporização.

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

Figura 3.38 - Variação do diâmetro normalizado para vaporização do metanol, etanol, propanol e butanol em ar úmido (Fonte: LAW et al., 1987).

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

Verifica-se que a temperatura da gota de um álcool solúvel cai para qualquer umidade ambiente (Fig. 3.39). Para ar seco, a gota atinge uma temperatura de equilíbrio abaixo da temperatura ambiente, comprovando que a vaporização do combustível retira calor contido no líquido; contudo, em ar úmido, a temperatura da gota diminui e depois volta a aumentar devido à transferência de calor latente da condensação da água contida no ar. No caso de $UR=100\%$, a temperatura final tende à temperatura ambiente pois, ao

término do processo de vaporização do combustível, água líquida ainda restará na gota e como o ambiente está saturado de vapor de água, essa não vaporizará e atingirá a temperatura ambiente.

Segundo LAW et al. (1987), a água condensada no álcool será vaporizada posteriormente, possivelmente durante a combustão, diminuindo a temperatura da chama e conseqüentemente a quantidade de poluentes sensíveis à temperatura, tal como o NO_x .

Figura 3.39 - Temperaturas medidas no centro de gotas de metanol forçadas a vaporizarem em ar com diferentes graus de umidade. (Fonte: LAW et al., 1987).

HIRANO et al. (1981) também analisaram o comportamento do combustível para ambientes úmidos. Seus estudos quanto à queima de misturas de ar, vapor d'água e metanol, indicaram que um aumento da umidade da mistura implica em diminuição da velocidade da chama. Para isto realizaram testes em um queimador laminar para misturas a 140°C e com diferentes níveis de umidade. Verificaram que as máximas velocidades de queima ocorrem para λ entre 0,9 e 1,0.

Medidas da velocidade máxima de queima indicaram que, no caso de misturas contendo 5% de vapor d'água, a redução de velocidade de queima é de apenas 10%, comparada a uma mistura sem vapor d'água.

4 - METODOLOGIA

4.1 – MATERIAIS

a) Motor

Tipo: Ignição por compressão a 4 tempos, turboalimentado.

Nº de cilindros : 04.

Arrefecimento: a água, impulsionada por bomba centrífuga.

Deslocamento Volumétrico Total: 2500cm³.

Diâmetro do pistão: 90,48mm.

Curso do Pistão: 97,0mm.

Razão de compressão: 19,5:1.

Máxima rotação: 4640rpm

Alimentação: Diesel, injeção direta, bomba injetora mecânica rotativa.

Dados complementares: atende as normas EURO1 e EURO2 segundo o manual do fabricante^(*); Potência: 115cv a 4600rpm; Torque: 29kgfm a 1600rpm

b) Sistema de medição de torque e rotação

Marca: Shenck-W260

Tipo: Dinamômetro Tipo Eddy Current.

Escalas:

ESCALA	Operação	Divisão da Escala
01	0 a 24kg	50g
02	20 a 100kg	200g

Precisão: Calibração de acordo com **Anexo I**.

^(*) Especificações técnicas MAXION 2,5T (EURO1 / EURO2) – MAXION INTERNATIONAL MOTORES

c) Sistema medidor de tempo

Tipo: Cronômetro

Menor valor da escala: 0,01s

d) Sistema medidor de temperatura:

Marca: Mit-exacta^(*)

Tipo: Termopar cromel-alumel do tipo K;

Aquisição de dados: National Instruments.

Software de aquisição: Desenvolvido em Lab View pela FAC^(**).

e) Sistema medidor de pressão (coletor de admissão)

Tipo: manômetro;

Menor valor da escala: 0,05kgf/cm².

f) Sistema medidor de pressão (atmosférica)

Marca: Wilh. Lambrecht K.G.

Tipo: Barômetro;

Menor valor da escala: 0,5mmHg.

g) Sistema medidor de temperatura (ambiente)

Marca: Asahi Style.

Tipo: termômetro de bulbo seco

Menor valor da escala: 1,0° C.

h) Sistema medidor de temperatura (ambiente)

Marca: Asahi Style.

Tipo: termômetro de bulbo úmido

Menor valor da escala: 1,0° C

^(*) Agradecimentos a Antônio Carlos Canale, que emprestou os termopares (08) e cabos (08).

i) Sistema medidor de consumo de ar^(*)

Tipo: Anemômetro tipo turbina.

Faixa de operação: 0,2 a 60m/s

Precisão: Calibração de acordo com o **Anexo II**.

j) Sistema medidor do consumo de combustíveis (álcool e diesel)

Tipo: Volumétrico, por tubos graduados.

k) Sistema medidor de gases de combustão

Marca: TECNOMOTOR

Modelo: TM131.

Tipo: Análise de HC pelo método Ndir.

Características:

GÁS	ACURACIDADE	RESOLUÇÃO
HC	12ppm	1ppm
CO	0,06%	0,01%
CO ₂	0,5%	0,1%
O ₂	0,1%	0,01%
NO _x	32ppm	1ppm

m) Sistema medidor de pressão (interior do cilindro)

Marca: AVL, 5Qp2002

Faixa de trabalho: até 600bar

Sensitividade: 6,00pC/bar.

Linearidade: $< \pm 0,6\%$

Amplificador: AVL

^(**) Software gentilmente emprestado pela Indústria e Comércio FAC – <http://www.fac.ind.br>

^(*) Agradecimentos a Antônio Carlos Canale, que efetuou o empréstimo do equipamento.

4.2 – MÉTODOS

Os ensaios foram realizados em um motor diesel, turboalimentado de fábrica e de injeção direta, o qual sofreu adaptação no coletor de admissão para possibilitar a injeção de álcool etílico finamente pulverizado.

Esta adaptação, tal como pode ser vista na Figura 4.2-1 e 4.2-2, consistia em um prolongamento do coletor de admissão, possibilitando a instalação de bicos injetores convencionais, do tipo multi-point, de motores de ignição por centelha. Um detalhe do coletor de admissão modificado pode ser visto na Fig. 4.2-3.

Figura 4.2-1 – Coletor de admissão modificado no motor de testes (vista superior)

Através do uso de uma bomba de combustível convencional de um motor de ignição por centelha movido a álcool, a linha de alimentação de etanol fornecia uma pressão de aproximadamente 6,0bar aos bicos injetores.

Figura 4.2-2 – Coletor de admissão modificado no motor de testes (vista lateral).

Figura 4.2-3– Detalhe do coletor de admissão modificado

Tal como visto na Fig. 4.2-2 e 4.2-3, os bicos injetores foram instalados após o turbocompressor do motor (apenas 3 deles), isto para que fosse possível o aproveitamento da energia térmica disponível nos gases comprimidos, sem que houvesse danos às palhetas do compressor devido a erosão por cavitação caso o sistema de injeção de etanol líquido fosse adaptado antes deste. Um dos bicos injetores permanecia desligado para que servisse de reserva no caso de falha de algum dos outros 3 bicos.

Para controle das temperaturas no coletor de admissão, um total de 06 termopares foram instalados na admissão do motor, 01 no coletor de exaustão e 01 no sistema de arrefecimento, nas seguintes posições:

Tabela 4.1 – Local e posição dos termopares instalados no motor.

Quantidade	Identificação	Local	Posição
01	T1	ADMISSÃO	Antes do compressor
01	T2	ADMISSÃO	Após compressor, antes da injeção de etanol
04	T3, T4, T5 e T6	ADMISSÃO	Após compressor, após da injeção de etanol
01	T7	EXAUSTÃO	Antes da turbina
01	T8	ARREFECIMENTO	Saída da água do radiador

A aquisição dos valores das temperaturas T1 a T6, como será visto adiante, é fundamental para a determinação da quantidade de energia cedida pelo turbocompressor ao ar e da quantidade de combustível vaporizado no coletor de admissão. O posicionamento dos termopares T1 a T7 pode ser visto na Fig. 4.2-4.

Figura 4.2-4 – Esquema do posicionamento dos termopares nos coletores de admissão e de exaustão

Por ser turbinado de fábrica, a bomba injetora do motor recebe um sinal de pressão do coletor de admissão para que possa debitar adequadamente o diesel conforme o compressor fornece mais ar ao motor. Sendo assim, a partir de uma derivação nesta linha pressurizada (Fig. 4.2-5), foi realizada a aquisição dos valores da pressão fornecida pelo turbocompressor durante os ensaios, através de um manômetro instalado na sala de controle.

Figura 4.2-5 – Detalhe dos termopares (amarelo) e tomada de pressão da bomba injetora – motor testado na condição aspirado.

O consumo dos combustíveis foi determinado a partir do uso de um sistema volumétrico, construído a partir de tubos graduados, e do uso de um cronômetro, para determinação do tempo necessário para o consumo de um certo volume de combustível. Medições da temperatura dos combustíveis, no sistema de medição, também eram realizados para correção da densidade e determinação do consumo mássico de

combustível. No **Anexo III** apresentam-se as curvas de densidade dos combustíveis testados em função da temperatura. Os dados foram medidos no Laboratório de Engenharia Térmica e Fluidos –EESC – USP, utilizando-se os combustíveis utilizados nos ensaios.

Na Fig. 4.2-6 apresenta-se o sistema de medição por tubos graduados. Pode-se verificar a existência de 3 válvulas que tinham por objetivo facilitar o enchimento das colunas após uma medição.

Figura 4.2-6 – Sistema de medição de consumo de combustíveis.

Para a injeção de álcool etílico no coletor de admissão, foi montado um segundo sistema de alimentação, formado por bicos injetores, bomba de combustível, reservatório de etanol e linhas de distribuição. O controle dos injetores era realizado por um gerador de pulsos de onda quadrada, o qual possibilitava o controle de duas variáveis distintas: tempo em que o injetor fica aberto e tempo em que o injetor fica fechado. A partir do ajuste destes dois tempos (a partir de dois potenciômetros) era possível a injeção de etanol finamente atomizado no coletor de admissão.

Os testes com substituição parcial do óleo diesel injetado no interior dos cilindros por etanol hidratado injetado no coletor de admissão, tinham como referência a potência original do motor, ou seja, era visada a restituição do torque original para cada rotação ensaiada. Sendo assim, o procedimento utilizado era o seguinte:

- 1 – Fixava-se uma determinada condição original de funcionamento (apenas diesel) para que fossem adquiridos todos os parâmetros (torque, rotação, consumos, temperaturas, emissões, etc.);

CONDIÇÃO ORIGINAL DE FUNCIONAMENTO

- 2 – Para a mesma condição de funcionamento, reduzia-se o débito de diesel (pela alavanca da bomba injetora) para que fosse atingida uma condição de 20, 35 ou 50% de redução de torque. Como o dinamômetro estava programado para manter uma condição de rotação constante, a velocidade do motor não variava durante a redução do débito, variando-se assim apenas o torque;

REDUÇÃO DO DÉBITO DE DIESEL (-Y% DO TORQUE)

- 3 – Após atingir-se uma condição de regime, era restabelecido o torque original do motor através da injeção de álcool etílico hidratado no coletor de admissão, realizado através do ajuste da frequência de pulsação dos bicos injetores, pelo controlador de onda quadrada. Quando o motor atingia uma condição de regime, os parâmetros de funcionamento eram então adquiridos e anotados.

Sendo assim, visava-se sempre a restituição do torque original, e não a restituição energética ou mássica de consumo, tal como realizada por alguns pesquisadores. As reduções adotadas foram de 20, 35 e 50% do torque original, logo as substituições utilizadas foram denominadas de 20, 35 e 50% de restituição de torque. Como será visto no Capítulo 5, é apresentada uma relação entre a substituição em torque, energética e mássica.

Deve-se ainda destacar que o controle do dinamômetro possibilitava o ajuste de rotação constante. Isto facilitava enormemente os ensaios pois a rotação não variava durante as reduções e restabelecimentos de torque.

Os ensaios foram realizados para rotações de 1500, 2000, 2500 e 3000rpm; cargas de 50, 70 e 100% e substituições de diesel por etanol, em porcentagem de torque, de 20, 35 e 50%. Define-se como carga a porcentagem do torque da condição de plena

carga (100% da potência), para uma dada rotação. Sendo assim, 70% da carga significa que, para a mesma rotação de ensaio, o motor deverá possuir 70% do torque verificado para a condição de 100% da potência.

Análise da evolução de pressão no interior do cilindro também foi realizada. Para isto utilizou-se um sensor de pressão piezoelétrico instalado no cilindro número 01, no local da vela aquecedora (equipamento opcional para este modelo de motor).

Para determinação do ponto morto superior, utilizou-se um sensor magnético, o qual recebia sinal de um imã instalado no volante do motor. O conjunto era posicionado de tal maneira que era gerado um pulso toda a vez que o pistão 01 atingia o ponto morto superior.

Com relação à análise de gases de exaustão, adaptou-se uma derivação no coletor de exaustão, previamente à turbina (Fig 4.2-5), isto para se evitar análises errôneas de emissão de HC e de CO devido à contaminação dos gases por óleo lubrificante originário da turbina. A amostra era conduzida por uma linha, o qual possuía um resfriador, separador de água condensada e separador de partículas sólidas, até o analisador de gases, apresentado na Figura 4.2-7.

Seguindo o mesmo procedimento apresentado, também foram realizados testes com o motor naturalmente aspirado. Para isto, apenas desconectou-se o compressor do coletor de admissão, tal como pode ser verificado na Fig. 4.2-5.

O consumo de ar foi determinado a partir da utilização de um anemômetro tipo turbina, adaptado em um tubo rígido, o qual foi aferido a partir da utilização de placas de orifício calibrados. Sua curva de calibração é apresentada no **ANEXO II**.

Figura 4.2-7 – Detalhe do analisador de gases de exaustão utilizado.

Nas Fig. 4.3-2 e 4.3-3 é apresentado o controlador propriamente dito, que possui chave geral, entrada para alimentação (12V), saída para o(s) bico(s) injetor(es) e os controles (potenciômetros) B e A, os quais, respectivamente, variavam o tamanho do intervalo em que o bico injetor ficava não energizado (fechado) e energizado (aberto). Os controles A e B, tal como apresentado, possuem escala dividida de 0 a 38, porém com faixa de atuação de 0 a 30.

Figura 4.3-2 – Foto do controlador desenvolvido exclusivamente para este trabalho no Laboratório de Engenharia Térmica e Flúidos – EESC -USP.

Efetuuou-se ensaio de vazão de bicos utilizando-se tal controlador a fim de se determinar a vazão dos bicos e a qualidade de pulverização do combustível injetado em ambiente aberto (pressão atmosférica) em função da posição dos controles A e B.

Verificou-se que tempos de injeção (botão A) menores que 12ms em conjunto com intervalos entre injeções consecutivas (botão B) maiores que 20ms, produziam as melhores pulverizações no combustível injetado (etanol), resultado este que serviria posteriormente de parâmetro durante os ensaios do motor, ou seja, trabalhando-se com uma injeção mais atomizada, mais fácil será a vaporização do combustível no coletor de admissão, conduzindo a respostas mais rápidas do motor.

Figura 4.3-3 – Foto da sala de controle com o controlador dos bicos injetores de etanol no Laboratório de Engenharia Térmica e Fluídos – EESC -USP.

4.4 – ANÁLISE TEÓRICA DO PROCESSO DE VAPORIZAÇÃO DO ETANOL NO FLUXO DE AR QUENTE

Considerando-se o coletor de admissão, o qual recebe um fluxo de ar previamente aquecido pelo processo de compressão no turbocompressor:

Figura 4.4-1 – Esquema da injeção de etanol no coletor de admissão.

Sendo que a composição do fluxo no coletor de admissão é o seguinte:

Tabela 4.2 – Composição do fluxo no tubo

REGIÃO 1 Ar comprimido aquecido	REGIÃO 2 Combustível líquido sob temperatura ambiente	REGIÃO 3 Ar + vapor de combustível + gotículas
$\dot{m}_{ae}$	$\dot{m}_{ae} ; \dot{m}_{ce}$	$\dot{m}_{as} ; \dot{m}_{cs} ; \dot{m}_{ves}$
h_{ae}	$h_{ae} ; h_{ce}$	$h_{as} ; h_{cs} ; h_{ves}$
T_{ae}	$T_{ae} ; T_{ce}$	$T_{as} ; T_{cs} ; T_{ves}$

onde os subscritos:

a = ar

c = combustível líquido

vc = vapor de combustível

e = entrada

s = saída

Por conservação de massa:

$$\text{Ar:} \quad \dot{m}_{ae} = \dot{m}_{as} = \dot{m}_a \quad (4.1)$$

$$\text{Combustível:} \quad \dot{m}_{ce} = \dot{m}_{cs} + \dot{m}_{vcs} = (1 - X) \cdot \dot{m}_{ce} + X \cdot \dot{m}_{ce} \quad (4.2)$$

Isto pois:

$$X = \frac{\dot{m}_{vc}}{\dot{m}_c} \quad (4.3)$$

Considerando-se equilíbrio térmico na saída:

$$T_{as} = T_{cs} = T_{vcs} = T_s \quad (4.4)$$

Aplicando-se a equação de conservação de energia ao volume de controle apresentado na Figura 4.4-1:

$$\dot{Q} - \dot{W} + \iint_{AE} h \rho \vec{V}_n \cdot d\vec{A} - \iint_{AS} h \rho \vec{V}_n \cdot d\vec{A} = \frac{d}{dt} \iiint_{VC} u \rho dV \quad (4.5)$$

Neste momento, as seguintes considerações são aplicadas:

- Não há trocas de calor com o meio : $\dot{Q} = 0$
- Coletor rígido – não produz ou recebe trabalho: $\dot{W} = 0$
- Regime permanente no interior do coletor: $\frac{dU}{dt} = 0$

Sendo assim, a partir da Eq. (4.5) e das considerações acima apresentadas:

$$\iint_{AE} h\rho \vec{V}_n d\vec{A} = \iint_{AS} h\rho \vec{V}_n d\vec{A} \quad (4.6)$$

$$\dot{m}_e \cdot h_e = \dot{m}_s \cdot h_s \quad (4.7)$$

Substituindo-se os termos “entrada” (e) e “saída” (s) pelos seus respectivos equivalentes, tal como apresentado na Tabela 4.2:

$$(\dot{m}_a \cdot h_{ae} + \dot{m}_{ce} \cdot h_{ce}) = (\dot{m}_a \cdot h_{as} + \dot{m}_{cs} \cdot h_{cs} + \dot{m}_{vcs} \cdot h_{vcs}) \quad (4.8)$$

Utilizando-se as Eq. (4.1) e (4.2) em (4.8):

$$(\dot{m}_a \cdot h_{ae} + \dot{m}_{ce} \cdot h_{ce}) = [\dot{m}_a \cdot h_{as} + (1 - X) \dot{m}_{ce} \cdot h_{cs} + X \cdot \dot{m}_{ce} \cdot h_{vcs}] \quad (4.9)$$

Fazendo-se os devidos agrupamentos de termos:

$$\dot{m}_a \cdot (h_{ae} - h_{as}) + \dot{m}_{ce} \cdot (h_{ce} - h_{cs}) - X \cdot \dot{m}_{ce} (h_{vcs} - h_{cs}) = 0 \quad (4.10)$$

Mas, por definição, $h_{LV} = h_v - h_L$, logo

$$h_{LV} = h_{vc} - h_c \quad (4.11)$$

Aplicando-se a Eq. (4.11) na Eq. (4.10):

$$\dot{m}_a \cdot (h_{ae} - h_{as}) + \dot{m}_{ce} \cdot (h_{ce} - h_{cs}) - X \cdot \dot{m}_{ce} \cdot h_{LV} = 0 \quad (4.12)$$

Entretanto

$$dh = \left(\frac{dh}{dT} \right)_p \cdot dT + \left(\frac{dh}{dp} \right)_T dp$$

ou

$$dh = c_p \cdot dT + \left(\frac{dh}{dp} \right)_T dp \quad (4.13)$$

Mas como h é muito mais afetado por variações de T que por variações de p :

$$dh = c_p \cdot dT \quad (4.14)$$

logo

$$h_s - h_e = c_p \cdot (T_s - T_e) \quad (4.15)$$

Então:

$$\dot{m}_a \cdot c_{pa} \cdot (T_{ae} - T_{as}) + \dot{m}_{ce} \cdot c_{pc} \cdot (T_{ce} - T_{cs}) = X \cdot \dot{m}_{ce} \cdot h_{LV} \quad (4.16)$$

Aplicando a Eq. (4.4) sobre a Eq. (4.16) e substituindo-se a razão $\dot{m}_a / \dot{m}_c$ por AC , tal como definido pela Eq. (3.18), tem-se:

$$X = \frac{AC \cdot c_{pa} \cdot (\Delta T_a) + c_{pc} \cdot (\Delta T_c)}{L} \quad (4.17)$$

onde

X = fração de combustível vaporizado

$AC = \dot{m}_a / \dot{m}_c$

$L = h_{LV}$ = calor latente de vaporização do combustível

A Equação (4.17) apresenta a fração de combustível vaporizado no percurso desde a entrada (região 2) até a saída (região 3) (Figura 4.3-1) em função da razão AC , calores específicos do ar e do combustível, variação da temperatura do ar desde a região 1 até a região 3, variação da temperatura do combustível desde a região 2 até a região 3 e calor latente do combustível utilizado (**ANEXO VIII**).

5 - RESULTADOS E DISCUSSÕES

Este capítulo apresenta os resultados de uma considerável gama de dados coletados durante a fase experimental, sendo também discutidos os principais tópicos relacionados à pesquisa desenvolvida.

Dos itens 5.1 a 5.12 são apresentados resultados e discussões referentes ao funcionamento do motor sob a condição bi-combustível, em comparação com mesmo motor funcionando originalmente. Já nos itens 5.13 a 5.18, é dado enfoque à variação das emissões poluentes causada pela utilização de alimentação mista de diesel e etanol enquanto no item 5.19 é realizado um estudo econômico-ambiental da implantação do sistema desenvolvido na frota de ônibus da Região Metropolitana de São Paulo.

Entretanto, antes de qualquer análise torna-se importante a colocação de algumas definições e explicações:

- 1 - Por condição original de funcionamento, entende-se motor turbinado, sem intercooler e alimentado somente por diesel.
- 2 - Carga é definida como a porcentagem do torque da condição de plena carga (100% da potência), para uma dada rotação. Sendo assim, 70% da carga significa que, para a mesma rotação de ensaio, o motor deverá possuir 70% do torque verificado para a condição de 100% da potência.
- 3 - A condição de 130% da carga (ou 130% da potência), era obtida a partir do motor a plena carga, alimentado apenas por diesel e injetando-se em seguida combustível suplementar no coletor de admissão (etanol), de tal maneira que para uma dada rotação, aproximadamente 130% do torque era obtido.
- 4 - A menos que seja dito o contrário, todos os testes foram realizados com o motor dotado de turbocompressor, a fim de se aproveitar a energia disponível nos gases comprimidos para a vaporização do etanol injetado em forma líquida no coletor de admissão.

5.1– ANÁLISE DA SUBSTITUIÇÃO ENERGÉTICA E MÁSSICA DE DIESEL POR ETANOL

Durante os ensaios, utilizou-se como referência a rotação e o torque do motor para a condição de funcionamento original (somente diesel) e a substituição de diesel por etanol era realizada reduzindo-se o débito de diesel, mantendo-se a rotação constante e fixando-se três condições: 80% , 65% e 50% do torque original. A injeção de etanol visava a restituição do torque original, ou seja, utilizou-se substituições de 20, 35 e 50% do torque, respectivamente.

Sendo assim, antes de qualquer análise de dados obtidos durante o procedimento experimental, torna-se necessária à apresentação dos resultados da substituição energética e mássica de diesel por etanol em função da taxa de substituição de referência, a qual é dada em porcentagem do torque, tal como apresentado nas Figuras 5.1-1, 5.1-2 e 5.1-3. Estas são calculadas a partir do conhecimento da vazão mássica de diesel e de etanol e dos poderes caloríficos inferiores dos mesmos:

$$S.M._e = \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_d + \dot{m}_e} \times 100$$

$$S.E._e = \frac{\dot{m}_e \cdot PCI_e}{\dot{m}_d \cdot PCI_d + \dot{m}_e \cdot PCI_e} \times 100$$

onde

S.M.e - substituição mássica de diesel por etanol;

S.E.e - substituição energética de diesel por etanol;

$\dot{m}$ - vazão mássica de combustível;

PCI – poder calorífico inferior do combustível;

e (subscrito) - refere-se a etanol;

d (subscrito) - refere-se a diesel.

Figura 5.1-1 – Substituição real de diesel por etanol, em termos energéticos e mássicos, em função da restituição de torque para 50% da carga.

Figura 5.1-2 – Substituição real de diesel por etanol, em termos energéticos e mássicos, em função da restituição de torque para 70% da carga.

Figura 5.1-3 – Substituição real de diesel por etanol, em termos energéticos e mássicos, em função da restituição de torque para 100% da carga.

As Figuras 5.1-1, 5.1-2 e 5.1-3 apresentam a porcentagem de substituição energética e mássica real por etanol, em função da substituição em porcentagem do torque, para várias rotações e cargas de 50, 70 e 100%, respectivamente. Para tornar mais claro o entendimento destas e das próximas figuras que serão apresentadas, ao se ler, por exemplo, 20% de substituição de diesel por etanol (em % de torque - eixo horizontal), subentende-se que 20% do torque original é fornecido pelo etanol e os 80% restantes são fornecidos pelo diesel. As cargas de 50 e de 70% são obtidas a partir do conhecimento do torque do motor à plena carga (máxima alimentação de diesel) para uma dada rotação, e representam 50 e 70% do torque à plena carga (100% da carga), respectivamente.

Como se pode verificar pela análise das Figuras acima apresentadas, a substituição mássica por etanol é aproximadamente igual à substituição em torque, para todas as rotações e para as três cargas testadas, porém, devido as diferenças nos valores dos poderes caloríficos entre o etanol e o diesel (1kg de etanol hidratado a 4% possui aproximadamente 60% da energia de 1kg de óleo diesel), o valor da substituição energética por etanol é inferior ao da substituição mássica. Em média, o valor da substituição energética é aproximadamente 70% do valor da substituição mássica ou da substituição em torque.

Para a condição de 50% da carga, a máxima substituição energética e mássica foi, respectivamente, 36% e 46% para uma rotação de 2500rpm. Já para 70% da carga e rotações de 1500, 2000, 2500 e 3000rpm, em média, os mesmos valores foram observados.

Os valores mais expressivos são notados para a condição de plena carga e rotações de 1500, 2000, 2500 e 3000rpm, nos quais foram verificados valores médios máximos de 40% (substituição energética) e de 52% (substituição mássica) de diesel por etanol.

Os valores de substituição obtidos em laboratório e acima apresentados são coerentes com as informações contidas na bibliografia pesquisada: HOLMÉR et al. (1980) mostrou ser possível a substituição de até 32% de diesel por metanol, isto em emulsão e até 70% com injeção direta, mas causando deterioração excessiva dos bicos injetores; AJAV et al. (1998) possibilitaram substituição de até 15% do diesel por etanol, sob plenas cargas, com utilização de um carburador e um sistema de aquecimento da mistura em motor do ciclo Diesel; NOGUCHI et al. (1996) conseguiram substituições de até 38% de óleo diesel por etanol, em termos energéticos, para condição de plena carga, com injeção de etanol nas proximidades das válvulas de admissão; CHAPLIN & JANIUS (1987) possibilitaram substituições de até 72% do combustível utilizando dois sistemas de injeção adicionais: 1 direto no interior do cilindro e outro no coletor de admissão; resultados similares foram obtidos por GOERING et al. (1992) para motor funcionando sem carga de frenagem e com rotação elevada, porém apenas 28% do combustível podia ser substituído quando em plena carga; BARANESCU (1986) limitou substituições energéticas máximas de 16% por problemas de auto-ignição quando utilizava o processo "*fumigation*"; SAVAGE et al. (1986) obteve substituições energéticas de 35% para injeção suplementar nas costas da válvula de admissão e HAYES et al. (1988) obtiveram sucesso com até 75% de reposição energética para baixas cargas e até 30% em altas.

Apesar do verificado por tais pesquisadores, notou-se que as maiores substituições se davam para as cargas mais altas e rotações mais elevadas, obtendo-se valores de até 42% de substituição em termos energéticos, e 55%, em termos mássicos, pois como será visto no item 5.6, o etanol admitido pelos cilindros encontra-se totalmente vaporizado, ao contrário dos experimentos realizados pelos pesquisadores acima descritos.

5.2- ANÁLISE DO CONSUMO DE AR

As Figuras 5.2-1, 5.2-2 e 5.2-3 apresentam os consumos de ar em função da taxa de substituição de diesel por etanol e da rotação do motor, sendo que os gráficos 5.2-1 e 5.2-2 apresentam uma condição de cargas parciais (50 e 70% do máximo torque, respectivamente) e 5.2-3 uma condição de plena carga.

Analisando-se estes gráficos, nota-se que o consumo de ar do motor aumenta com o aumento da rotação do mesmo, como era de se esperar.

Com relação à substituição parcial de diesel por etanol, pouca influência foi observada no consumo de ar, principalmente para médias e baixas rotações testadas (1000, 1500 e 2000rpm). Para as rotações e cargas mais elevadas, verifica-se uma redução significativa no consumo de ar, característica esta mais aparente para a condição de 100% da carga onde reduções de até 10% no consumo de ar, em comparação com motor funcionando apenas com diesel, são verificadas.

Figura 5.2-1 – Consumo de ar do motor para 50% da carga em função da rotação e da taxa de substituição de diesel por álcool.

Figura 5.2-2 – Consumo de ar do motor para 70% da carga em função da rotação e da taxa de substituição de diesel por álcool.

Figura 5.2-3 – Consumo de ar do motor para 100% da carga em função da rotação e da taxa de substituição de diesel por álcool.

Esperava-se que o consumo de ar se mantivesse constante pois, durante os testes, a rotação foi mantida constante; porém, como o motor é turbocomprimido, a quantidade de ar fornecida ao motor depende da energia disponível nos gases de escape e, como a aspersão de álcool no coletor de admissão provoca redução na temperatura

dos gases admitidos, uma diminuição proporcional é verificada nos gases de escape, diminuindo-se a energia disponível nos mesmos.

Analisando-se as Figuras 5.10-1, 5.10-2 e 5.10-3 no item 5.10 deste mesmo capítulo, que representam as temperaturas medidas nos gases de escape em função da rotação do motor e da quantidade de diesel substituído por etanol, verifica-se que para 70 e 100% da carga e rotações de 2500 e 3000rpm, uma redução significativa na temperatura dos gases de exaustão é notada com o aumento da substituição de diesel por álcool. Reduções de temperatura de até 22% foram observadas, fator este que explica a redução também significativa no consumo de ar para estas condições, isto pois a queda de temperatura dos gases de escape é reflexo de uma redução na energia disponível nos mesmos; sendo assim, há menor quantidade de energia para a turbina transferir ao compressor, resultando em menor consumo de ar.

Aliado a este fator pode-se adicionar o aumento do rendimento termodinâmico do motor durante o seu funcionamento sob altas cargas e no modo bi-combustível, o que contribuiu também para a redução das temperaturas dos gases de escape.

5.3- ANÁLISE DA PRESSÃO FORNECIDA PELO TURBOCOMPRESSOR AO COLETOR DE ADMISSÃO

Um dos principais fatores que tornou possível o funcionamento normal do motor, operando com grandes substituições de diesel por etanol, foi o uso de um turbocompressor que pressurizava o ar admitido pelos cilindros, fornecendo maior massa de gás para os mesmos.

A partir dos valores medidos durante a experimentação, apresenta-se a Figura 5.3-1, que fornece os valores da pressão manométrica do turbocompressor em função da rotação do motor e da condição de carga do mesmo.

Figura 5.3-1 – Pressão fornecida pelo turbocompressor em função da rotação e da carga para motor funcionando na condição original

Pode-se concluir que, para as condições normais de funcionamento (50, 70 e 100% da carga), o turbocompressor testado passa a ser ativo a partir de 2000rpm. Para a condição de 130% da carga, o início de funcionamento do mesmo provavelmente acontece entre 1500 e 2000rpm, conclusão esta obtida por extrapolação dos pontos apresentados na Figura 5.3-1.

A condição de 130% da carga (ou 130% da potência), era obtida a partir do motor a plena carga, alimentado apenas por diesel e injetando-se em seguida combustível suplementar no coletor de admissão (etanol), de tal maneira que para uma dada rotação, aproximadamente 130% do torque era obtido.

Tais resultados deixam claro que, caso o turbocompressor forneça energia ao ar admitido somente pelo processo de compressão (desprezando-se as trocas de calor entre as carcaças da turbina e do compressor), o processo de substituição de grandes frações de diesel por etanol vaporizado no coletor de admissão aparentemente passa a ser viável a partir de 2000rpm, quando o compressor inicia seu funcionamento, isto para o caso das condições normais de funcionamento.

Como será visto adiante, isto não é totalmente verdadeiro pois as trocas de calor da carcaça da turbina para o compressor não são desprezíveis, logo há energia disponível para a vaporização de etanol mesmo para rotações inferiores a 2000rpm.

5.4- ANÁLISE DA ENERGIA FORNECIDA PELO COMPRESSOR

O turbocompressor é um dispositivo utilizado para sobrealimentar o motor com ar comprimido, o qual realiza trabalho absorvendo parte da energia dos gases de exaustão, através das palhetas da turbina e transferindo esta para as palhetas do compressor. Por este processo, ocorre aquecimento do ar através de trocas de calor da carcaça da turbina para a carcaça do compressor e também pela própria compressão do gás, tal como predito pela equação de compressão isentrópica dos gases perfeitos:

$$T_2 = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{k-1/k} \cdot T_1 \quad (5.4.1)$$

onde

T_1 – temperatura inicial do ar – antes da compressão;

T_2 – temperatura final do ar – após da compressão;

p_1 – pressão inicial do ar – antes da compressão;

p_2 – pressão final do ar – após da compressão;

k – razão de calores específicos do ar.

Pela Equação (5.4.1) verifica-se que ao se aumentar a razão de compressão p_2/p_1 , a temperatura final do gás também aumentará.

A energia disponível para vaporização do combustível, no coletor de admissão, é aquela que se apresenta na forma de energia interna, logo, para sua determinação foram medidas as diferenças de temperatura entre o ar antes e depois do compressor (Fig. 5.4-1). O resultado destas medidas encontram-se nas Figuras 5.4-2, 5.4-3 e 5.4-4 que apresentam as evoluções da temperatura ambiente, T_{amb} (medida antes da admissão do turbocompressor), da temperatura do gás comprimido, T_c (logo após o processo de compressão) e a diferença $T_c - T_{amb}$ (Temperatura do ar comprimido menos temperatura do ar admitido pelo compressor) em função da rotação e da carga aplicada ao motor. Destaca-se que tais medidas foram realizadas antes do processo de injeção de etanol no coletor de admissão.

Figura 5.4-1 – Esquema do turbocompressor e locais de tomadas de temperatura

Figura 5.4-2 – Evolução das temperaturas do ar admitido e do comprimido em função da rotação para 50% da carga e condição original.

Figura 5.4-3 – Evolução das temperaturas do ar admitido e do comprimido em função da rotação para 70% da carga e condição original.

Figura 5.4-4 – Evolução das temperaturas do ar admitido e do comprimido em função da rotação para 100% da carga e condição original.

Através das Figuras 5.4-2, 5.4-3 e 5.4-4, pode-se verificar o aumento expressivo da temperatura do ar comprimido, em comparação com o ar admitido pelo compressor, principalmente para rotações superiores a 2000rpm. Temperaturas finais de

compressão de 68, 80 e 98°C para cargas de 50, 70 e 100%, respectivamente, tal como medido para a rotação de 3000rpm, justificam a necessidade de utilização de um sistema de arrefecimento do ar comprimido previamente à admissão pelos cilindros.

Com relação ao acréscimo de temperatura do ar admitido provocado pelo turbocompressor, tal como representado pelas linhas tracejadas presentes nas Figuras 5.4-2, 5.4-3 e 5.4-4, nota-se aumentos de 35, 40 e 60°C, respectivamente, para as cargas de 50, 70 e 100% e rotação de 3000rpm.

Em termos energéticos, a quantificação do valor disponibilizado ao ar admitido, refletido apenas em aumento da temperatura, pode ser determinado a partir dos resultados apresentados nas Figuras 5.4-2, 5.4-3 e 5.4-4 e dos dados de vazão mássica de ar comprimido pelo turbocompressor, como discutido anteriormente no item 5.2.

Sendo assim, utilizando-se a equação de conservação de energia e de massa para uma descarga de ar $\dot{m}$ que sofre um aumento de temperatura de T_1 para T_2 , tem-se:

$$\Delta \dot{E}_{ac} = \dot{Q} - \dot{W} = \dot{m} \cdot c_{p_{ar}} \cdot (T_2 - T_1) \quad (5.4.2)$$

Logo, utilizando-se os dados de variação da temperatura do ar admitido, exibidos neste item, e da vazão mássica do mesmo (item 5.2), obtém-se a Figura 5.4-5, que apresenta o incremento de energia aplicado ao ar admitido e utilizado para elevar sua temperatura, tal como representado nas Figuras 5.4-2, 5.4-3 e 5.4-4, em função da rotação do motor e da carga aplicada ao mesmo.

Figura 5.4-5 – Taxa de fornecimento de energia ao ar admitido pelo turbocompressor em função da rotação do motor - condição original.

Verifica-se que, pela Fig. 5.4-5, a energia disponível no gás comprimido (refletida na forma da variação de temperatura) cresce rapidamente com o aumento da rotação do motor, tal como esperado pois esta variável sofre igual influência sobre o consumo de ar e sobre a temperatura dos gases comprimidos.

Pode-se notar que potências de até 5,5kW estão disponíveis no ar comprimido, isto para rotação de 3000rpm. Em média, para as três cargas de ensaio do motor (50, 70 e 100%), os valores de potência disponibilizados pelo ar comprimido contido no coletor de admissão, são apresentados na Tabela 5.4.1.

A Tabela 5.4.1 apresenta, em função da rotação do motor, os valores de potência média disponível no gás comprimido (ar), para as três cargas de ensaio, a potência média desenvolvida pelo motor e a razão P_{ac}/P_m , que indica a porcentagem de potência que deveria ser utilizada do motor para obter-se o mesmo aumento de temperatura da massa de ar comprimido.

Tabela 5.4.1 – Relação entre potência térmica disponível no ar comprimido, potência média no motor e rotação do mesmo – condição original.

ROTAÇÃO	$\dot{E}_{ac}$	P_m	$\dot{E}_{ac} / P_m$
	Potência média no ar comprimido entre 50, 70 e 100% da carga	Potência média do motor entre 50, 70 e 100% da carga	Razão de potências
(rpm)	(W)	(W)	(%)
1000	100	8800	1,1
1500	340	14900	2,3
2000	590	22500	2,6
2500	1700	32500	5,2
3000	3500	40200	8,7

Do apresentado na Tabela 5.4.1, valores de até 8,7% da potência média do motor podem ser aproveitados para vaporização do etanol, o que serve para provar que há energia suficiente nos gases comprimidos para vaporizar grande quantidade de álcool debitado no coletor de admissão. No caso específico da condição de plena carga e 3000rpm, P_{ac} é igual a 5,37kW (Fig. 5.4-5) e P_m igual a 53,7kW (Fig. 5.12-2), logo a razão P_{ac}/P_m é igual a 10%. Com a injeção de etanol hidratado no coletor de admissão, tal quantidade de energia é retornada eficientemente ao motor na forma de calor latente; por outro lado, em motores dotados de “*intercoolers*”, aproximadamente 80% desta energia é liberada ao ambiente, o que representa um grande desperdício energético.

Nenhuma análise similar foi encontrada na bibliografia pesquisada, pois o aproveitamento da energia disponibilizada pelo turbocompressor em motores do ciclo diesel não foi devidamente explorada pelos pesquisadores que utilizaram motores turbocomprimidos; logo, comparações entre os resultados obtidos com os publicados anteriormente não são possíveis. Entretanto, no caso de motores de ignição por centelha, verificou-se a existência de algumas empresas americanas que fabricam kits de substituição de “*intercoolers*” por sistemas de injeção de água / álcool no coletor de admissão, após o turbocompressor, obtendo-se desta maneira melhoras no desempenho de automóveis turbinados causadas pela refrigeração do ar comprimido. Entre elas destacam-se a DAVESDEVICE^(*), NASIOC^(**), AQUAMIST^(***) e KENNEDY'S^(****).

(*) <http://www.davesdevice.com>

(***) <http://www.aquamist.co.uk>

(**) <http://www.nasioc.com>

(****) <http://www.kennedysdynotune.com>

5.5- ANÁLISE DAS TEMPERATURAS NO COLETOR DE ADMISSÃO

A injeção de etanol líquido, sob temperatura ambiente, no fluxo de ar de admissão do motor previamente pressurizado e aquecido pelo turbocompressor, causou redução significativa na temperatura dos gases comprimidos, principalmente para as rotações mais elevadas e para as maiores taxas de substituição de diesel por etanol, tal como pode ser confirmado nas Figuras 5.5-1, 5.5-2 e 5.5-3, isto pois o etanol hidratado é injetado líquido no coletor de admissão e à temperatura ambiente; ao entrar em contato com o ar comprimido aquecido, sofre aquecimento e mudança de fase, absorvendo grande quantidade de energia do gás comprimido, refletido em redução expressiva da temperatura do mesmo.

As Figuras 5.5-1, 5.5-2 e 5.5-3 apresentam a evolução da temperatura dos gases admitidos pelo cilindro (mistura de ar e etanol vaporizado) em função da taxa de substituição de diesel por etanol para diferentes rotações do motor. Nas legendas, além das rotações, são apresentadas as temperaturas ambientes (T_a), em graus centígrados, medidas durante os ensaios e as pressões manométricas (P_t), em kgf/cm^2 fornecidas pelo turbocompressor, lidas no coletor de admissão.

Figura 5.5-1 – Evolução da temperatura dos gases admitidos pelo motor (ar e vapor de etanol) em função da rotação e da taxa substituição de diesel por etanol para 50% da carga.

Figura 5.5-2– Evolução da temperatura dos gases admitidos pelo motor (ar e vapor de etanol) em função da rotação e da taxa substituição de diesel por etanol para 70% da carga.

Figura 5.5-3– Evolução da temperatura dos gases admitidos pelo motor (ar e vapor de etanol) em função da rotação e da taxa substituição de diesel por etanol para 100% da carga.

Nota-se que o comportamento das curvas para as rotações de 1000, 1500 e 2000rpm é bastante próximo, para qualquer carga, divergindo bastante para as rotações mais altas. Isto acontece pois o compressor passa a ser efetivo a partir de 2000rpm, onde

a pressão manométrica fornecida pelo mesmo passa a ser maior que zero, tal como apresentado nas legendas e verificado no item 5.3. Sendo assim, o aumento da temperatura dos gases para 1000, 1500 e 2000rpm se deve, principalmente, pelas trocas de calor entre as carcaças da turbina e do compressor e através do eixo de ligação turbina-compressor.

Reduções de até 74°C na temperatura dos gases comprimidos foram observadas para a condição de 3000rpm, 100% de carga e 50% de taxa de substituição de diesel por etanol, tal como apresentado na Figura 5.5-3. Apesar de as temperaturas do ar comprimido crescerem repentinamente com o aumento da rotação (motor funcionando apenas com diesel - 0% de substituição de diesel por etanol), a injeção de álcool no coletor de admissão tende a aproximar estas temperaturas a um valor bem próximo ao da temperatura ambiente. Para 50% de substituição de diesel por etanol e 100% da carga, pode-se notar uma convergência das linhas para um valor médio igual a 28°C. Esta tendência também é visível para os ensaios com 50 e 70% da carga, tal como visto nas Figuras 5.5-1 e 5.5-2.

Tal comportamento é resultado direto do processo de vaporização do etanol líquido injetado no fluxo de ar no coletor de admissão, o qual absorve energia do gás comprimido pelo turbocompressor para mudar de fase (transformar-se em vapor). Isto implica em duas vantagens:

- a)- O combustível líquido injetado no coletor de admissão entra, na sua maior parte, na forma de vapor no interior do cilindro;
- b) - A redução da temperatura dos gases no coletor de admissão, tal como verificado, elimina a necessidade do uso de intercoolers, especialmente quando o motor funciona com mais de 35% de substituição de diesel por etanol.

No caso do uso de um intercooler, o qual é um radiador do tipo gás-gás, o ar comprimido sofre uma redução de temperatura equivalente ao apresentado nas Figuras 5.5-1, 5.5-2 e 5.5-3 para uma condição de 50% de substituição de diesel, porém com a grande desvantagem de que a energia retirada do ar comprimido é perdida ao ambiente (cerca de 80% da fornecida pelo turbocompressor); já com a injeção de álcool no coletor de admissão, toda esta energia que seria desperdiçada pelo intercooler é agora absorvida

pelo combustível durante seu aquecimento e mudança de fase, ou seja, a energia fornecida pelo turbocompressor é totalmente reaproveitada pelo motor, se forem desprezadas as perdas de calor através das paredes do coletor de admissão.

5.6- ANÁLISE DA FRAÇÃO VAPORIZADA DE ETANOL NO COLETOR DE ADMISSÃO

A quantidade de combustível vaporizado no coletor de admissão, previamente à sua admissão pelos cilindros, é determinada a partir do levantamento das temperaturas adquiridas no decorrer do coletor de admissão, do estudo realizado por FEITOSA (1998) com relação à vaporização de etanol no interior do cilindro de um motor de ignição por centelha, durante a partida a frio, e do desenvolvimento teórico apresentado no item 4.4 (Análise teórica do processo de vaporização do etanol no fluxo de ar quente). Sendo assim, a seguinte equação é aplicada à análise aqui apresentada:

$$X = \frac{AC \cdot c_a \cdot (\Delta T_a) + c_c \cdot (\Delta T_c)}{h_{LV}} \quad (5.6.1)$$

onde:

X = fração de combustível vaporizado;

AC = razão ar-combustível admitido pelo coletor de admissão;

c_a = calor específico do ar (à pressão constante);

c_c = calor específico do combustível (à pressão constante);

ΔT_a = variação da temperatura do ar no decorrer do coletor de admissão;

ΔT_c = variação da temperatura do combustível no decorrer do coletor de admissão;

h_{LV} = entalpia de vaporização do combustível (calor latente de vaporização).

Esta equação, tal como explicado no item 4.4 com maiores detalhes, representa a quantidade de combustível vaporizado em função da massa de combustível adicionada ao ar, da quantidade de energia transferida do ar para o combustível devido a variação da temperatura do ar comprimido e do combustível no decorrer do coletor de

admissão (desde o momento da injeção até o momento da admissão da mistura pelos cilindros) e da entalpia de vaporização do combustível utilizado, fornecida no **ANEXO VIII**.

Tal como verificado no Capítulo 4, foram instalados 6 termopares no coletor de admissão, os quais tinham 3 principais funções

- 1- Aquisição e monitoramento das temperaturas dos gases admitidos,
- 2- Determinação da posição aproximada onde o processo de vaporização do combustível tinha término;
- 3- Determinação da fração de etanol vaporizado que entrava no cilindro.

No caso da posição aproximada onde se finalizava o processo de vaporização, foi utilizado como referência o fato de que o processo de mudança de fase do etanol líquido acontece com absorção de grande quantidade de energia das redondezas (ar comprimido), isto pois o mesmo possui um alto calor latente de vaporização. Em contrapartida, tal processo não é instantâneo, motivo pelo qual o coletor de admissão foi redimensionado para possibilitar um maior tempo de residência do combustível neste, possibilitando uma maior vaporização.

Sendo assim, devido aos atrasos físicos inerentes aos processos de trocas de calor entre ar e combustível e ao de vaporização, eram esperadas quedas de temperatura do gas entre termopares sucessivos, no sentido compressor – cilindros, tal como confirmado durante os ensaios. Definiu-se então que o processo de vaporização do etanol no coletor de admissão teve fim (ou foi abruptamente reduzido) na região onde se verificou que a diferença de temperatura entre termopares seguidos era nula ($\Delta T=0$). Esta região, na maioria dos casos, estava entre o segundo e terceiro termopar após a injeção (termopares T4 e T5, tal como apresentado na Figura 5.6-1 e 5.6-2), ou seja, entre 640 e 860mm após o último bico injetor.

Figura 5.6-1 – Esquema do coletor de admissão modificado exibindo cotas e posição dos termopares instalados.

Figura 5.6-2 – Detalhe do coletor de admissão modificado, antes da instalação no motor, exibindo pontos de instalação dos termopares e instalação dos injetores de etanol.

Esta verificação sugere que o coletor de admissão está superdimensionado para o turbocompressor instalado; em desenvolvimentos futuros, o mesmo poderá ser reduzido para um valor máximo de aproximadamente 860mm de região de vaporização (entre os pontos A e T5 na Figura 5.6-1), em vez dos 1400mm atuais. Na Figura 5.6-3 e 5.6-4, pode-se melhor verificar o coletor de admissão original e o modificado.

Figura 5.6-3 – Vista superior do motor, destacando coletor de admissão modificado e original

Figura 5.6-4 – Vista superior do motor, destacando coletor de admissão modificado, instalação do suporte dos bicos injetores de etanol e dos termopares.

A Tabela 5.6.1 apresenta os valores calculados de tempo de residência da massa de etanol no coletor de admissão, definido aqui como o tempo necessário para a massa de etanol (líquido finamente atomizado e vapor) percorrer o coletor de admissão desde o momento de injeção até a entrada no motor (ponto B), considerando que toda a massa de combustível desloca-se com a mesma velocidade do ar no coletor de admissão.

Tabela 5.6.1 – Tempo de residência das gotículas de etanol no coletor de admissão

CARGA	ROTAÇÃO (rpm)	TEMPO DE RESIDÊNCIA PARA VAPORIZAÇÃO – L=800mm (ms)	TEMPO DE RESIDÊNCIA TOTAL – L = 1400mm (ms)
50%	1500	38ms	67ms
	2000	27ms	48ms
	2500	21ms	37ms
	3000	18ms	31ms
70%	1500	37ms	64ms
	2000	26ms	46ms
	2500	21ms	36ms
	3000	17ms	30ms
100%	1500	36ms	63ms
	2000	25ms	43ms
	2500	18ms	33ms
	3000	15ms	25ms

A Tabela 5.6.1 apresenta, a partir das leituras de velocidade do fluxo dos gases no coletor de admissão, os valores calculados do tempo de residência das gotículas de combustível para duas condições distintas:

- 1 – Tempo de residência para os primeiros 800mm de coletor após a injeção de combustível – região onde se verificou que acontecia todo o processo de vaporização;
- 2 – Tempo de residência para todo o coletor de admissão (1400mm), onde 1120mm são pertencentes ao coletor modificado e 280mm do coletor original.

Pode-se verificar que o tempo de residência, para os primeiros 800mm está entre 15 e 38ms e entre 30 e 67ms para todo o coletor. Quando se compara estes valores com o tempo gasto por um pistão para percorrer os ciclos de admissão e de compressão, tal como apresentado na Tabela 5.6.2, nota-se que o tempo de residência das gotículas no coletor de admissão é, em média, 3 vezes maior que o tempo de residência da

mistura ar – vapor de combustível no interior do cilindro. Isto sugere que um tempo bastante grande é disponibilizado ao etanol para que este se vaporize no coletor de admissão.

Tabela 5.6.2– Tempo de residência da mistura ar – etanol no coletor de admissão

ROTAÇÃO	t1 - TEMPO DE RESIDÊNCIA NO CILINDRO (admissão + compressão)	t2 - TEMPO DE RESIDÊNCIA MÉDIO NO COLETOR	t1/t2
1500rpm	20ms	65ms	3,2
2000rpm	15ms	45ms	3,0
2500rpm	12ms	36ms	3,0
3000rpm	10ms	28ms	2,8

Com relação à fração de combustível vaporizado, determinada a partir da Equação (5.6.1), dos valores de temperatura medidos no coletor de admissão e das vazões mássicas de ar e combustível no mesmo, apresenta-se a Tabela 5.6.3.

Na tabela 5.6.3 são apresentados os valores da energia necessária para vaporização (coluna 7) de toda massa de etanol debitado no coletor de admissão (coluna 4), energia disponível no ar comprimido para vaporização do combustível (coluna 6), fração de combustível vaporizado no coletor de admissão (coluna 8) determinada pela utilização da Equação (5.6.1) e da queda de temperatura observada no coletor de admissão (coluna 5) entre os pontos T2 e T6 apresentados na Figura 5.6-1, resultado do processo de mudança de fase do combustível em função da rotação do motor, carga de trabalho e taxa de substituição de diesel por etanol (colunas 1, 2 e 3 respectivamente).

Para o cálculo da fração de etanol vaporizado no interior do coletor de admissão modificado (coluna 8), utilizou-se a Equação (5.6.1), tal como desenvolvida no item 4.4:

$$X = \frac{\left(\frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_c} \right) \cdot c_a \cdot (\Delta T_a) + c_c \cdot (\Delta T_c)}{h_{LV}} \quad (5.6.2)$$

Para maior entendimento, apresenta-se a Figura 5.6-5

Figura 5.6-5 – Esquema da instalação do coletor de admissão modificado no motor

Onde $\Delta T_a = T_2 - T_6$ e $\Delta T_c = T_{ic} - T_6$ e:

T_2 é a temperatura do ar comprimido antes da injeção de etanol;

T_6 é a temperatura da mistura ar-etanol comprimida após a injeção e no final do coletor de admissão modificado;

T_{ic} é a temperatura inicial do combustível.

Os resultados apresentados na Tabela 5.6.3 deixam claro que para rotações acima de 2000rpm há energia suficiente nos gases comprimidos para vaporizar todo o combustível debitado no coletor de admissão, com exceção das condições de 2000rpm e 50% da carga, onde não foi possível atingir a condição de 50% de substituição, e de 2000rpm, 50% da carga e 35% de substituição, onde apenas 82% do debitado foi vaporizado no interior dos 1120mm do coletor de admissão modificado (entre os pontos A e T6 – Figura 5.6-1), não significando isto que o restante não tenha sido vaporizado no interior do coletor de admissão original e também durante o período de admissão e de compressão dos gases.

Tabela 5.6.3 – Fração de combustível vaporizado no coletor de admissão

1	2	3	4	5	6	7	8
Rotação	Carga	Substituição de diesel por etanol	Consumo de etanol hidratado	ΔT compressor - motor	Energia absorvida pelo etanol	Energia necessária para vaporização de 100% do etanol	fração vaporizada de etanol
(rpm)	%	(% torque)	(g/h)	(C)	(W)	(W)	(%)
1500	50	0	0,00	0	30,9	0,0	0
		20	615,44	4,3	131,9	153,9	86,3%
		35	858,97	5	153,7	214,7	72,4%
2000	50	0	0,00	0	0,0	0,0	0
		20	696,66	5	213,1	174,2	100,0%
		35	1706,01	8	344,8	426,5	81,7%
2500	50	0	0,00	0	0,0	0,0	0
		20	1586,75	12	643,5	396,7	100,0%
		35	2965,99	19	1022,2	741,5	100,0%
		50	4085,78	27	1475,4	1021,4	100,0%
3000	50	0	0,00	0	0,0	0,0	0
		20	1477,52	7	450,9	369,4	100,0%
		35	3231,56	28	1782,3	807,9	100,0%
		50	3781,69	32	2091,8	945,4	100,0%
1500	70	0	0,00	0	0,0	0,0	0
		20	736,70	4	124,1	184,2	66,5%
		35	1440,55	5	157,6	360,1	43,5%
		50	2208,80	7	225,2	552,2	41,1%
2000	70	0	0,00	0	0,0	0,0	0
		20	1341,03	9	382,4	335,3	100,0%
		35	2353,82	19	830,9	588,5	100,0%
		50	3459,00	22	938,4	864,7	100,0%
2500	70	0	0,00	0	0,0	0,0	0
		20	2160,00	18	976,8	540,0	100,0%
		35	4032,82	35	1905,2	1008,2	100,0%
		50	4683,98	37	2041,3	1171,0	100,0%
3000	70	0	0,00	0	0,0	0,0	0
		20	2291,60	10	664,5	572,9	100,0%
		35	4539,76	39	2518,8	1134,9	100,0%
		50	6069,26	48	3097,4	1517,3	100,0%
1500	100	0	0,00	0	0,0	0,0	0
		20	1552,75	7	224,1	388,2	56,6%
		35	2213,25	8	259,1	553,3	46,2%
		50	3367,63	10	324,3	841,9	38,5%
2000	100	0	0,00	0	0,0	0,0	0
		20	2073,67	25	1119,6	518,4	100,0%
		35	3572,69	33	1491,2	893,2	100,0%
		50	4481,27	37	1668,7	1120,3	100,0%
	130	130% pot	3107,45	40	1920,0	776,9	100,0%
2500	100	0	0,00	0	0,0	0,0	0
		20	3052,31	28	1634,8	763,1	100,0%
		35	5130,02	47	2734,0	1282,5	100,0%
		50	6943,49	53	3028,2	1735,9	100,0%
	130	130% pot	3420,27	19	1207,2	855,1	100,0%
3000	100	0	0,00	0	0,0	0,0	0
		20	3417,76	16	1166,0	854,4	100,0%
		35	5876,79	56	3984,7	1469,2	100,0%
		50	8043,64	57	3993,7	2010,9	100,0%
	130	130% pot	4439,91	20	1665,1	1110,0	100,0%

5.7- ANÁLISE DA RELAÇÃO AR / COMBUSTÍVEL

A substituição de diesel por etanol implicou em tendência significativa de redução da razão de equivalência, λ , isto porque a adição de álcool resultava em redução no valor da razão AC estequiométrica, a qual variava desde 14,93:1, para diesel puro (adotado como $C_{13}H_{28}$), até 13,50:1 quando aproximadamente 50% da massa total de combustível era representada por etanol.

A determinação da razão AC estequiométrica total, se dá pelo balanço da seguinte reação:

onde

$$z = 0,79 \cdot a$$

$$a = (\%_D \cdot 40 + \%_E \cdot 6) / 0,42$$

$$x = \%_D \cdot 13 + \%_E \cdot 2$$

$$y = \%_D \cdot 14 + \%_E \cdot 3$$

logo

$$AC_{est} = \frac{m_{ar}}{m_c} = \frac{a \cdot M_{ar}}{\%_D \cdot M_D + \%_{ET} \cdot M_{ET}} \quad (5.7.2)$$

sendo que M_D e M_{ET} são as massas moleculares diesel e etanol, com valores exibidos no **ANEXO VII**, $\%_D$ e $\%_{ET}$ representam a porcentagem de diesel e etanol utilizados e M_{ar} a massa molecular do ar, igual a 28,85 g/mol

Adota-se aqui, como representativa de todas as faixas de trabalho, a condição de 70% da carga, haja visto existir grande similaridade das tendências aqui apresentadas às outras cargas, e também para que a análise deste item não se torne demasiadamente longa. Sendo assim, apresenta-se a Figura 5.7-1, que exhibe a evolução da razão AC estequiométrica em função da substituição de diesel por etanol:

Figura 5.7-1 – Razão AC estequiométrica em função da substituição de diesel por etanol para 70% da carga.

O processo de substituição de diesel por etanol também implicou em diminuição da razão AC real, determinada a partir das vazões mássicas de ar e de combustível (diesel + etanol) que entravam no motor, tal como exibido na Figura 5.7-2.

Figura 5.7-2 - Razão AC real em função da substituição de diesel por etanol para 70% da carga.

O resultado destas duas tendências, observadas para todas as cargas ensaiadas, de redução nos valores AC_{est} e AC_{real} , conduziram a uma redução no valor da razão de equivalência, λ , que é dada pela razão entre AC_{real} e AC_{est} e representa quão pobre ou rica está a mistura (se $\lambda > 1$, a mistura está pobre e se $\lambda < 1$, rica) – Figura 5.7-3.

Figura 5.7-3 – Razão de equivalência, λ , em função da substituição de diesel por etanol para 70% da carga

Este enriquecimento da mistura, ao substituir-se diesel por etanol, também está relacionado ao aumento do consumo específico de combustível, tal como será visto no item 5.8.

5.8- ANÁLISE DO CONSUMO TOTAL DE COMBUSTÍVEL

Antes de qualquer interpretação dos resultados apresentados a seguir, deve ser lembrado que a substituição de diesel por etanol, tal como efetuada neste trabalho, implica em uma tendência no aumento do consumo específico total de combustível, isto causado pela grande diferença de poderes caloríficos dos dois combustíveis utilizados; (1kg de etanol hidratado a 4% possui aproximadamente 60% da energia contida em 1kg de óleo diesel).

Isto não significa que o rendimento térmico do motor diminuirá com o aumento da substituição de diesel por etanol como será demonstrado no item 5.11.

Também deve-se destacar que o eixo x nas Figuras 5.8-1, 5.8-2 e 5.8-3 está apresentado na forma de substituição de torque. Em termos mássicos, os valores apresentados são aproximadamente os mesmos, tal como já explicado no item 5.1.

Sendo assim, nas Figuras 5.8-1, 5.8-2 e 5.8-3 são apresentados os valores calculados do consumo específico de combustível total (diesel + etanol), os quais foram determinados a partir das leituras de consumos de diesel e de etanol e da potência indicada do motor, para a condição testada. Nas legendas, são apresentadas as variações do consumo em relação à condição original (funcionamento apenas com diesel).

Figura 5.8-1 – Consumo específico de combustível total para 50% da carga

Figura 5.8-2 – Consumo específico de combustível total para 70% da carga

Figura 5.8-3 – Consumo específico de combustível total para 100% da carga

Nas Figuras 5.8-1, 5.8-2 e 5.8-3 são apresentados os consumos específicos totais de combustível em função da taxa de substituição de diesel por etanol, rotação e carga de trabalho.

Como explicado no início deste item, observa-se nas Fig. 5.8-1, 5.8-2 e 5.8-3 uma tendência de aumento do consumo específico de combustível com o aumento da substituição por etanol que, em média, é apresentada na Tabela 5.8.1

Tabela 5.8.1 – Variação do consumo específico médio em função da taxa de substituição de diesel por etanol

CARGA	20% de substituição de torque	35% de substituição de torque	50% de substituição de torque
	VARIAÇÃO MÉDIA DO CONSUMO ESPECÍFICO		
50%	+5,4%	+11,8%	+20,3%
70%	+1%	+7,2%	+14%
100%	+3,8%	+5,2%	+11,8%
MÉDIA	+3,4%	+8,1%	+15,4%

a restituição do torque perdido pela diminuição do débito de diesel reflete-se em aumento do consumo específico devido a diferença de poderes caloríficos dos dois combustíveis. Como apresentado na Tabela 5.8.1, em média, estes aumentos foram de 3,4% para 20% de substituição, 8,1% para 35% de substituição e 15,4% para a máxima substituição.

Com relação aos testes visando o excesso de potência (até 130% da potência original), notou-se um aumento no consumo específico em aproximadamente 8%, tal como apresentado na Figura 5.8-4.

Figura 5.8-4 – Consumo específico de combustível total para 100 e 130% da carga.

Este ensaio consistia em estabilizar-se o motor em plena carga, funcionando apenas com diesel e após isto adicionar etanol, sem reduzir-se o débito de diesel para atingir-se um torque aproximadamente 30% superior. Este procedimento, implica em um pequeno aumento do débito de diesel, pois a bomba injetora recebe sinal de pressão do coletor de admissão para ajuste da quantidade de diesel injetado; como há maior potência, existe maior disponibilidade de energia nos gases de exaustão implicando em mais energia para compressão dos gases admitidos. O aumento no débito de diesel foi de 4%, 7% e 5% respectivamente para as rotações de 2000, 2500 e 3000rpm (Tabela 5.8.2).

Com relação ao débito de etanol, verifica-se uma adição de aproximadamente 25% da massa total de combustível. O incremento de potência foi da ordem de 28% com um aumento médio na energia fornecida ao motor de 27,7%, tal como pode ser verificado na Tabela 5.8.2.

Tabela 5.8.2 – Débito de etanol, variação da energia fornecida, da potência e do débito de diesel em função da rotação do motor para teste a 130% da potência.

ROTAÇÃO	Variação no débito de diesel (% do débito original)	Débito de etanol (% da massa total)	Variação na energia fornecida	Variação na potência
2000	+4%	+29%	+32%	+31%
2500	+7%	+23%	+27%	+28%
3000	+5%	+22%	+25%	+24%
MÉDIA	+5,3%	+24,7%	+28%	+27,7%

Segundo HEYWOOD (1988), menores consumos específicos são obtidos em grandes motores, atingindo-se valores mínimos da ordem de 200g/kWh. Para o motor experimentado, o mínimo valor foi aproximadamente 27% superior a este valor (para 100% da carga e 1500rpm). Para esta condição, o valor do consumo específico para funcionamento apenas com diesel foi 253g/kWh. Esta diferença, apesar de ser relativamente grande, é bastante coerente pelos seguintes motivos:

- 1 – O motor ensaiado não era novo, o que implica em redução da potência pelo desgaste de componentes;

- 2 – O motor de testes era relativamente pequeno (2,5L) e de alta rotação (máxima de 4640rpm), o que implica em menor eficiência térmica em comparação com motores grandes e de baixa rotação;
- 3 – O motor foi testado com grande parte de seus acessórios instalados (bomba d'água, bomba de óleo e bomba injetora) os quais utilizam parte da energia produzida para funcionarem, reduzindo a potência efetiva do motor, logo aumentando o consumo específico do mesmo.

O aumento do consumo específico de combustível, quando da substituição parcial de óleo diesel, já era esperado tal como explicado no início deste item, isto devido às diferenças de poderes caloríficos dos dois combustíveis. Entretanto, a simples análise do consumo específico de combustível tende a mascarar os resultados, dando a impressão de que a substituição de diesel por etanol não é viável do ponto de vista econômico.

Sendo assim, efetuando-se a análise do consumo de combustível em base energética (e não em massa) em função da potência fornecida pelo motor, fica claro que a substituição de diesel por etanol reduz a quantidade de energia fornecida ao motor para uma mesma potência produzida (Fig. 5.8-5, 5.8-6 e 5.8-7). A este tipo de análise do consumo de combustível, adota-se aqui o termo “consumo energético específico” que, em outras palavras, também significa o inverso do rendimento térmico do motor.

As curvas apresentadas nas Figuras 5.8-5, 5.8-6 e 5.8-7 deixam claro que a substituição de diesel por etanol tende a diminuir o consumo de energia do motor para produzir-se a mesma potência. Esta tendência é mais clara para as cargas de 70 e 100% (Fig. 5.8-6 e 5.8-7).

Nota-se reduções de até 22% no consumo energético do motor para 100% da carga, 2500rpm e 50% de substituição em comparação com a condição original. Para a condição de 70% da carga, 3000rpm e 50% de substituição, verifica-se redução de 20%.

Figura 5.8-5 – Consumo energético de combustível para motor a 50% da carga.

Figura 5.8-6 – Consumo energético de combustível para motor a 70% da carga.

Figura 5.8-7 – Consumo energético de combustível para motor a 100% da carga.

Estes resultados destacam a viabilidade econômica do sistema de alimentação desenvolvido; apesar de o consumo específico tender ser maior devido as diferenças de poderes caloríficos dos combustíveis, o consumo energético sofre redução, isto devido ao melhor rendimento térmico do motor testado quando utilizava-se substituição parcial de diesel por etanol vaporizado no coletor de admissão.

5.9– ANÁLISE DA PRESSÃO NO INTERIOR DO CILINDRO

Através da instalação de transdutor piezoelétrico no cilindro número 1, tal como apresentado na Fig 5.9-1 e 5.9-2, determinou-se as curvas de evolução de pressão no interior do cilindro, para todas as condições ensaiadas.

Por ter sido gerado uma grande quantidade de dados (cada condição de carga/rotação/substituição ensaiada gerava $20 \cdot 10^3$ dados de pressão para um tempo de aquisição de aproximadamente 1 segundo, equivalendo a uma aquisição de pressão para cada $0,7^\circ$ de deslocamento do eixo de manivelas), a apresentação destes necessitaria de

aproximadamente 70 gráficos. Sendo assim, optou-se pela apresentação dos resultados para a condição de 3000rpm e 100% da carga, destacando-se que tais resultados são similares aos obtidos para as outras rotações e cargas testadas.

Figura 5.9-1 – Instalação do sensor de pressão no cilindro número 1.

Figura 5.9-2 – Detalhe da instalação do sensor de pressão no cilindro número 1.

Na Figura 5.9-3, é apresentada a evolução de pressão no interior do cilindro para 4 ciclos do motor turbocomprimido e alimentação somente por diesel.

Figura 5.9-3 – Evolução da pressão no interior do cilindro nº1 para motor turbocomprimido, 3000rpm, 100% da carga e alimentação somente por diesel.

Pode-se notar, pela análise da Fig. 5.9-3, que as curvas possuem dois picos distintos: o primeiro, causado pela compressão do ar e pela combustão de uma parte do combustível logo após sua injeção no interior do cilindro; o segundo, causado pela combustão do restante do combustível vaporizado durante o intervalo entre os dois picos, no qual nota-se uma queda brusca da pressão.

Analisando-se com mais detalhes apenas 1 ciclo, tal como apresentado na Fig. 5.9-4, pode-se verificar com mais detalhes a existência de dois picos principais, resultados da combustão de quase todo o combustível debitado. Também nota-se a existência de picos secundários, causados pelas características da combustão de motores do ciclo diesel, mas também possivelmente relacionado a injeções secundárias indesejáveis, tal como relatado por TAYLOR (1977).

Figura 5.9-4 – Evolução da pressão no interior do cilindro nº1 para motor turbocomprimido, 3000rpm, 100% da carga e alimentação somente por diesel – detalhe de dois ciclos.

Ainda, com relação à Fig 5.9-3, pode-se notar grande similaridade entre os valores de pressão dos picos apresentados nos 4 ciclos.

Dados relacionados ao motor com substituição de 20% de diesel por etanol são mostrados na Fig. 5.9-5, onde também verifica-se pouca variação nos valores máximos de pressão entre os ciclos, porém nota-se um aumento do valor da máxima pressão do primeiro pico e redução do segundo em comparação com a condição original; já na condição de 35% de substituição (Fig. 5.9-6) nota-se aumento da variação dos máximos valores de pressão do primeiro pico em relação à média ($\pm 4\%$), provavelmente relacionado a combustão de uma maior quantidade de combustível. Para esta condição, nota-se menor variação dos valores de máxima pressão dos segundos picos.

Figura 5.9-5 – Evolução da pressão no interior do cilindro nº1 para motor turbocomprimido, 3000rpm, 100% da carga e 20% de substituição de diesel por etanol.

Figura 5.9-6 – Evolução da pressão no interior do cilindro nº1 para motor turbocomprimido, 3000rpm, 100% da carga e 35% de substituição de diesel por etanol.

Com relação à condição de 50% de substituição de diesel por etanol, tal como apresentado nas Fig. 5.9-7 e 5.9-8, nota-se uma redução da média do valor de máxima pressão do primeiro pico em comparação com motor original (73bar para condição original e 66bar para 50% de substituição) e aumento do valor do segundo pico, indicando que uma maior parte do combustível esteja sendo queimada após o ponto morto superior.

Figura 5.9-7 – Evolução da pressão no interior do cilindro nº1 para motor turbocomprimido, 3000rpm, 100% da carga e 50% de substituição de diesel por etanol.

Figura 5.9-8 – Evolução da pressão no interior do cilindro nº1 para motor turbocomprimido, 3000rpm, 100% da carga e 50% de substituição de diesel por etanol – detalhe de dois ciclos.

Por superposição das curvas de evolução de pressão no interior do cilindro, obtém-se as Fig. 5.9-9 e 5.9-10, que apresentam um tempo de compressão e outro de expansão para as 4 condições de alimentação apresentadas.

Figura 5.9-9 – Superposição das curvas de evolução de pressão para motor a 3000rpm e 100% da carga.

Figura 5.9-10 – Superposição das curvas de evolução de pressão para motor a 3000rpm e 100% da carga – detalhe do Ponto Morto Superior.

Pela Fig. 5.9-10 pode-se concluir que a substituição de diesel por álcool aparentemente aproxima o segundo pico de pressão ao ponto morto superior, o que resulta em melhorias na eficiência de conversão térmica e mecânica, tal como será apresentado no item 5.11.

A fim de comparar-se os resultados de pressão média, máxima e mínima, além do desvio da média do primeiro e segundo picos de pressão para 15 ciclos de funcionamento do motor, é apresentado a Tabela 5.9.1.

Tabela 5.9.1 – Valores de pressão média, máxima e mínima dos 2 picos principais para as 4 condições apresentadas e 15 ciclos do motor.

Tipo	PRIMEIRO PICO				SEGUNDO PICO			
	Méd.	Máx.	Mín.	Desvio	Méd.	Máx.	Mín.	Desvio
ORIGINAL	73,0	73,4	72,2	+0,5%	64,6	66,8	61	+3,4%
				-1,1%				-5,6%
20% SUBS.	77,2	77,9	76,2	+0,9%	63,4	66,4	60,9	+4,7%
				-1,3%				-3,9%
35% SUBS.	84,3	87,3	80,6	+3,6%	70,3	71,6	68,4	+1,8%
				-4,4%				-2,7%
50% SUBS.	66,0	66,5	65,3	+0,8%	70,2	72,7	66,9	+3,6%
				-1,0%				-4,7%

Pela análise dos dados apresentados na Tabela 5.9.1, nota-se que as maiores variações do primeiro pico de pressão acontecem para a condição de 35% de substituição de diesel, possivelmente resultado de uma condição ideal de queima do vapor de etanol admitido pelo coletor de admissão, o qual entra em ignição no exato instante em que se inicia a combustão do óleo diesel injetado no interior do cilindro. Já para o segundo pico, as três condições de substituição estão de acordo com as variações medidas para a condição original, o que significa que o motor possui uma condição normal de funcionamento (regular) para todas as condições de substituição de diesel por etanol, tal como verificado experimentalmente.

NOGUCHI et al. (1996) verificaram variações de até 2,1% entre os picos de pressão principais, isto para um motor funcionando apenas com diesel. Quando se substituíu aproximadamente 38% do diesel por etanol injetado nas válvulas de

admissão, esta variação atingia 11,2% que, segundo os autores, não era adequada ao bom funcionamento do motor.

Para a condição de 35% de substituição, tal como apresentado na Tabela 5.9.1, a variação verificada entre os picos principais foi de $\pm 4\%$, valor este bem inferior ao obtido por NOGUCHI et al. (1996), indicando isto que, mesmo estando este valor acima do verificado para a condição original ($\pm 0,8\%$), encontra-se dentro dos limites adequados para o funcionamento do motor.

5.10 - ANÁLISE DA TEMPERATURA DOS GASES DE EXAUSTÃO

Nas Figuras 5.10-2, 5.10-3 e 5.10-4 são apresentados os gráficos das temperaturas dos gases de escape, em graus Centígrados, em função da rotação e da taxa de substituição de diesel por etanol injetado no coletor de admissão. Destaca-se aqui que o termopar para aquisição de temperatura foi instalado previamente à turbina (Fig. 5.10-1), isto para que fosse conhecida a temperatura real de saída dos gases de escape.

Figura 5.10-1 – Detalhe da instalação do termopar T7 no coletor de exaustão, antes da turbina.

Figura 5.10-2 – Temperatura medida dos gases de escape em função da rotação do motor e da taxa de substituição de diesel por etanol para 50% da carga.

Figura 5.10-3 – Temperatura medida dos gases de escape em função da rotação do motor e da taxa de substituição de diesel por etanol para 70% da carga.

Figura 5.10-4– Temperatura medida dos gases de escape em função da rotação o motor e da taxa de substituição de diesel por etanol para 100% da carga.

O estudo das Figuras 5.10-2, 5.10-3 e 5.10-4 deixa claro a existência de uma relação inversamente proporcional entre a temperatura dos gases de exaustão e a taxa de substituição de diesel por etanol, ou seja, quanto maior a substituição, menor a temperatura observada dos gases de exaustão. Esta relação aparentemente não é aplicável à condição de 50% da carga; na qual verifica-se que a temperatura dos gases emitidos praticamente não varia com a adição de álcool.

Para as outras cargas testadas (70 e 100%), nota-se claramente a influência da taxa de substituição na temperatura dos gases de escape, principalmente para as rotações mais altas (2500 e 3000rpm), onde reduções na temperatura dos gases em até 22%, para funcionamento bi-combustível, são encontradas quando se compara com a temperatura para o mesmo motor funcionando apenas com diesel.

Esta redução está associada ao aumento do rendimento térmico do motor, quando este funciona com aspersão de álcool no coletor, e também à redução da temperatura dos gases admitidos pela vaporização do etanol injetado no coletor de admissão, fatores estes que reduzem a energia disponível nos gases de escape.

Ao analisar-se com mais detalhes os valores das temperaturas para uma rotação de 3000rpm e 100% da carga, tal como apresentado na Figura 5.10-3, conclui-se que a temperatura dos gases de escape cai de 830°C, para motor funcionando apenas

com diesel, para aproximadamente 650°C, para o mesmo motor funcionando com aproximadamente 50% de substituição de diesel por álcool. Esta redução de temperatura sobre o corpo da turbina pode resultar em uma maior durabilidade de tal componente.

AJAV et al. (1998) também notaram redução na temperatura dos gases de escape e do óleo lubrificante quando utilizaram carburador para substituição parcial de óleo diesel por etanol. À plena carga verificou-se uma redução de temperatura nos gases de escape de aproximadamente 20°C (quando 15% de substituição era utilizado), resultado de uma menor temperatura de chama, tal como concluído pelos pesquisadores. CHAPLIN & JANIUS (1987) também reportaram reduções na temperatura dos gases de exaustão com o aumento da adição de etanol, injetado no coletor de admissão e no interior do cilindro, provavelmente causada por resfriamento da mistura admitida. Reduções nas temperaturas dos gases de escape, causadas por injeção direta de metanol e de etanol na câmara de combustão, também foram verificadas por HOLMÉR et al. (1980).

5.11 - ANÁLISE DO RENDIMENTO TÉRMICO

Teoricamente, a existência de álcool vaporizado no interior do cilindro no momento da injeção do óleo diesel deveria facilitar a queima do combustível pela existência de uma grande homogeneidade inicial da mistura ar-vapor de etanol, devido a existência de um átomo de oxigênio em cada molécula de etanol e também por esta possuir um tamanho muito menor que a média das moléculas existentes no óleo diesel. Tudo isto deveria implicar em aumento da eficiência térmica.

Na maioria dos testes realizados, tal como predito pela teoria, verificou-se ganhos no rendimento térmico do motor quando se substituiu parcialmente diesel por etanol injetado no coletor de admissão, tal como apresentado nas Figuras 5.11-1, 5.11-2 e 5.11-3, calculado a partir da relação entre a potência produzida pelo motor e a taxa de fornecimento de energia ao mesmo na forma de combustível.

Figura 5.11-1 – Rendimento térmico do motor, para 50% da carga, em função da taxa de substituição de diesel por etanol

Figura 5.11-2 – Rendimento térmico do motor, para 70% da carga, em função da taxa de substituição de diesel por etanol

Figura 5.11-3 – Rendimento térmico do motor, para 100% da carga, em função da taxa de substituição de diesel por etanol.

As Figuras 5.11-1, 5.11-2 e 5.11-3 apresentam os resultados de rendimento térmico do motor em função da substituição de diesel por etanol e da rotação de trabalho do mesmo.

Pela análise destes resultados, nota-se claramente a tendência de crescimento do rendimento térmico do motor, para as condições de 70 e 100% da carga, conforme eleva-se a quantidade de etanol debitado. No caso da condição de 50% da carga (Fig. 5.11-1), o rendimento térmico médio manteve-se aproximadamente invariável, com leve aumento para 20% de substituição de diesel por etanol e tendência de queda quando aumentava-se a fração de álcool.

O aumento notável do rendimento térmico, verificado para as cargas mais altas, além dos fatores já apresentados no início deste item, também está relacionado ao melhor aproveitamento da energia fornecida pelo turbocompressor ao ar comprimido quando se injeta álcool etílico finamente atomizado. Neste processo, o líquido absorve energia do ar aquecido pelo compressor para mudar de fase (vaporizar-se), reduzindo a temperatura do gás admitido, retornando ao motor, na forma de calor latente, grande parte da energia que seria desperdiçada caso fosse utilizado um intercooler para atingir tal fim.

Com o objetivo de tornar mais clara a influência do sistema de alimentação de etanol testado no rendimento térmico do motor, apresenta-se as Figuras 5.11-4, 5.11-5 e 5.11-6 na forma de variação do rendimento térmico:

Figura 5.11-4 – Variação do rendimento térmico para 50% da carga.

Figura 5.11-5 – Variação do rendimento térmico para 70% da carga.

Figura 5.11-6 – Variação do rendimento térmico para 100% da carga.

As figuras 5.11-4, 5.11-5 e 5.11-6 apresentam a variação do rendimento térmico do motor, partindo-se da condição original (consumindo apenas diesel) em função da taxa de substituição de diesel por etanol e da rotação do motor.

Claramente pode-se notar ganhos expressivos no rendimento, principalmente para as rotações e cargas mais elevadas. Dos resultados apresentados, destacam-se as rotações de 2000, 2500 e 3000rpm (rotações de operação do motor) onde ganhos médios de 8,0%, 10,2% e 11,1% são notados, respectivamente, para 20, 35 e 50% de substituição e 70% de carga; já no caso de plena carga, estes valores são 8,0%, 13,8% e 17%.

Quando analisada a rotação de ensaio de 3000rpm, os valores são ainda mais interessantes, com ganhos de até 14% para 70% da carga e de 25,6% para plena carga, sob 50% de restituição de torque por etanol.

Com relação à condição de 50% da carga (Figuras 5.11-1 e 5.11-4), provavelmente um ajuste no tempo de injeção do óleo diesel fosse necessário para obter-se uma melhor eficiência da combustão da mistura diesel – etanol – ar.

A fim de verificar-se o comportamento do motor ensaiado sob um excesso de potência (+30%), do ponto de vista de rendimento térmico, é apresentada a Figura 5.11-7.

Figura 5.11-7 – Rendimento térmico do motor para 100 e 130% da potência original.

Pode-se verificar, pela análise da Fig. 5.11-7, que o rendimento térmico do motor a 130% da potência (onde 100% é fornecida pela alimentação normal com diesel e os 30% excedentes, com alimentação extra de etanol), é levemente superior ao do mesmo motor funcionando apenas com diesel à plena carga, com ganho médio de 0,9%.

Para o funcionamento de um motor convencional com excesso de potência, sem o sistema aqui apresentado, necessariamente deve-se efetuar a regulagem da bomba injetora de tal maneira que esta debite um excesso de combustível, implicando em ganho de potência, mas também em excesso de consumo e redução do rendimento térmico do motor. No caso de alimentação extra de combustível somente por etanol debitado no coletor de admissão, torna-se clara a viabilidade do sistema apresentado do ponto de vista energético, pois apesar da potência final ser muito maior o rendimento térmico manteve-se praticamente igual ao da condição original de funcionamento em plena carga. Além disto, vantagens com relação à emissão de poluentes também foram observadas, como pode ser verificado nos itens 5.13 a 5.18.

Com relação à bibliografia pesquisada, os seguintes resultados foram obtidos:

- BERMUDO & SILVÉRIO (1983) utilizaram emulsão de etanol/diesel, na proporção de 2 a 12%, verificando aumento do rendimento térmico que, segundo os autores, deve-se a melhoras no processo de combustão;
- HOLMÉR et al. (1980) verificaram que a injeção de metanol e de etanol diretamente na câmara de combustão, produziu eficiência térmica tão boa quanto a do motor funcionando apenas com diesel, possibilitando substituições de até 70% do combustível, porém acarretando deterioração excessiva dos injetores;
- DOMSHENK et al. (1983) verificaram rendimento térmico superior quando da substituição total de diesel por metanol injetado diretamente na câmara de combustão, para cargas médias e altas, resultado de uma combustão mais rápida e de uma menor perda de calor devido às menores temperaturas de combustão;
- GOERING et al. (1992), através do uso de injeção de etanol no coletor de admissão + injeção direta do mesmo combustível no interior do cilindro, verificaram aumento de até 10% na eficiência térmica do motor, quando comparado com funcionamento original, isto devido a uma maior liberação de energia no ponto morto superior;
- SAVAGE et al. (1986), com injeção de álcool nas proximidades das válvulas de admissão, notaram que a eficiência térmica manteve-se aproximadamente constante;
- HAYES et al. (1988) também utilizaram injeção de etanol nas proximidades das válvulas de admissão, porém notaram pequeno aumento do rendimento térmico para altas cargas (aproximadamente 3%) e reduções significativas para baixas cargas (aproximadamente 18%). Segundo os autores, isto se deu pelo grande atraso na ignição da mistura, resultando em queima durante grande parte do tempo de expansão;
- JIANG et al. (1990) verificaram que a eficiência térmica do seu motor caía quando utilizava aspersão de etanol no coletor de admissão, isto porque um excesso de etanol líquido entrava no interior dos cilindros, tornando a queima ar+etanol mais lenta que da mistura ar+diesel;
- HANSEN et al. (1989) concluíram que o aumento do rendimento térmico verificado durante seus experimentos, com substituição total por injeção direta de álcool aditivado no interior do cilindro, se deve a menores taxas de queima no estágio de combustão rápida e menor duração do estágio de combustão controlada.

5.12 - CONSIDERAÇÕES SOBRE TORQUE E POTÊNCIA ORIGINAIS.

Os testes visando a substituição de diesel por etanol sempre tinham por objetivo restabelecer o torque original do motor, de tal maneira que a rotação fosse mantida constante e o peso indicado na balança do dinamômetro estivesse igual à condição original.

Para tanto, estabelecia-se uma condição original de funcionamento (somente com diesel), que serviria de parâmetro para os testes com substituição parcial de combustível; reduzia-se então o débito de diesel seguindo-se de uma adição de etanol a fim de restabelecer a condição original de funcionamento.

Como para todos os testes a condição original de funcionamento do motor foi parâmetro de referência, apresentam-se as Fig. 5.12-1 e 5.12-2, que referem-se à potência e torque originais do motor testado em função da rotação de ensaio.

Figura 5.12-1 – Curva de torque do motor ensaiado para a condição original.

Figura 5.12-2 – Curva de potência do motor ensaiado para a condição original.

Segundo os dados do fabricante, a potência máxima de 84kW é esperada para 3800rpm; porém, apesar de não ter sido testado sob esta rotação estima-se que não supere os 70kW. Em média, o motor experimentado desenvolve uma potência 37% inferior, sob todas as rotações, e um torque aproximadamente 39% inferior. Isto pode ser explicado com base no tipo de ensaios (feito com todos os acessórios instalados, como bomba d'água, bomba de óleo e bomba injetora) e também no fato de que o motor já era usado.

Sendo assim, conclui-se que as informações apresentadas com relação à potência e torque do motor testado estão coerentes com os dados apresentados pelo fabricante.

5.13 – EMISSÕES GASOSAS

Previamente à análise dos resultados de emissões gasosas apresentadas a seguir, convém destacar os seguintes aspectos:

1. Por condição original de funcionamento, entende-se motor turbinado, sem intercooler e alimentado somente por diesel.
2. Segundo o manual do fabricante, o motor ensaiado atende às normas EURO1 (motor turbinado, sem intercooler) e EURO2 (motor turbinado, com intercooler). Como o motor era turbinado de fábrica e foi ensaiado sem intercooler, espera-se que este atenda às normas de emissão EURO1, isto para a condição original de funcionamento (somente diesel)
3. Como fontes de comparação, utiliza-se dados de padrões de emissões européias (EURO) e brasileiras (PROCONVE) para veículos pesados, tal como apresentados no **ANEXO IV** e **ANEXO V**. Também utiliza-se, como referência, estatísticas de emissão da frota diesel brasileira de 1993 a 1997 (**ANEXO VI**).
4. Como as normas de emissões para veículos diesel leves expressam valores em g/km, adotou-se como comparativas as normas para veículos pesados, expressas em g/kWh. Este procedimento é coerente pois, segundo o art. 23 da Resolução nº 315 de 29/10/02, “Os veículos leves comerciais do ciclo diesel com massa total máxima autorizada maior que dois mil quilos, podem atender, opcionalmente, às exigências estabelecidas para veículos pesados, desde que as características do motor permitam o ensaio,...”

5.14 – EMISSÃO DE MATERIAL PARTICULADO (MP)

Redução expressiva no nível de material particulado emitido pelo motor foi verificada para as rotações e carga testadas (2000 e 2500rpm a plena carga), resultado direto da substituição de um combustível de grande cadeia carbônica (em média, 13 carbonos) e alto ponto de ebulição (de 190 a 330°C) por outro de cadeia bastante simples, menor temperatura de ebulição (78°C) e de oxidação relativamente mais fácil.

Os resultados obtidos durante a experimentação são apresentados na forma de emissão específica (Fig. 5.14-1) e de porcentagem de redução (Fig. 5.14-2) em função da taxa de substituição de diesel por etanol:

Figura 5.14-1 – Emissão específica de particulados.

Figura 5.14-2 – Porcentagem de redução de particulados, em comparação com motor original, em função da taxa de substituição de combustíveis.

Verifica-se que para 3000rpm, a emissão específica cai de 0,54g/kWh (condição original, sem intercooler) para 0,046g/kWh, enquanto que para 2000rpm, de 0,2g/kWh para 0,023 g/kWh, isto para 50% de substituição de diesel por etanol.

Comparando-se estes resultados com os valores apresentados nos **ANEXOS IV e V**, conclui-se que, para 50% de substituição de diesel por etanol, o motor ensaiado pode atingir facilmente as normas EURO4 (para 2005), PROCONVE P-5 (para 2006) e, com alguns ajustes, atingir os requisitos da PROCONVE P-6 (para 2009).

Os valores medidos para a condição original (funcionamento apenas com diesel, motor turbinado e sem intercooler), são coerentes com aqueles apresentados por HEYWOOD (1988) como representativos da emissão de particulados em motores de injeção direta de grande porte (0,5 a 1,5g/kW.h). Para motores automotivos, estes valores são de 0,2 a 0,6g/km. Ainda, de acordo com o **ANEXO VI**, o motor testado na condição original, aparentemente atende às normas da EURO1, que não está apresentada mas certamente possui restrições menos severas que da EURO2 (0,25g/kWh). Nos ensaios, notou-se uma emissão média de 0,37g/kWh (condição original, ensaio a 2000 e 3000rpm, plena carga).

De acordo com a Fig. 5.14-2, nota-se reduções de cerca de 80% no total emitido de particulados utilizando-se 50% de substituição de diesel por etanol.

Outras cargas e rotações não foram testadas em virtude da dificuldade de sua realização e também devido à disponibilidade de poucos filtros para os ensaios. Sendo assim, a análise foi feita sob plena carga e com rotações comuns à de operação normal do motor.

Valores similares na redução de material particulado, quando se utiliza 50% de substituição de diesel, poderiam ser obtidos adicionando-se um oxidador catalítico ao sistema de escape do motor (HEYWOOD, 1988), porém com as desvantagens de reduzir-se a potência, principalmente às altas rotações, devido a perda de carga imposta ao fluxo dos gases de escape (diferenças de pressão de até 0,15atm entre os extremos de um oxidador desobstruído, para a rotação de 4500rpm).

A redução no nível de particulados produzido pode ser explicada com base na razão molar H/C entre hidrogênio e carbono dos combustíveis utilizados: no caso do diesel ($C_{13}H_{28}$) esta relação é bastante baixa (igual a aproximadamente 2,1) devido ao maior conteúdo de carbono, enquanto que no etanol, este valor é igual a 3,0. Segundo DIETRICH & BINDEL (1983), isto conduz a uma combustão mais fácil implicando em

redução no teor de carbono não queimado, tal como presenciado nos ensaios dos pesquisadores e também nos resultados apresentados neste item.

Redução na emissão de particulados também foi verificada nos experimento de HOLMÉR et al. (1980), o qual realizou substituições de até 32% do óleo diesel por etanol, através do uso de microemulsão de etanol. Resultados similares foram obtidos por GOERING et al. (1992) que notaram supressão na emissão de fumaça quando utilizaram injeção de etanol no coletor de admissão ou no interior do cilindro, isto pois, segundo os pesquisadores, a queima do etanol era mais limpa.

5.15 – EMISSÃO DE ÓXIDOS DE NITROGÊNIO (NO_x)

Como explicado no capítulo 3.4.2.2, o período crítico de formação de óxidos de nitrogênio em um motor de combustão interna acontece quando a temperatura dos gases e a disponibilidade de oxigênio estão num valor próximo ao máximo, num instante entre o início da combustão e momentos após a ocorrência do pico de pressão (entre o início da combustão e aproximadamente 20° de deslocamento, do eixo de manivelas, para o ponto morto inferior)

Diluição dos gases de combustão com gases inertes de exaustão (EGR), é um método eficiente para a redução das máximas temperaturas no interior do cilindro, durante o processo de combustão, diminuindo-se assim a emissão de NO_x. De maneira semelhante, a injeção de etanol líquido no coletor de admissão, tal como experimentado, atua na redução da emissão de NO_x, tal como apresentado nas Figuras 5.15-1, 5.15-2 e 5.15-3.

Figura 5.15-1 – Emissão específica de NO_x para 50% da carga.

Figura 5.15-2 – Emissão específica de NO_x para 70% da carga.

Figura 5.15-3 – Emissão específica de NO_x para 100% da carga.

Claramente verifica-se uma grande redução na emissão de óxidos de nitrogênio com o aumento da substituição de diesel por etanol. Em termos de porcentagem de redução, apresentam-se as Figuras 5.15-4, 5.15-5 e 5.15-6.

Reduções médias de 34%, 23% e 33% são calculadas, respectivamente, para 50, 70 e 100% da carga. Reduções na emissão de NO_x de até 56% para altas rotações e

50% da carga, 45% para altas rotações e 70% da carga e 84% para plena carga e baixas rotações, também são notadas.

Figura 5.15-4 – Variação da emissão específica de NO_x para 50% da carga.

Figura 5.15-5 – Variação da emissão específica de NO_x para 70% da carga.

Figura 5.15-6 – Variação da emissão específica de NOx para 100% da carga.

O resfriamento causado pela vaporização do etanol, no coletor de admissão, implica em redução equivalente da temperatura em todos os pontos do ciclo termodinâmico, reduzindo a velocidade de formação de NO, provavelmente implicando em mesmo efeito de redução causado pelo uso de intercoolers. Entretanto, mudanças com relação à razão ar-combustível na frente de chama é esperada pois o diesel é agora injetado em uma mistura pobre de ar e vapor de etanol e no instante da ignição tem-se duas regiões distintas: uma bastante pobre, formada por ar e vapor de etanol, e outra bastante rica, formada por gotículas de diesel + vapor de diesel e pequenas quantidades de ar, tal como apresentado na Fig. 5.15-7. Além disto, reduções na razão A/C fornecida ao motor foram notadas, tal como verificado no item 5.7, quando da substituição de diesel por etanol.

Ao iniciar-se a combustão nas extremidades da região A, apresentada na Fig. 5.17-7, a frente de chama depara-se com uma mistura pobre de ar e vapor de etanol que possivelmente reduz a disponibilidade de oxigênio para a mesma ao se iniciar a oxidação do etanol nas suas proximidades. Este fator, juntamente com o resfriamento do gás admitido causado pela vaporização do etanol, pode atuar como redutor da máxima temperatura no interior do cilindro, ajudando a atenuar a emissão de NOx.

Figura 5.15-7 – Regiões de mistura distintas de ar e combustível no interior do cilindro, no instante da ignição.

Outro fator que influenciou positivamente a redução da emissão de NO_x foi a melhor eficiência de conversão térmica apresentada pelo motor, tal como visto no item 5.11. Esta melhor conversão térmica é causada, entre outros fatores, pela melhor eficiência na combustão da mistura ar-vapor de diesel-vapor de etanol.

Os dados apresentados estão de acordo com SHER (1998), o qual exibe gráficos de NO_x em ensaios com válvulas EGR (Recirculação de Gases de Exaustão) e com VGT (Turbocarregamento de Geometria Variável) para um motor de injeção direta projetado para atender às normas de emissões da EURO3. Emissões de 7g/kWh de NO_x são exibidas quando a válvula EGR está fechada, isto para várias posições de abertura da VGT.

JIANG et al. (1990) relatou emissões específicas médias de NO_x da ordem de 8 a 12 g/kWh, para 10, 20 e 30% de substituição de diesel por etanol aspergido no coletor de admissão em função do teor de água no álcool (maior quantidade de água, menor a emissão de NO_x). No caso do diesel puro, este valor era de 22g/kWh, isto para plena carga e 2100rpm. Para 50% da carga, estes valores são: 7 a 10g/kWh (condição bi-combustível) e 15g/kWh (diesel puro).

Na condição bi-combustível, utilizando o sistema de alimentação de etanol desenvolvido neste trabalho, a redução expressiva no nível de NOx emitido, em média, coloca o motor ensaiado dentro das normas EURO2 (7,0 g/kWh), EURO3 (5,0 g/kWh) e PROCONVE P-5 (5,0 g/kWh) – vide **ANEXOS IV e V**. No caso específico de rotações de 2000 a 3000rpm (para 50 e 70% da carga), e das rotações de 1000, 1500, 2500 e 3000rpm (para plena carga), o motor ensaiado atinge os requisitos fixados pela EURO4 (3,0 g/kWh – para 2005) e PROCONVE P-6 (3,5 g/kWh- para 2009) no caso de substituições de diesel por etanol iguais ou superiores a 35%.

Reduções na emissão de NOx também foram verificadas por:

- NICHOLLS et al. (1969) verificaram a possibilidade de redução de até 90% do NO emitido com injeção de água no coletor de admissão, provocada por redução na temperatura de chama devido à diluição da carga admitida;
- HAYES et al. (1988) também notaram queda da quantidade de NO emitido com a substituição de diesel por etanol;
- Com o uso de carburador, AJAV et al. (1988) verificaram leve aumento na emissão de NOx (+0,4%) quando este era injetado sem pré-aquecimento da mistura e uma leve redução (-0,7%) quando acontecia com pré-aquecimento;
- NOGUCHI et al. (1996), através de substituição de até 38% do diesel por etanol injetado no coletor de admissão, obtiveram redução de até 51% na emissão de NOx;
- BARANESCU (1986) reportou redução significativa na emissão de NOx (até 5 vezes inferior) quando utilizava injeção secundária de álcool no coletor de admissão;
- SAVAGE et al. (1986) verificou redução na emissão de NO para baixas e médias cargas, quando injetava álcool nas proximidades das válvulas de admissão. Resultado similar foi obtido por HAYES et al. (1988);
- JIANG et al. (1990) e CHEN et al. (1981) verificaram redução expressiva na emissão de NOx quando efetuavam aspersão de etanol líquido no coletor de admissão, resultado de possível queda da temperatura de chama no interior do cilindro, tal como sugerido por BARANESCU (1986).

Finalizando-se, 4 principais motivos implicaram em decréscimo na emissão de NOx quando utilizou-se o sistema de injeção de etanol desenvolvido neste trabalho:

- 1 – Redução da temperatura dos gases comprimidos admitidos;
- 2 – Redução no consumo de combustível pelo aumento da eficiência térmica do motor;
- 3 – Redução da disponibilidade de O₂ para a frente de chama por existir uma mistura pobre de ar e vapor de etanol no interior do cilindro, no momento da ignição da mistura;
- 4 – Possível redução da temperatura de chama no interior do cilindro.

Nos ensaios visando um excesso de potência (130%), verificou-se tendência expressiva na redução de NOx emitido, tal como apresentado na Fig. 5.15-8, onde reduções médias de 30%, em comparação com a condição original a plena carga, foram verificadas para as três rotações ensaiadas.

Figura 5.15-7 – Emissão específica de NOx para 100 e 130% da potência.

5.16 – EMISSÃO DE HC

O sistema desenvolvido para alimentação de motores do ciclo Diesel apresentado neste trabalho, envolve processo de admissão de combustível característico de motores de ignição por centelha e de ignição por compressão, logo a emissão de hidrocarbonetos parcialmente queimados e/ou não queimados, por possuir grande dependência do tipo de alimentação, tem características de emissão associadas aos dois tipos de motores.

Aumento da emissão de HC é esperado quando se admite etanol pelo coletor de admissão; neste caso, uma mistura homogênea de ar e vapor de etanol entra no cilindro, ocupando todo o volume existente. Nas proximidades das paredes e nos espaços entre cilindro-anéis-pistão, onde as temperaturas são mais baixas, a frente de chama se extingue, não queimando adequadamente o vapor de etanol presente em tais regiões.

O resultado da emissão específica de HC, em função da taxa de substituição de diesel por etanol, pode ser vista nas Figuras 5.16-1, 5.16-2 e 5.16-3.

Figura 5.16-1 – Emissão específica de HC em função da taxa de substituição de diesel por etanol para 50% da carga.

Figura 5.16-2 – Emissão específica de HC em função da taxa de substituição de diesel por etanol para 70% da carga.

Figura 5.16-3 – Emissão específica de HC em função da taxa de substituição de diesel por etanol para 100% da carga.

A fim de facilitar a análise dos gráficos de emissão específica, apresentam-se as Figuras 5.16-4, 5.16-5 e 5.16-6 que exibem a variação da emissão de HC em função da substituição de diesel por etanol.

Figura 5.16-4 – Variação da emissão de HC em função da substituição de diesel por etanol para 50% da carga.

Figura 5.16-5 – Variação da emissão de HC em função da substituição de diesel por etanol para 70% da carga.

Figura 5.16-6 – Variação da emissão de HC em função da substituição de diesel por etanol para 100% da carga..

Maiores aumentos na emissão de HC são verificados para a carga de 50% e rotações de 2500 e 3000rpm (aumento médio de 90%) e 70% de carga com rotação de 2500rpm (120% de aumento), isto para 50% de substituição do diesel. Sob plena carga o contrário é observado, com acentuada tendência de redução (até 20%) para as rotações mais altas.

A influência da substituição de diesel por etanol, injetado no coletor de admissão, em média, provocou aumento na emissão de hidrocarbonetos não queimados, tal como previsto, porém quantitativamente menor que o esperado pela característica de alimentação. Isto se deve pois há um aumento do rendimento térmico do motor resultando em menor consumo energético do mesmo para funcionar sob o mesmo torque e rotação da condição original; quanto menos combustível for utilizado para produzir a mesma quantidade de trabalho, menor emissão de HC também é esperada. Para plena carga, onde os maiores aumento de rendimento foram observados, mais visível se torna este fator.

De acordo com os resultados apresentados na Figs. 5.16-1 a 5.16-3, para a condição original de funcionamento, a emissão média de HC, para o motor ensaiado, é de 8,83 g/kWh (variando de 5,0 a 16,0 g/kWh) para 50% da carga, 7,44 g/kWh

(variando de 3,6 a 12,5 g/kWh) para 70% da carga e de 6,42 g/kWh (variando de 2,95 a 11,5 g/kWh) para plena carga.

Estes valores estão de acordo com o **ANEXO VI**, referente aos dados estatísticos da emissão de HC da frota de veículos diesel brasileiros em 1997, e de acordo com os valores fornecidos nos **ANEXOS IV e V**, referentes às normas EURO e PROCONVE. Com relação à estas duas, nota-se que o motor emite aproximadamente 6,8 vezes mais que o fixado pela EURO2, valores estes provavelmente ainda muito acima do fixado pela EURO 1. Isto possivelmente acontece devido a contaminação do ar comprimido pelo turbocompressor com óleo lubrificante, como foi presenciado durante os experimentos; entretanto, também pode estar relacionado ao método de análise de HC, haja visto não ter sido explicitada nas referências utilizadas. Esta pode ser do tipo NDIR (utilizado nesta pesquisa de doutoramento) ou por ionização de chama.

JIANG et al. (1990) exibem os seguintes valores de emissão de HC, para motor funcionando somente com diesel: 20 g/kWh, para 2100rpm e plena carga e de 80 g/kWh para mesma rotação e 50% da carga.

SATGÉ de CARO et al. (2001) publicou dados de emissão de HC em torno de 400ppm, para um motor funcionando somente com diesel puro e de 700ppm para funcionamento com mistura de 10% de etanol no diesel, em um motor de injeção direta e de baixa potência.

Das pesquisas envolvendo substituição de diesel por etanol, apresentadas na revisão bibliográfica, verificou-se aumento na emissão de HC com o aumento da substituição de diesel por etanol, tal como verificado por HOLMÉR et al. (1980), ROBERTS* apud GOERING et al. (1992), JIANG et al. (1990). SAVAGE et al. (1986) verificaram aumentos da ordem de 10 vezes para baixas cargas sob máxima substituição (aproximadamente 70% da energia) e 5 vezes para cargas altas sob máxima substituição (35%). HAYES et al. (1988) reportaram grandes aumentos na emissão de HC, com valores médios de 7, 6 e 4 vezes para baixas, médias e altas cargas, respectivamente. Em nenhuma bibliografia pesquisada foi mencionada redução na emissão de HC quando da substituição de diesel por etanol.

Os resultados dos ensaios a 130% da potência são apresentados na Fig. 5.16-7

* ROBERTS, B.D. (1986). Performance and emissions of a turbocharged diesel engine fumigated with ethanol. M.S. Theseis, University of Illinois at Urbana Champaign.

Figura 5.16-7 – Emissão específica de HC para 100 e 130% da potência.

A variação da quantidade de HC emitido na condição de 130%, em comparação com a condição original de plena carga (100% da potência somente com diesel), foi: redução de 14,2% para 2000rpm, redução de 34,7% para 2500rpm e redução de 24,5% para 3000rpm.

5.17 – MONÓXIDO DE CARBONO (CO)

A análise dos dados obtidos indicou aumento significativo na emissão específica de CO quando se substituiu diesel por etanol, como pode ser visto nas Figuras 5.17-1, 5.17-2 e 5.17-3, que apresentam a emissão específica de CO em função da taxa de substituição de diesel por etanol, para diferentes cargas e rotações.

Figura 5.17-1 – Emissão específica de CO em função da substituição de diesel por etanol, para 50% da carga.

Figura 5.17-2 – Emissão específica de CO em função da substituição de diesel por etanol, para 70% da carga.

Figura 5.17-3 – Emissão específica de CO em função da substituição de diesel por etanol, para 100% da carga.

Apresentando-se estes dados como variação da emissão de CO, relativos à condição original de funcionamento do motor (apenas com diesel), tem-se as Figuras 5.17-4, 5.17-5 e 5.17-6.

Figura 5.17-4 – Variação da emissão específica de CO em relação a operação original do motor, para 50% da carga.

Figura 5.17-5 – Variação da emissão específica de CO em relação a operação original do motor, para 70% da carga.

Figura 5.17-6 – Variação da emissão específica de CO em relação a operação original do motor, para 100% da carga.

O ANEXO IV apresenta os valores de emissão específica de CO como sendo 4,0 g/kWh (EURO2). No motor ensaiado (EURO1), para a condição original de

funcionamento, comparando-se os resultados obtidos com os da norma EURO2, conclui-se que os valores estão coerentes com o especificado pelo fabricante do motor: para 50% da carga, verifica-se um valor médio de 5,51 g/kWh (variando de 4,4 a 7,6 g/kWh), para 70% da carga, a média é de 5,13 g/kWh (variando de 2,3 a 8,7 g/kWh) enquanto que para plena carga, o valor é de 8,2 g/kWh (variando de 4,2 a 15,2 g/kWh) – (média geral: 7,56 g/kWh)

Comparando-se ainda com os valores do **ANEXO VI**, que apresenta o índice de emissões da frota brasileira de veículos pesados a diesel, em 1997, a emissão de CO era de 12,7 g/kWh.

Por outro lado, JIANG et al. (1990) reportou emissões de 0,5 g/kWh para 2100rpm e plena carga e de 1,0 g/kWh para 2100rpm e 50% da carga, isto para motor funcionando apenas com diesel. Aparentemente, estes valores não estão de acordo com as normas e índices apresentados nos **ANEXOS IV, V e VI**.

O grande aumento na emissão de CO verificado (em até 5 vezes), pode ser explicado pela redução do valor da razão AC e da razão de equivalência, λ , da mistura ar + diesel + etanol no interior do cilindro quando aumentava-se a proporção de etanol, tal como pode ser verificado pela análise dos gráficos apresentados no item 5.7.

Tal como apresentado no item 3.4.2.4, a produção de CO é primariamente controlada pelo valor de λ ; quanto mais rica a mistura, maior a produção de CO. Para maior entendimento da grande dependência da taxa de formação de CO na razão de equivalência, é fundamental a análise das Figuras 3.18 e 3.19, no item 3.4.2.4, que apresenta a variação da emissão de CO em função de λ .

Apesar do aumento na emissão de CO ser notável, ainda está em patamares bem inferiores aos valores encontrados em motores de ignição por centelha, os quais, por trabalharem com misturas estequiométricas ou levemente ricas, apresentam emissão de CO superior a 1%; no motor ensaiado neste trabalho, o valor medido não ultrapassou os 0,35%, tal como verificado nas Figuras 5.17-7, 5.17-8 e 5.17-9.

Figura 5.17-7 – Emissão de CO, para 50% da carga, em função da rotação do motor para as condições original e bi-combustível.

Figura 5.17-8 – Emissão de CO, para 70% da carga, em função da rotação do motor para as condições original e bi-combustível.

Figura 5.17-9 – Emissão de CO, para 100% da carga, em função da rotação do motor para as condições original e bi-combustível.

Exibidos em ppm, valores de emissão de CO publicados por SATGÉ de CARO et al. (2001) são os seguintes: 250ppm para motor funcionando apenas com diesel (tanto plena carga ou sem carga) de 1700rpm a 3000rpm para um motor de baixa potência e de injeção direta; 80 a 2600ppm para motor de injeção indireta a $\frac{3}{4}$ da carga e de potência similar ao motor ensaiado nesta pesquisa, e para rotações de 1000 a 4000rpm.

Aumento na emissão de CO, quando substituíam-se diesel por etanol injetado no coletor de admissão, no interior do cilindro ou com uso de emulsão, foi constatado também por AJAV et al. (1998), o qual reportaram emissões de 0,56% para diesel puro e de 0,63% para substituição parcial por etanol, resultado de uma combustão do etanol similar à encontrada em um motor de ignição por centelha de mistura homogênea; BARANESCU (1986) notou grande aumento na emissão de CO (até 8 vezes, em comparação com motor funcionando com diesel puro): HAYES et al. (1988) verificaram aumento da ordem de 25, 500 e 300% para altas, médias e baixas cargas, respectivamente, quando substituíam-se diesel por etanol injetado nas proximidades das válvulas de admissão.

Os resultados obtidos pelos pesquisadores acima apresentados são bastante coerentes com os valores obtidos experimentalmente e apresentados nesta pesquisa.

Com relação aos ensaios visando obtenção de 130% da potência por sobrealimentação de etanol, apresenta-se a Fig. 5.17-10. Verifica-se um aumento expressivo na emissão de CO para a condição de 130% da potência. Valores 3,4 vezes superiores em média foram observados para as três cargas ensaiadas.

Figura 5.17-10 – Emissão específica de CO para 100 e 130% da potência.

5.18 – EMISSÃO DE DIÓXIDO DE CARBONO (CO_2)

Os resultados de emissão CO_2 indicam claramente a influência positiva da substituição de diesel por álcool vaporizado, debitado na forma líquida no coletor de admissão, tal como pode ser visto nas Figs. 5.18-1, 5.18-2 e 5.18-3.

Figura 5.18-1 – Emissão específica de CO_2 para 50% da carga.

Figura 5.18-2 – Emissão específica de CO_2 para 70% da carga.

Figura 5.18-3 – Emissão específica de CO₂ para 100% da carga.

Reduções na emissão de CO₂ de até 11,2% para 50% de carga, 15% para 70% de carga e de 18,2% para plena carga foram verificadas quando da substituição de diesel por etanol (Figs. 5.18-4, 5.18-5 e 5.18-6)

Figura 5.18-4 – Variação da emissão específica de CO₂ para 50% da carga.

Figura 5.18-5 – Variação da emissão específica de CO₂ para 70% da carga.

Figura 5.18-6 – Variação da emissão específica de CO₂ para plena carga.

A explicação para a redução da emissão de CO₂ se deve a três motivos:

- A relação molar C/H do diesel é maior que a do etanol (0,46 para o diesel e 0,33 para o etanol). Isto implica que substituindo-se diesel por etanol, maior será a disponibilidade de hidrogênio (para formação de H_2O) e menor a disponibilidade de carbono (para formação de CO_2);
- O maior rendimento térmico do motor, tal como verificado no item 5.11, associado a uma melhor queima da mistura na presença do vapor de etanol, implica em consumo total de combustível menor que o esperado pela grande diferença de poderes caloríficos, quando da substituição de diesel por etanol;
- O aumento da emissão de CO, tal como verificado no item 5.17, apesar de ter influência pouco significativa, também está relacionado à redução da emissão de CO_2 quando da substituição de diesel por etanol, pois a queima da mistura diesel – vapor de etanol dificulta a oxidação de CO em CO_2 devido ao resfriamento e apagamento da chama nas proximidades das paredes do cilindro e da câmara de combustão e nas frestas entre os anéis e pistões.

No caso da condição equivalente a 130% da potência, atingida com uma sobre alimentação do motor com etanol, apresenta-se a Figura 5.18-7.

Figura 5.18-7 – Emissão específica de CO_2 para 100 e 130% da potência em função da rotação do motor.

Em média, houve decréscimo de 2,7% das emissões de CO_2 para a condição de 130% da potência, em comparação com a condição original de plena carga (100% da potência).

5.19 – ANÁLISE ECONÔMICA - AMBIENTAL

Em virtude das grandes vantagens técnicas já verificadas da utilização do sistema de alimentação desenvolvido neste trabalho, uma breve análise das vantagens e desvantagens econômicas e ambientais da implementação deste sistema numa frota de veículos em um grande centro urbano é apresentada.

Para isto, será utilizada como referência a frota de ônibus da Região Metropolitana de São Paulo (RMSP), de 1997, utilizando diesel e utilizando uma possível substituição parcial de 35% do diesel por etanol injetado líquido e vaporizado no coletor de admissão.

5.19-1 – ANÁLISE ECONÔMICA DA IMPLANTAÇÃO DO SISTEMA DESENVOLVIDO NA FROTA DE ÔNIBUS DA RMSP

Este item apresenta a viabilidade econômica da implementação do sistema de alimentação, desenvolvido nesta pesquisa, numa frota de veículo movidos a óleo diesel. Para isto, utiliza-se a frota de ônibus na região metropolitana de São Paulo (RMSP) que, em 1997, era representada por 67820 veículos a diesel, segundo MACEDO & FURRIELA (1997).

Para tal análise, considera-se que todos os ônibus da frota escolhida possuam características similares de consumos e de emissões de poluentes do motor ensaiado. Utiliza-se um valor aproximado do custo do etanol e do óleo diesel nos postos de combustíveis, desconsiderando-se aqui qualquer vantagem fiscal oferecida às empresas de transporte coletivo. Sendo assim os preços atuais aproximados, referentes ao mês de outubro de 2003, são

Etanol = R\$ 0,84

Diesel = R\$ 1,35

Para facilidade de cálculos, a diferença de densidades entre os dois combustíveis é desprezada, haja visto ser inferior a 1% (etanol = 0,852g/mL e diesel = 0,848g/mL para 30°C) tal como apresentado no ANEXO III.

Considerando-se que, em média, 35% do diesel seja substituído por etanol, injetado e vaporizado no coletor de admissão, o preço final (PF) de um litro do novo combustível, formado por 65% de diesel e 35% de etanol, será:

$$PF = R\$1,1715$$

Ou seja, com 35% de substituição em massa de diesel por etanol, há uma economia de R\$0,1785 por litro de combustível utilizado. Entretanto, a substituição de diesel por etanol implica em um aumento do consumo específico de combustível devido às diferenças de poderes caloríficos dos combustíveis. Analisando-se o item 5.8, em média, este aumento foi de 8,1%. Sendo assim, o preço final ajustado do combustível (PFa) será de:

$$PFa = R\$ 1,266$$

Logo, o ganho proporcional será de R\$ 0,084.

Considerando-se ainda que cada veículo tenha um consumo médio de 15L/h de combustível e opere aproximadamente 8h por dia, já considerando paradas de manutenção, feriados, fins de semana, etc., tem-se, para cada veículo:

$$\text{Total de horas operadas no ano: } 8\text{h/dia} \times 360\text{dias/ano} = 2880\text{h/ano}$$

$$\text{Consumo anual: } 2880\text{h/ano} \times 15\text{L/h} = 43200\text{L/ano-veículo}$$

Logo, para toda a frota de ônibus da RMSP, em 1997, o consumo total de óleo diesel será de:

$$\text{Consumo Diesel} = 67820\text{veículos} \times 43200\text{L/ano-veículo} = 2,93.10^9 \text{ L diesel/ano.}$$

Para a condição bi-combustível, deve-se levar em conta o aumento do consumo específico do motor (aproximadamente 8,1%), ou seja:

$$\text{Cons. Diesel-Etanol} = 3,167.10^9 \text{ L (diesel+etanol)/ano}$$

Estes valores de consumo anual estão coerentes com os dados estatísticos da frota brasileira de veículos pesados movidos a diesel, de 1997 ($24,3 \cdot 10^9$ L diesel/ano) (Economia & Energia, nº25, 2001).

Como o ganho proporcional do novo combustível (65% de diesel + 35% de etanol) é de R\$0,084, a economia anual de toda a frota de ônibus que circulam na região metropolitana de São Paulo será de:

$$\text{Economia Total Anual} = 3,167 \cdot 10^9 \text{ L (diesel+etanol)/ano} \times \text{R\$0,084}$$

$$\text{Economia Total Anual} = \text{R\$ } 266,0 \text{ milhões}$$

Logo, uma economia anual aproximada de R\$ 270 milhões é esperada para toda a frota de ônibus na RMSP caso o sistema de alimentação proposto neste trabalho seja aplicado a todos estes veículos. Este valor é aproximadamente 2,3 vezes superior à economia, em combustíveis, causadas pela Operação Rodízio em 1998, onde deixaram de circular, por dia, 644812 veículos sendo 483600 automóveis e 27618 caminhões, economizando-se 196.098.000L de combustível, equivalendo a R\$ 113,9 milhões. (MACEDO & FURRIELA, 199?)

5.19-2 – ANÁLISE AMBIENTAL DA IMPLANTAÇÃO DO SISTEMA DESENVOLVIDO NA FROTA DE ÔNIBUS NA RMSP

Considerando-se a frota de 67820 ônibus na RMSP (região metropolitana de São Paulo), consumindo $2,93.10^9$ L de diesel por ano, tal como calculado no item 5.19.1 e, admitindo-se um consumo médio da frota de 230g/kWh, padrões de emissão similares ao motor ensaiado nesta pesquisa, densidade do diesel e do etanol iguais a 848 e 852 g/L respectivamente, isto a 30°C, calcula-se os seguintes valores emitidos por toda a frota pesquisada:

$$Emissão(g/L) = \frac{EmissãoEspecífica(g/kWh) \cdot densidadecombustível(g/L)}{consumoespecífico(g/kWh)}$$

Logo, a seguinte Tabela pode ser apresentada:

Tabela 5.19.1 – Emissões estimadas da frota de ônibus na RMSP

CONDIÇÃO ORIGINAL	NOx	HC	CO	CO ₂	MP
Emissão média* (g/kWh)	4,5	7,56	6,29	877	0,37
Emissão média (g/L)	16,6	27,9	23,2	3233	1,36
Emissão Total Anual (ton/ano)	$48,64.10^3$	$81,74.10^3$	$67,97.10^3$	$9473,0.10^3$	$3,98.10^3$

* dados obtidos dos itens 5.14 a 5.18

A Emissão Total Anual foi calculada multiplicando-se a emissão específica de cada poluente, em g de poluente por litro de combustível queimado, pelo consumo anual de diesel da frota avaliada, calculado no item 5.19.1.

Os valores calculados e apresentados na Tabela 5.19.1 são coerentes com os valores publicados de emissão total de poluentes de toda a frota diesel brasileira em 1997, tal como apresentado na Tabela 5.19.2:

Tabela 5.19.2 – Dados de emissão e consumo da frota brasileira de veículos pesados a diesel, em 1997

	Consumo (10^9 L)	CO (10^3 ton)	HC (10^3 ton)	NOx (10^3 ton)
1997	24,3	1354	331	1796

Fonte: Economia & Energia, nº25, (2001)

Admitindo-se que toda a frota da RMSP passe a operar, em média, com 35% de substituição de diesel por etanol em massa como desenvolvido neste trabalho, surgirão as seguintes implicações ambientais (Tabela 5.19.3):

Tabela 5.19.3 – Emissões estimadas da frota de ônibus na RMSP utilizando o sistema de alimentação desenvolvido

35% SUBSTITUIÇÃO	NOx	HC	CO	CO ₂	MP
Emissão média* (g/kWh)	3,02	7,87	14,2	807	0,127
Emissão média (g/L)	11,13	29,02	52,35	2975,4	0,47
Emissão Total Anual** (ton/ano)	$33,12 \cdot 10^3$	$86,35 \cdot 10^3$	$155,76 \cdot 10^3$	$9423,1 \cdot 10^3$	$1,49 \cdot 10^3$

* dados obtidos dos itens 5.14 a 5.18

** Considerando-se um consumo de $3,167 \cdot 10^9$ L de combustível (diesel + etanol)

A partir dos resultados apresentados, verifica-se que a utilização do sistema de alimentação desenvolvido neste trabalho, na frota de veículos analisada, implica nos seguintes resultados:

1. **Redução em 15,52 mil toneladas por ano de NOx** emitido pela frota de ônibus na Região Metropolitana de São Paulo, representando uma redução de aproximadamente 8% da emissão de NOx de toda a frota de veículos pesados a diesel que circulavam diariamente na RMSP em 1997 – (total de 198,3 mil toneladas/ano – MACEDO & FURRIELA, 1997).
2. **Redução em 2,49 mil toneladas por ano de material particulado (MP)** emitido pela frota avaliada, representando uma redução de aproximadamente 20% da emissão de MP de toda a frota de veículos pesados a diesel que

circulavam diariamente na RMSP, segundo dados de 1997 (total de 12,4 mil toneladas/ano de MP – MACEDO & FURRIELA, 1997).

3. **Redução em 49,9 mil toneladas por ano de dióxido de carbono (CO₂)** emitido pela frota estudada, representando uma redução de aproximadamente 0,08% da emissão CO₂ de toda a frota de veículos pesados a diesel operando em todo o país em 1997 (no mesmo ano, foram emitidos 65 milhões toneladas/ano de CO₂ – ECONOMIA & ENERGIA, n°25, 2001).

Extrapolando-se os dados fornecidos para a RMSP, estima-se que o emitido em 1997 por toda a frota de veículos pesados a diesel foi de 9155 mil ton/ano, ou seja, uma redução de 0,6% na emissão de CO₂ dentro da Região Metropolitana de São Paulo é possível utilizando-se o sistema de alimentação desenvolvido neste trabalho somente na frota de ônibus em operação na RMSP.

Entretanto esta análise é local e se deve ao aumento da eficiência térmica do motor quando diesel é substituído por etanol na forma como foi apresentado. Quando analisado do ponto de vista global, o CO₂ produzido pela queima do etanol tem efeito nulo sobre o acúmulo deste gás na atmosfera, isto pois as safras de cana-de-açúcar absorvem CO₂ da atmosfera para produzirem açúcares.

Levando em conta esta afirmação, a **redução real seria de aproximadamente 3,3 milhões de toneladas de CO₂ / ano**, para a frota estudada, utilizando 35% de substituição de diesel por etanol.

4. **Aumento em 4,61 mil toneladas por ano de hidrocarbonetos parcialmente queimados (HC)** emitido pela frota de ônibus da RMSP, representando um acréscimo médio 10% da emissão HC de toda a frota de veículos pesados a diesel que circularam diariamente na RMSP, segundo dados de 1997 (no mesmo ano, foram emitidos 44,2 mil ton/ano de HC – MACEDO & FURRIELA, 1997).
5. **Aumento em 87,79 mil toneladas por ano de monóxido de carbono (CO)** emitido pela frota em questão, representando um acréscimo médio 32% na emissão total de CO de toda a frota de veículos pesados a diesel que circularam diariamente na RMSP, segundo dados de 1997 (no mesmo ano, foram emitidos 271,5 mil toneladas/ano de CO – MACEDO & FURRIELA, 1997).

Conclui-se que o sistema desenvolvido possibilita tanto vantagens econômicas quanto ambientais. Reduções significativas de NO_x, MP e de CO₂ podem

ser atingidas; entretanto, desvantagens quanto a emissão de CO e de HC são aparentes. Neste caso, a implantação deste sistema de alimentação em grandes centros urbanos deve ser acompanhado da utilização de catalisadores de CO e de HC. Em virtude da redução de material particulado ser notável, o desenvolvimento de novos sistemas de pós tratamento de gases de combustão de motores diesel, mais próximos àqueles utilizados em motores a gasolina, tornarão mais viável sua utilização em veículos pesados do ciclo diesel.

6 - CONCLUSÕES

O sistema de alimentação por pós-vaporização de etanol líquido injetado no fluxo de ar aquecido e comprimido contido no coletor de admissão de um motor do ciclo Diesel turboalimentado, desenvolvido neste trabalho de doutoramento, mostrou-se bastante promissor quanto aos seguintes itens:

- 1 – Emissões de NO_x – foram verificadas reduções expressivas no nível de NO_x emitido, obtendo-se valores de até 83% inferiores quando comparados à condição original de funcionamento;
- 2 – Emissões de particulados – os ensaios mostraram a possibilidade de decréscimo em até 81% a emissão de material particulado quando comparado ao mesmo motor funcionando apenas com diesel;
- 3 – Emissão de CO₂ – reduções de até 18% na quantidade de CO₂ emitido foram verificadas quando utilizou-se o sistema de alimentação por etanol desenvolvido;
- 4 – Rendimento térmico do motor – aumentos de até 25,6% foram verificados para as maiores cargas, rotações e taxas de substituição de diesel por etanol;
- 5 – Temperatura do ar comprimido – notou-se redução expressiva (de até 74°C no ar comprimido e aquecido pelo turbocompressor), implicando em não necessidade de utilização de um intercooler para o motor ensaiado;
- 6 – Funcionamento do motor – extremamente regular, tal como quando alimentado apenas por diesel, apresentando respostas rápidas à alimentação por etanol, isto por este combustível estar sendo admitido na forma de vapor pelos cilindros;
- 7 – Consumo de diesel – Reduções de até 55% na massa de diesel consumida (42% em termos energéticos), isto para uma mesma potência de referência, resultando em redução expressiva no consumo de um combustível de fonte não renovável e substituição por um de fonte renovável;
- 8 – 130% da potência – possibilidade de funcionamento do motor com sobrealimentação por etanol, resultando em potências até 30% superiores à condição original, sem produção de fumaça preta e com vantagens relativas à

emissão de NO_x (redução de 30% em comparação a condição de 100% da potência), emissão de HC (redução de 25% em comparação a condição de 100% da potência) e emissão de CO₂ (redução de 2,7% em comparação a condição de 100% da potência);

- 9 – Óleo lubrificante do motor – notou-se menor contaminação por carbono, resultado de uma combustão mais eficiente;
- 10 – Montagem do sistema – o sistema de alimentação de etanol constituiu-se de um conjunto bastante simples e de fácil instalação, formado por válvulas eletromagnéticas de injeção de etanol convencionais (bicos injetores), linhas de combustível, bomba de combustível de baixa pressão (6 bar) e reservatório;
- 11 – Teor de água – Possibilidade de uso de etanol com maiores teores de água sem prejuízos ao motor, pois a mistura etanol-água é admitida na forma de vapor pelos cilindros;
- 12 – Aditivos – O álcool, injetado tal como proposto neste trabalho, não precisa ser aditivado com emulsificantes ou detonantes, não encarecendo assim o combustível final (diesel + etanol).

Em contrapartida, os seguintes inconvenientes são notados:

- 1 - Necessidade de utilização de dois sistemas de combustíveis;
- 2 – Aumento significativo da emissão de CO (em média 2,5 vezes superior), característico de uma combustão intermediária entre o ciclo Otto e o ciclo Diesel;
- 3 - Aumento da emissão de HC (em média, 20% superior), também característico de uma combustão intermediária entre o ciclo Otto e o ciclo Diesel;
- 4 – Leve aumento no consumo específico do motor, em média, 8,9% maior, resultado da grande diferença de poderes caloríficos dos 2 combustíveis utilizados.

Tal como analisado no item 5.19, a implementação deste sistema de alimentação aqui desenvolvido, mostra-se bastante promissora, tanto do ponto de vista econômico quanto ambiental. De toda a frota de veículos de transporte coletivo a diesel da RMSP (ônibus), poderiam ser economizados, anualmente, R\$ 270 milhões em combustível, evitando-se a produção de 15,5 mil toneladas por ano de NO_x, 2,5 mil

toneladas por ano de Material Particulado, 50,0 mil toneladas por ano de CO₂ (análise local) ou 3,3 milhões de toneladas por ano (análise global). Ainda, seria evitado o consumo aproximado de 0,87 bilhão de litros de óleo diesel anualmente, quantidade esta substituída por etanol, um combustível de fonte renovável, de queima mais limpa e totalmente brasileiro.

Finalmente conclui-se que os resultados obtidos, para o motor turboalimentado foram excelentes, superando todas as expectativas. Vantagens com relação à emissão de poluentes e ao rendimento térmico destacaram-se sobremaneira.

7 - SUGESTÕES

A fim de que seja implementado este trabalho de doutoramento, que foi desenvolvido com tanto apreço e dificuldades, sugere-se os seguintes desenvolvimentos e pesquisas futuras:

- Estudo da combustão do vapor de etanol sob pressões e temperaturas encontradas em motores do ciclo diesel;
- Estudo detalhado da viabilidade econômica e ambiental do uso do sistema de alimentação desenvolvido no transporte coletivo dos grandes centros urbanos;
- Estudo da influência do sistema desenvolvido neste trabalho sobre a vida útil do motor;
- Análise das vantagens e desvantagens da utilização de etanol com maiores teores de água;
- Ensaio de contaminação do óleo lubrificante do motor para diferentes substituições de diesel por etanol;
- Desenvolvimento de sistemas auxiliares (catalisadores ou pós combustores) que oxidem o excesso de CO e de HC produzidos por este tipo de alimentação, aproveitando-se da baixa emissão de particulados, resultado da utilização deste sistema desenvolvido;
- Estudo do ponto de injeção ideal do óleo diesel, para cada condição de rotação / torque / substituição de diesel por etanol, visando melhores desempenhos tanto em rendimento como em emissões de poluentes.

ANEXO I

CALIBRAÇÃO DO DINAMÔMETRO

ANEXO II

CALIBRAÇÃO DO SISTEMA DE MEDIÇÃO DE CONSUMO DE AR

Curva de calibração do anemômetro

ANEXO III

DENSIDADES DOS COMBUSTÍVEIS

ANEXO IV

PADRÕES DE EMISSÕES EUROPEUS – VEÍCULOS PESADOS

NORMA	EMISSÕES (g/kWh)			
	CO	NO _x	HC	PARTICULADOS
EURO 2 (1998)	4,0	7,0	1,1	0,15 ou 0,23*
EURO3 (2000)	2,5	5,0	0,7	0,1
EURO 4 (2005)	1,0	3,0	0,5	0,1

Fonte: SHER (1998).

* - no caso de motores até 0,7L/cilindro e rotação à potência nominal superior a 3000rpm

ANEXO V

PADRÕES DE EMISSÕES BRASILEIROS - PROCONVE

RESOLUÇÃO 315 DE 29/10/02

VALORES LIMITES PARA VEÍCULOS PESADOS A DIESEL - ENSAIOS ETC

NORMA	EMISSÕES (g/kWh)			
	CO	NO _x	HC	PARTICULADOS
PROCONVE P-5 (01/01/2006)	5,45	5,0	2,38	0,16 ou 0,21*
PROCONVE P-6 (01/01/2009)	4,0	3,5	1,65	0,03

Fonte: <http://www.mma.gov.br/port/conama/res/res02/res31502.htm>

* - no caso de motores até 0,75L/cilindro e rotação à potência nominal superior a 3000rpm

ANEXO VI**ÍNDICE DE EMISSÃO DA FROTA BRASILEIRA DE
VEÍCULOS PESADOS A DIESEL (IBAMA)**

ANO	EMISSIONES (g/kWh)		
	CO	NOx	HC
1993 e anterior	14,0	18,0	3,5
1994	13,8	17,7	3,4
1995	13,7	17,5	3,2
1996	13,2	17,1	3,1
1997	12,7	16,6	3,1

Fonte: Economia & Energia, nº25 – março-abril, 2001 (ISSN 1518-2932)

<http://www.ecen.com>

ANEXO VII

PROPRIEDADES DE VÁRIOS COMBUSTÍVEIS

.(Fonte: HOLMER et al., 1980).

Propriedade	Metanol	Etanol	Gasolina	Diesel
Fórmula Química	CH ₃ OH	C ₂ H ₅ OH	~C ₈ H ₁₇	~C ₁₃ H ₂₈
Massa Molecular (g/mol)	32	46	113	184
Densidade (kg/m³)	796	794	700-780	830
Ponto de ebulição (°C)	65	78	30-225	180-330
Temp Autoignição (°C)	470	420	220-260	200-220
Poder calorífico inferior (MJ/kg)	19,7	27,0	44,0	42,8
Calor latente Vaporização (kJ/kg)	1100	840	350	300
Razão A/C_{est}	6,4	9,0	14,7	14,6
Número de Octanos	106-108	106-108	91-105	30
Número de Cetanos	3	8	0-10	50
Viscosidade a 20°C (cp)	0,60	1,2	0,29	3,9

(Fonte: HOLMER et al., 1980).

ANEXO VIII

PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DO ÁLCOOL
ETÍLICO SATURADO (S.I.)

T (°C)	P (KPa)	Vol. específico (m³/Kg)			Entalpia (KJ/Kg)			Entropia (KJ/KgK)		
		Liq. sat.	Evap.	Vap. sat.	Liq. sat.	Evap.	Vap. sat.	Liq. sat.	Evap.	Vap. sat.
0	1,641	0,0012398	29,6844953	29,6857351	0,000	947,147	947,147	0,0000	3,4671	3,4671
4,444	2,199	0,0012461	22,5052798	22,5065258	10,234	942,728	952,962	0,0373	3,3959	3,4332
10	3,165	0,0012529	15,9378583	15,9391113	22,795	937,378	960,173	0,0821	3,3105	3,3926
15,56	4,461	0,0012610	11,5054731	11,5067342	35,820	931,563	967,383	0,1273	3,2263	3,3536
21,11	6,274	0,0012692	8,3154043	8,3166735	48,846	925,515	974,361	0,1721	3,1451	3,3172
26,67	8,687	0,0012767	6,1691311	6,1704077	62,569	919,003	981,572	0,2181	3,0652	3,2833
32,22	11,790	0,0012841	4,5759695	4,5772537	76,525	912,257	988,783	0,2642	2,9873	3,2515
37,78	15,858	0,0012923	3,4491448	3,4504371	90,714	904,814	995,528	0,3102	2,9098	3,2201
43,33	21,098	0,0013004	2,6375813	2,6388817	105,135	897,371	1002,506	0,3563	2,8353	3,1916
48,89	27,579	0,0013091	2,0578256	2,0589347	120,022	889,462	1009,484	0,4028	2,7616	3,1644
54,44	35,922	0,0013172	1,6025257	1,6038430	135,141	881,089	1016,229	0,4497	2,6896	3,1393
60	46,746	0,0013260	1,2510563	1,2523823	150,725	872,483	1023,207	0,4966	2,6188	3,1154
65,56	59,640	0,0013360	0,9944774	0,9958134	166,076	863,411	1029,488	0,5422	2,5489	3,0911
71,11	75,842	0,0013453	0,7947079	0,7960533	181,661	854,340	1036,000	0,5878	2,4815	3,0693
76,67	94,458	0,0013553	0,6436323	0,6449876	198,408	844,338	1042,746	0,6360	2,4137	3,0497
82,22	117,211	0,0013653	0,5258434	0,5270087	215,388	834,104	1049,491	0,6841	2,3471	3,0312
87,78	144,790	0,0013753	0,4333749	0,4347502	232,367	823,869	1056,237	0,7314	2,2826	3,0141
93,33	177,885	0,0013853	0,3578371	0,3592223	250,045	813,170	1063,215	0,7800	2,2186	2,9986
98,89	215,806	0,0013953	0,2961582	0,2975535	267,955	802,005	1069,960	0,8281	2,1558	2,9839
104,4	261,311	0,0014059	0,2459037	0,2473096	286,796	790,142	1076,938	0,8784	2,0926	2,9710
110	315,090	0,0014171	0,2051383	0,2065554	305,636	778,047	1083,683	0,9274	2,0306	2,9580
115,6	373,006	0,0014308	0,1730503	0,1744812	325,175	765,487	1090,661	0,9780	1,9691	2,9471
121,1	443,333	0,0014458	0,1480190	0,1494648	344,946	752,461	1097,407	1,0283	1,9083	2,9368
126,7	522,623	0,0014633	0,1237322	0,1251855	365,415	738,738	1104,152	1,0794	1,8476	2,9270
132,2	612,254	0,0014808	0,1064397	0,1079205	385,651	725,479	1111,130	1,1296	1,7894	2,9180
137,8	710,160	0,0014995	0,0918315	0,0933310	406,352	711,989	1118,341	1,1807	1,7325	2,9132
143,3	834,266	0,0015182	0,0775980	0,0791162	427,286	698,033	1125,319	1,2309	1,6760	2,9089
148,9	972,161	0,0015370	0,0657368	0,0672738	448,453	684,077	1132,529	1,2807	1,6207	2,9015
154,4	1110,056	0,0015582	0,0571840	0,0587422	470,085	669,655	1139,740	1,3301	1,5659	2,8980
160	1254,846	0,0015801	0,0504418	0,0520218	494,508	652,210	1146,718	1,3867	1,5058	2,8922
165,6	1427,215	0,0016032	0,0440117	0,0456149	519,396	634,533	1153,929	1,4436	1,4481	2,8897
171,1	1620,268	0,0016281	0,0382059	0,0398340	544,749	616,390	1161,139	1,5001	1,3875	2,8876
176,7	1840,900	0,0016550	0,0329620	0,0346169	571,731	598,388	1168,117	1,5600	1,3260	2,8860
182,2	2088,427	0,0016843	0,0287169	0,0304012	600,806	574,522	1175,328	1,6228	1,2615	2,8843
187,8	2330,428	0,0017161	0,0249712	0,0266873	632,905	549,634	1182,538	1,6915	1,1907	2,8822
193,3	2599,323	0,0017524	0,0214128	0,0231651	666,864	522,652	1189,516	1,7601	1,1204	2,8805
198,9	2895,798	0,0017904	0,0184787	0,0202691	700,591	494,973	1195,584	1,8284	1,0484	2,8788
204,4	3212,957	0,0018366	0,0157943	0,0176309	733,155	464,502	1197,657	1,8970	0,9726	2,8696
210	3578,379	0,0018903	0,0133596	0,0152499	762,463	432,636	1195,099	1,9624	0,8956	2,8579
215,6	3964,485	0,0019559	0,0113619	0,0133178	790,375	399,607	1189,982	2,0172	0,8177	2,8349
221,1	4385,066	0,0020302	0,0092393	0,0112695	815,961	361,460	1177,421	2,0662	0,7314	2,7976
226,7	4833,225	0,0021219	0,0075538	0,0098757	836,895	321,918	1158,813	2,1076	0,6439	2,7516
232,2	5315,858	0,0022924	0,0061804	0,0084727	862,248	276,096	1138,344	2,1566	0,5464	2,7030
237,8	5853,649	0,0025215	0,0039954	0,0065169	906,442	208,410	1114,852	2,2408	0,4078	2,6488
243	6398,335	0,0036271	0,0000000	0,0036271	1081,590	0,000	1081,590	2,5787	0,0000	2,5787

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Bibliografia Citada

- AJAV, E. A.; SINGHT, B.; BHATTACHARYA, T. K. (1998). Performance of a stationary diesel engine using vapourized ethanol as supplementary fuel. *Biomass and Bioenergy*, vol. 15, n. 6, pp. 493-502.
- ANDERSON, M.E.; MEHL, R.G. (1973). A comparison of the toxicology of triethylene glycol dinitrate and propylene glycol dinitrate. *Nat. Tox. Unit.*, Bethesda.
- BARANESCU, R. A. (1986). Fumigation of alcohols in a multicylinder Diesel engine – Evaluation of potential. *Society of Automotive Engineers*, International Congress and Expositions, Detroit, Michigan, SAE paper 860308, February, 24-28.
- BEHNIA, M.; MILTON, B.E. (1988). The behaviour of fuel films on the walls of engine manifolds and ports. *Thermodynamics in Australia – past, present & future*, pag 6 – 10, Brisbane, 9 – 10 May.
- BERMUDO, A.; SILVÉRIO, J.A. (1983). Misturas binárias diesel – etanol. *I Simpósio de Engenharia Automotiva. Anais e XI Encontro dos Centros de Apoio Tecnológicos*, pp. 313 - 332, Brasília.
- BROUKHIYAN, E.M.H.; LESTZ, S.S. (1981). Ethanol fumigation of a light duty automotive Diesel engine. *Society of Automotive Engineers*, SAE paper 811209.
- CHAPLIN, J.; JANIUS, R.B. (1987). Ethanol fumigation of a compression-ignition engine using advanced injection of diesel fuel. *American Society of Agricultural Engineers*, pp: 610-614.
- CHEN, J.; GUSSERT, D.; GAO, X.; GUPTA, C.; FOSTER, D. (1981). Ethanol fumigation of a turbocharged Diesel engine. *Society of Automotive Engineers*, SAE paper 810680.

- CHIN, S.J.; DURRETT, R.; LEFEBVRE, A.H. (1984). The Interdependence of Spray Characteristics and Evaporation History of Fuel Sprays. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power - Transactions of ASME*, v.108, p. 639-644, Jul.
- COLLINS, M.R. (1969). A technique to characterize quantitatively the air/fuel mixture of a gasoline engine. *Society of Automotive Engineers*, SAE paper 690515.
- CORSINI, R. (1990). A era do álcool e o efeito estufa. Fundação Teodoro Souto, São Carlos, SP.
- DANIS, M.L.; NAMER, I.; CERNANSKY, N.P. (1988). Droplet Size Equivalence Ratio Effects on Spark Ignition of Monodisperse n-Heptane and Methanol Sprays. *Combustion and Flame*, v.74, p.285-294.
- DIETRICH, W.; BINDEL, H. H. W. (1983). O desenvolvimento da "injeção piloto" para uso de álcoois em motores do ciclo diesel. *I Simpósio de Engenharia Automotiva – XI Encontro dos Centros de Apoio Tecnológico*, Anais, Brasília, pp: 515-533.
- DOMSCHKE, A.G.; NANNI, H.; MADUREIRA, O.M.; KOSCHAR, M. (1983). Emprego de vela incandescente para permitir o uso de etanol em motores diesel. *I Simpósio de Engenharia Automotiva. Anais e XI Encontro dos Centros de Apoio Tecnológicos*, pp. 347-360, Brasília.
- FEITOSA, M.V. (1998). Estudo da Partida a frio de motores movidos a etanol. Escola de Engenharia de São Carlos. Universidade de São Paulo. Dissertação de Mestrado. São Carlos.
- FUJISAWA, T.; YOKOTA, K. (1981). A new look at the utilization of alternative fuels for diesel engines – IDIS. . *Society of Automotive Engineers*, SAE paper 810998.
- GAO, X.; CHEN, J.; YE, Z.; FOSTER, D.; BORMAN, G. (1983). Ignition delay and heat release analysis of an ethanol fumigated turbocharged Diesel engine. *Society of Automotive Engineers*, SAE paper 83-DGP-1.
- GOERING, C. E.; CROWELL, T. J.; GRIFFITH, P. R.; JARRETT, M.W.; SAVAGE, L.D. (1992). Compression-ignition, flexible-fuel engine. *American society of agricultural engineers*, vol. 35, pp: 423-428.

- HANSEN, A.Č.; TAYLOR, A.B.; LYNE, P.W.; MEIRING, P. (1989). Heat release in the compression-ignition combustion of ethanol. *American Society of Automotive Engineers*, vol. 32(5), pp: 1507-1511
- HARDENBURG, H. O.; SCHAEFER, A. J. (1981). The use of ethanol as a fuel for compression-ignition engines. . *Society of Automotive Engineers*, SAE paper 811211.
- HAYES, T.K.; SAVAGE, L.D.; WHITE, R.A.; SORENSON, S.C. (1988). The effect of fumigation of different ethanol proofs on a turbocharged Diesel engine. *Society of Automotive Engineers*, SAE paper 880497.
- HEISEY, J.B; LESTZ, S.S. (1981). Aqueous alcohol fumigation of a single cylinder DI Diesel engine. *Society of Automotive Engineers*, SAE paper 811208.
- HEYWOOD, J.B. (1988). *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill, New York.
- HIRANO, M. et al. (1981). Burning Velocities of Methanol-Air-Water Gaseous Mixtures. *Combustion and Flame*, v.40, p.341-343, Mar.
- HIRES, S.D.; OVERINGTON, M.T. (1981) . Transient mixture strenght excursion – an investigation of their causes and the development of a constant mixture strenght fueling strategy. *Society of Automotive Engineers*, SAE paper 810495.
- HOLMÉR, E.; BERG, P.S.; BERTILSSON, B. I. (1980). The utilization of alternative fuels in a diesel engine using different methods. *Society of Automotive Engineers*, SAE paper 800544.
- IIDA, N.; SATO, G. T. (1988). Temperature and mixing effects on Nox and particulate. *International Congress and Expositions. Society of Automotive Engineers*, Feb 29 – Mar 4, SAE paper 880424, Detroit.
- JIANG, Q.; OTTIKKUTTI, P.; VANGERPEN, J.; VANMETER, D. (1990). The effect of alcohol fumigation on diesel flame temperature and emissions. *Society of Automotive Engineers*, SAE paper 900386.
- KARIM, G. A.; BURN, K. A. (1980). The combustion of gaseous in a dual fuel engine of the compression ignition type with particular reference to cold intake temperature conditions. . *Society of Automotive Engineers*, SAE paper 800263.

- KOPA, R.D.; KIMURA, K. (1964). Exhaust gas recirculation as a method of nitrogen oxides control in an internal combustion engine. Paper presented at 53rd Annual meeting, *Air Pollution Control Association*, Cincinnati, May.
- LALK, T.R.; BLACKSMITH, J. R. (1982). Dual-fueling of a single cylinder diesel engine with simulated low-BTU lignite gas as a primary fuel. . *Society of Automotive Engineers*, SAE paper 820316.
- LAW, C.K.; XIONG, T.Y.; WANG, C.H. (1987). Alcohol droplet vaporization in humid air. *Int. J. Heat Mass Transfer*, v.30, n.7. p.1435-1443.
- LIU, X.Q.; WANG, C.H.; LAW, C.K. (1984). Simulation of Fuel Droplet Gasification in SI Engines. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* - Transactions of ASME, v.106, p.849-853, Oct.
- MACEDO, L. S. V., FURRIELA, R. B. (199?). *Relatório sobre o programa do Governo estadual de São Paulo para a redução das emissões veiculares no transporte urbano de São Paulo*. Ministério da Ciência e Tecnologia.- http://www.mct.gov.br/clima/comunic_old/respir.htm
- MOCK, F.C. (1920). Design of intake manifolds for heavy fuels. SAE Transactions, part 1, *Society of Automotive Engineers*.
- NICHOLLS, J.E., EL-MESSIRI, I.A., NEWHAL, H.K. (1969). Inlet manifold water injection for control of nitrogen oxides – theory and experiment. *International Automotive Engineering Congress, Society of Automotive Engineers*, SAE paper 690018, Detroit, 13-17 jan.
- NOGUCHI, N. ; TERAOKA, H. ; SAKATA, C. (1996). Performance improvement by control of flow rates and diesel timing on dual-fuel engine with ethanol. *Bioresources Technology*, n° 56, pp. 35-39.
- PASSARINI, L.C. (1993). *Projeto e análise de válvulas eletromagnéticas injetoras de combustível: uma nova proposta*. São Carlos. Tese de Doutorado. Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.
- PETERSON, C. L.; KORUS, R. A.; MORA, P. G.; MADSEN, J. P. (1987). Fumigation with propane and transesterification effects on injector coking with vegetable oil fuels. *American Society of Agricultural Engineers*, pp: 28-35.
- RICARDO, H.R. (1935). *The high speed internal combustion engine*. Black and Son, London

- SANTOS, A.M. (1986). *Contribuições ao uso de combustíveis aditivados em motores de ignição por compressão*. Tese de Doutorado. Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.
- SATGÉ de CARO, P., MOULOOUNGUI, Z., VAITILINGOM, G., BERGE, J. Ch. (2001). Interest of combining an additive with diesel-ethanol blends for use in diesel engines. *FUEL*. Elsevier Science. www.elsevier.com/locate/fuel.
- SAVAGE, L. D.; WHITE, R. A.; COLE, S.; PRITCHETT, G. (1986). Extended performance of alcohol fumigation in Diesel engines through different multipoint Alcohol injection timing cycles. *Society of Automotive Engineers*, International Fuels and Lubricants Meeting and Exposition, Philadelphia, Pennsylvania, SAE paper 861580, October, 6-9.
- SERVATI, H.B. ;YUEN, W.W. (1984). Deposition of fuel droplets in horizontal intake manifolds and the behavior of fuel film flows on its walls. *Society of Automotive Engineers*, SAE paper 840239.
- SHER, E. (1998). *Handbook of air pollution from internal combustion engines – pollutant formation and control*. Academic Press, Boston.
- SHIN, Y.; CHENG, W.K.; HEYWOOD, J.B. (1994). Liquid gasoline behaviour in the engine cylinder of a SI engine. *Society of Automotive Engineers*, SAE paper 941872.
- SHROPSHIRE, G. J.; BASHFORD, L. L. (1984). A comparison of ethanol fumigation systems for a diesel engine. *Agricultural Engineering*, 65(5), pp:17-23.
- TAKEDA, K.; YAEGASHI, T.; SEKIGUCHI, K.; SAITO, K.; IMATAKE, N. (1995). Mixture preparation and HC emissions of a 4-valve engine with port fuel injection during cold start and warm-up. *Society of Automotive Engineers*, SAE paper 950074.

Páginas internet:

AQUAMIST - <http://www.aquamist.co.uk> - (2003)

DAVESDEVICE. - <http://www.davesdevice.com> - (2003)

DICIONÁRIO UNIVERSAL – LÍNGUA PORTUGUESA -
<http://www.priberem.pt/DPLO> - (2003)

ECONOMIA & ENERGIA: <http://www.ecen.com> - (2003)

ENERGY INFORMATION ADMINISTRATION – <http://www.eia.doe.gov>

GOVERNOR'S ETHANOL COALITION - <http://www.ethanol-gec.com>- (2000)

KENNEDY'S - <http://www.kennedysdynotune.com>- (2003)

MINISTÉRIO DA CIÊNCIA E TECNOLOGIA: <http://www.mct.gov.br>- (2003)

NASIOC - <http://www.nasIOC.com>- (2003)

PUREENERGY CORPORATION. www site <http://www.pure-energy.com>-
(2000)

RENEWABLE FUELS ASSOCIATION. www site <http://www.ethanolrfa.org>-
(2000)

RESOLUÇÃO 315, 29/10/02 – PROCONVE:
<http://www.mma.gov.br/port/res/res02/res31502.htm>- (2003)

UNITED STATES ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY. www site
<http://www.epa.gov>- (2000)

UNIVERSITY OF ILLINOIS. www site <http://uiuc.edu>- (2000)

U.S. SENATE. www site <http://www.thomas.loc.gov>- (2000)

WILLIAMS BIO-ENERGY. www site <http://williamsbionergy.com>- (2000)

Bibliografia Consultada mas não Citada

- AJAV, E. A.; SINGHT, B.; BHATTACHARYA, T. K. (2000). Thermal balance of a single cylinder diesel engine operating on alternative fuels. *Energy Conversion and Management*, vol.41, pp: 1533-1541.
- ÁVILA, M.T. (2003). *Estudo de um motor regenerativo, do ciclo Otto, movido a etanol previamente vaporizado*. São Carlos. Tese de Doutorado, EESC – USP.
- ÁVILA, M.T, GÓMEZ, L.C., MAUNSELL, M., FEITOSA, M.V. (2001). Heat exchanger study for ethanol vaporization to fuel Otto cycle engines. *Society of Automotive Engineers*, São Paulo, SAE paper n.2001-01-3836E
- AZPIAZU, M.N.; BUSTAMANTE, C.; MORQUILLAS, J.M. (1990). Effect Of Air Preheating On Automotive Emissions. *Water, Air and Soil Pollution*, v. 51, p. 231-237, Jun.
- BLACK, F. (1991). An Overview of the Technical Implications of Methanol and Ethanol as Highway Motor Vehicle Fuels. *Society of Automotive Engineers*, Warrendale, SAE paper n. 912413.
- BLACK, W. Z.; HARTLEY, J.G. (1991). *Thermodynamics*. 2.ed., New York, Harper Collins
- BOND, W. D. (1972). Quick-Heat Intake Manifolds for Reducing Cold Engine Emissions. *Society of Automotive Engineers*, Warrendale, SAE paper n. 720935.
- BRAGA, C.V.M.; VARGAS, A.S. (1983). Influência do teor de hidratação do álcool etílico sobre o rendimento térmico de um motor do tipo ciclo Otto. *I Simpósio de Engenharia Automotiva. Anais e XI Encontro dos Centros de Apoio Tecnológicos*, pp. 267-282, Brasília.
- BRUNETTI, F.; ROSA, F.C.C.; ABREU, R.S.; ROZOV, V.; OLIVEIRA, E.S.B. (1983). Metanol aditivado como agente acelerador de ignição para uso em motores diesel. *I Simpósio de Engenharia Automotiva. Anais e XI Encontro dos Centros de Apoio Tecnológicos*, pp. 333- 3??, Brasília.
- CELERE, S. W. (1981). *Desempenho de Motores de Ignição por Centelha com Álcool Etilico Pré-evaporado*. São Carlos. Tese (Doutorado). Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

- CHIGIER, N. (1981). *Energy, Combustion and Environment*. New York, McGraw-Hill.
- CORSINI, R. (1985). Sistemas de Alimentação de Motores de Combustão Interna por Vaporização Independente de Álcool Hidratado. 2º. *Simpósio em Engenharia Automotiva*. Brasília.
- USP-EESC (1996). *Diretrizes para elaboração de dissertações e teses na EESC-USP*. Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo. São Carlos.
- FERGUSON, C.R. (1986). *Internal Combustion Engines: Applied Thermosciences*. New York, John Wiley.
- FERNANDEZ, I. P.; GARCIA, J. C. L.; GUTIERREZ, D. P. (1999). Improvements in light oil combustion by adding small quantities of alcohol. Possible applications in cold start ups in thermal power stations. *Fuel processing Technology*, 60, pp: 15-27.
- FREEMAN, R.V.; GOETZ, W.A. (1985). Performance Evaluation and Emissions of Neat Methanol Fuelled Vehicles-Phase 1B. Final Report nº 4379 ES/CAFV/84-28 Submitted to *Transport Canada Vehicle Systems*, Road Safety, Ottawa, Ontario K1A 0N5.
- GARDINER, D.P. et al. (1990). Review of the Cold Starting Performance of Methanol and High Methanol Blends in Spark Ignition Engines: Neat Methanol. *Society of Automotive Engineers*, Warrendale, SAE paper n. 902154.
- GUTHEIL, E. (1985). Numerical Analysis of the Autoignition of Methanol, Ethanol, n-Heptane and n-Octane Sprays with Detailed Chemistry. *Combustion Science and Technology*, v.105, p.265-278.
- HOTTA, Y.; NAKAKITA, K.; INAYOSHI, M.; OGAWA, T.; SATO, T.; YAMADA, M. (1997). Combustion improvement for reducing exhaust emissions in IDI diesel engines. *Society of Automotive Engineers of Japan*, JSAE paper nº 973038
- HOU, S. S.; LIN, T. H. (1993). A liquid-pool simulation of droplet combustion in a swirl flow. *Journal of Energy Resources Technology*, vol. 115, pp:175-182
- JÓVAI, M.S. (1982). *Motores de Automóvil*. Moscú, Mir.
- JUDGE, A.W. (1965). *Modern Petrol Engines*. London, Chapman & Hall.

- KARIM, G. A.; WIERZBA, I.; SORIANO, B. (1986). The limits of flame propagation within homogeneous streams of fuel and air. *Journal of Energy Resources and Technology*, jun, vol. 108, pp: 183-187.
- KING, L.J.; PRAKASH, C.B. (1992). Fiel Trials of Ethanol in Transit Buses. *Society of Automotive Engineers*, Warrendale, SAE paper n. 922272.
- KONO, S.; FUJIMOTO, H.; NAKAGAWA, T. (1997). Analysis of mixture formation on combustion chamber wall of direct injection stratified charge engine. *Society of Automotive Enginners of Japan*, JSAE paper nº 9735880.
- KOZOLE, K.H. ; WALLACE, J.S. (1988). The Use of Dimetyl Ether as a Starting Aid for Methanol-Fuelled S.I. Engines at Low Temperatures. *Society of Automotive Engineers*, Warrendale, SAE paper n.881677.
- KUO, K.K. (1986). *Principles of Combustion*. New York, Jonh Wiley.
- LICHTY, L.C. (1939). *Internal Combustion Engines*. 5ªed., New York, MacGraw-Hill.
- LICHTY, L.C. (1967). *Combustion Engine Processes*. New York, MacGraw-Hill.
- MIYAMOTO, N.; OGAWA, H.; OBATA, K.; CAO, G.H. (1998). Improvements of diesel combustion and emissions by addition of oxigenated agents to diesel fuels – influence of properties of diesel fuels and kinds of oxygenated agents. *Society of Automotive Enginners of Japan*, JSAE paper nº 9830244
- MORRISON, E.R.; EBERSOLE, G.D.; ELDER, H.J. Laboratory Expressions for Motor Fuel Volatility and Their Significance in Terms of Performance. *Society of Automotive Engineers*, Warrendale, SAE paper n.65859.
- NAKAJIMA, Y. et al. (1978). The influence of Fuel Characteristics on Vaporization in S.I. Engine Cylinder During Cranking at Low Temperature. *Society of Automotive Engineers*, Warrendale, SAE paper n.780612.
- NAPOLEÃO, M. A. (1995) . Gramática Metódica da Língua Portuguesa. 40ª ed., Saraiva, São Paulo.
- NYLUND, N. et al. (1992). Measurement of Regulated and Unregulated Emissions at Low Ambient Temperature. *Society of Automotive Engineers*, Warrendale, SAE paper n. 920004.

- OBERT, F.E. (1968). *Internal Combustion Engines*. 3ªed., Pensylvania, International Textbook.
- PENIDO FILHO, P. (1983). Os motores à combustão interna - Volumes 1 e 2. Belo Horizonte, Lemi.
- PERRY, R.H. ; GREEN, D.W. (1984). *Perry's Chemical Engineers Handbook*, ed. 6, New York, McGraw-Hill.
- POUNDER, C.C. (1955). *Diesel Engine Principles and Practice*. London, Newnes.
- RAO, V.K.; BARDON, M.F. (1987). Computer Simulation of the Spark Ignition Engine. *Mechanical Engineering Report*, n. 87050, Royal Military College of Canada, Kingston, Ontario.
- REID, R.C.; SMITH, J.M. (1951). Thermodynamics properties of ethil alcohol. *Chemical Engineering Progress*, v.43, n.8, Aug.
- SANTOS, A.M. (1985). Partida a frio de motores a álcool etílico com auxílio do afogador. *Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica*, 8. São José dos Campos, 1985. Anais. São José dos Campos : ABCM.
- SANTOS, A.M. (1983). Diagramas de fase de misturas etanol – diesel. *I Simpósio de Engenharia Automotiva. Anais e XI Encontro dos Centros de Apoio Tecnológicos*, pp. 299-312, Brasília.
- SHIN, Y.; CHENG, W.K.; HEYWOOD, J.B. (1994). Liquid gasoline behaviour in the engine cylinder of a SI engine. *Society of Automotive Engineers*, SAE paper 941872.
- SPIERS, H.M. (1952). *Technical Data on Fuel*. The British National Committee, 5.ed., London.
- TAYLOR, F.C. (1976). *Análise de Motores de Combustão Interna*. v.2, São Paulo, Edgar Blücher.
- TAYLOR, F.C. (1977). *The Internal Combustion Engine in Theory and Practice*. v.1, 2.ed., Massachusetts, MIT.
- WILLIAMS, B.; OBEL, M. (1987). Air Quality Concerns Buoy Hopes for U.S. Makers of Alcohol Fuels. *Oil & Gas Journal*, v.85, p.13-16, Feb.
- VAN WILLEN, G.J.; SONNTAG, R.E. (1976). *Fundamentos da termodinâmica clássica*. 2.ed., São Paulo, Edgard Blücher.

- VENANZI, D. (1972). *Contribuição à técnica do Emprego de Álcool Etílico em Motores de ciclo Otto*. São Carlos. Tese (Doutorado). Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.
- XIAOFU, C. (1988). The State of the Art of Research into Methanol Fuels for Automotive Engines in China. *Int. J. of Vehicle Design*, v.9, n.6, p.632-640.
- YOSHIZAKI, T.; YAMAMOTO, O.; NISHIDA, K.; HIROYASU, H.; SUZUKI, M. (1997). Evaporating spray and flame distributions in the combustion chamber of a direct injection diesel engine. *Society of Automotive Engineers of Japan*, JSAE paper n° 9733611.
- ZAHDEH, A.R.; HENEIN, N.A.; BRYZIK, W. (1991). Diesel Engine Cold Starting: P-C Based Comprehensive Heat Release Model: Part I - Single Cycle Analysis. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* - Transactions of ASME, v.113, p. 464-473, Jul.