

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

ESTUDO DE UM MOTOR REGENERATIVO, DO CICLO OTTO,
MOVIDO A ETANOL PREVIAMENTE VAPORIZADO

DEDALUS - Acervo - EESC



31100043506

Engº Márcio Turra de Ávila

Orientador: Prof. Dr. Josmar Davilson
Pagliuso

Serviço de Pós-Graduação EESC/USP

EXEMPLAR REVISADO

Data de entrada no Serviço: 09.106.103

Ass: *[Handwritten Signature]*

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

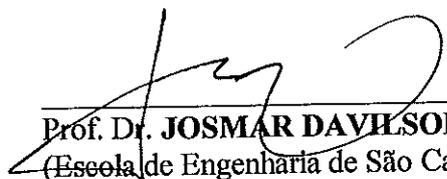
SÃO CARLOS
Estado de São Paulo – Brasil
Janeiro de 2003



FOLHA DE JULGAMENTO

Candidato: Engenheiro **MARCIO TURRA DE AVILA**

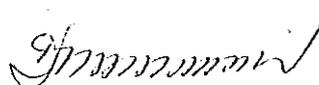
Tese defendida e julgada em 30-04-2003 perante a Comissão Julgadora:


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

Aprovado


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

Aprovado


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

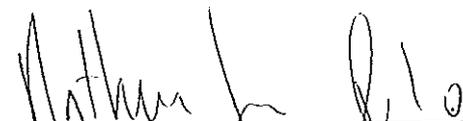
Aprovado


Prof. Dr. **DELSON LUIS MODOLO**
(Universidade Grazeiro do Sul/UNICSUL)

Aprovado


Prof. Dr. **CARLOS EDUARDO ANGELI FURLANI**
(UNESP/Campus de Jaboticabal)

APROVADO


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


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

DEDICATÓRIA

À doce Simone Cristina, eterna
companheira;
a meus queridos pais, José Márcio e
Marlene. e a meus irmãos. Ricardo e
Reinaldo.

AGRADECIMENTOS

O autor agradece, sinceramente:

Ao Professor Doutor Josmar Davilson Pagliuso, pela confiança e orientação;

Aos Professores Doutores Antônio Moreira dos Santos, Fernando Eduardo Milioli, Geraldo Lombardi, Paulo Seleglim Júnior, Sérgio Rodrigues Fontes, pelo apoio prestado ao longo do trabalho experimental;

Ao CNPq, pela concessão da bolsa de estudos;

A todos os funcionários do Laboratório de Engenharia Térmica e Fluidos, em especial ao Sr. Hélio José Donizete Trebi, pelo grande auxílio na montagem dos experimentos;

Ao colega Luben Cabezas Gómez, pela preciosa ajuda no projeto do trocador de calor;

Aos colegas Carlos Eduardo Milhor e Sandro Guimarães Souza, pelo esclarecimento de dúvidas na área de eletrônica embarcada;

Aos colegas Adriano Carlos Nogueira Bezerra, Felipe Soto Pau, Fernando de Lima Camargo, João Paulo Tureso, José Antônio da Silva, Keyll Carlos Ribeiro Martins, Luciano Vieira de Souza, Marcelo Valente Feitosa e Rodrigo Fernando Estella dos Santos, pelo relacionamento fraternal no trabalho diário;

A toda a minha família, pelo incentivo, apoio e calor humano dedicados a mim:

À Simone Cristina, pelo companheirismo incessante, carinho extremado e presença imprescindível à minha vida;

A Deus, pela vida que me possibilita alcançar esse ideal.

PREFÁCIO

"O Sol, grande e eterna fonte de energia, é um gigantesco reator a fusão nuclear, capaz de nos fornecer quantidade energética diária equivalente à produzida por trezentas e cinquenta mil usinas hidrelétricas iguais a Itaipu, operando vinte e quatro horas por dia. Esta energia, que é dispersa e de difícil captação pelos meios tecnológicos atuais, encontra na fotossíntese das folhas o mecanismo ideal de direta absorção, fácil armazenamento e adequada concentração.

A cana-de-açúcar é um dos vegetais em que esse mecanismo apresenta maior eficiência."

João Guilherme Sabino Ometto

CONTEÚDO

CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO.....	1
1.1 – A energia no mundo globalizado.....	2
1.2 – Os combustíveis fósseis.....	3
1.3 – A biomassa.....	5
1.4 – A busca pela alternativa álcool.....	6
1.5 – O aprimoramento do álcool combustível.....	7
CAPÍTULO 2 – REVISÃO DA LITERATURA.....	10
2.1 – Combustível vaporizado.....	11
2.2 – Combustível gasoso.....	20
2.3 – Aspectos da alimentação via carburação.....	24
2.4 – Aspectos da alimentação via injeção.....	25
2.5 – Aspectos da combustão.....	29
2.6 – Combustão de misturas pobres.....	30
2.7 – Considerações sobre emissões.....	32
2.8 – O uso de alcoóis como combustível.....	39
2.9 – Considerações sobre o aproveitamento da energia calorífica do combustível.....	45
CAPÍTULO 3 – METODOLOGIA.....	50
3.1 – Materiais.....	51
3.2 – Métodos.....	53
3.3 – Projeto do experimento (trocador de calor).....	57

CAPÍTULO 4 – RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	67
4.1 – Análise da temperatura do vapor de álcool.....	68
4.2 – Análise da temperatura da mistura ar/álcool.....	69
4.3 – Análise do consumo de ar.....	71
4.4 – Análise da relação ar/álcool.....	73
4.5 – Análise do rendimento térmico.....	75
4.6 – Análise do ângulo de avanço da centelha.....	78
4.7 – Análise da temperatura dos gases de escape.....	80
4.8 – Análise das emissões de gases poluentes.....	82
CAPÍTULO 5 – CONCLUSÃO.....	90
5.1 – Considerações sobre os resultados.....	91
5.2 – Importância do trabalho.....	92
5.3 – Sugestões para trabalhos futuros.....	93
COMPLEMENTO.....	95
C.1 – Literatura citada.....	96
C.2 – Literatura consultada.....	102
APÊNDICE.....	103
A.1 – Calibração do medidor da descarga de ar.....	104
A.2 – Diagrama termodinâmico.....	105
A.3 – Tabelas de dados coletados na experimentação.....	106

LISTA DE FIGURAS

3.2.1:	Esquema simplificado do motor movido a álcool líquido.....	54
3.2.2:	Esquema simplificado do motor movido a álcool vaporizado.....	55
3.3.1:	Trocador de calor para vaporização do etanol.....	66
4.1.1:	Temperatura do vapor de álcool em função da rotação e da carga solicitada ao motor.....	68
4.2.1:	Temperatura da mistura ar/álcool em função da rotação e do tipo de alimentação (25% da carga total).....	70
4.2.2:	Temperatura da mistura ar/álcool em função da rotação e do tipo de alimentação (40% da carga total).....	70
4.2.3:	Temperatura da mistura ar/álcool em função da rotação e do tipo de alimentação (100% da carga total).....	70
4.3.1:	Consumo de ar em função da rotação e do tipo de alimentação (25% da carga total).....	72
4.3.2:	Consumo de ar em função da rotação e do tipo de alimentação (40% da carga total).....	72
4.3.3:	Consumo de ar em função da rotação e do tipo de alimentação (100% da carga total).....	72
4.4.1:	Relação ar/álcool em função da rotação e do tipo de alimentação (25% da carga total).....	74
4.4.2:	Relação ar/álcool em função da rotação e do tipo de alimentação (40% da carga total).....	74
4.4.3:	Relação ar/álcool em função da rotação e do tipo de alimentação (100% da carga total).....	74
4.5.1:	Rendimento térmico em função da rotação e do tipo de alimentação (25% da carga total).....	76
4.5.2:	Rendimento térmico em função da rotação e do tipo de alimentação (40% da carga total).....	76
4.5.3:	Rendimento térmico em função da rotação e do tipo de alimentação (100% da carga total).....	76

4.6.1:	Ângulo de avanço da centelha em função da rotação e do tipo de alimentação (25% da carga total).....	79
4.6.2:	Ângulo de avanço da centelha em função da rotação e do tipo de alimentação (40% da carga total).....	79
4.6.3:	Ângulo de avanço da centelha em função da rotação e do tipo de alimentação (100% da carga total).....	79
4.7.1:	Temperatura de escape em função da rotação e do tipo de alimentação(25% da carga total).....	81
4.7.2:	Temperatura de escape em função da rotação e do tipo de alimentação (40% da carga total).....	81
4.7.3:	Temperatura de escape em função da rotação e do tipo de alimentação (100% da carga total).....	81
4.8.1:	Concentração de CO em função da rotação e do tipo de alimentação (25% da carga total).....	83
4.8.2:	Concentração de CO em função da rotação e do tipo de alimentação (40% da carga total).....	83
4.8.3:	Concentração de CO em função da rotação e do tipo de alimentação (100% da carga total).....	83
4.8.4:	Concentração de CO ₂ em função da rotação e do tipo de alimentação (25% da carga total).....	84
4.8.5:	Concentração de CO ₂ em função da rotação e do tipo de alimentação (40% da carga total).....	84
4.8.6:	Concentração de CO ₂ em função da rotação e do tipo de alimentação (100% da carga total).....	84
4.8.7:	Concentração de HC em função da rotação e do tipo de alimentação (25%da carga total).....	85
4.8.8:	Concentração de HC em função da rotação e do tipo de alimentação (40% da carga total).....	85
4.8.9:	Concentração de HC em função da rotação e do tipo de alimentação (100% da carga total).....	85
4.8.10:	Concentração de NO _x em função da rotação e do tipo de alimentação (25% da carga total).....	86

4.8.11:	Concentração de NO_x em função da rotação e do tipo de alimentação (40% da carga total).....	86
4.8.12:	Concentração de NO_x em função da rotação e do tipo de alimentação (100% da carga total).....	86
4.8.13:	Concentração de O_2 em função da rotação e do tipo de alimentação (25% da carga total).....	87
4.8.14:	Concentração de O_2 em função da rotação e do tipo de alimentação (40% da carga total).....	87
4.8.15:	Concentração de O_2 em função da rotação e do tipo de alimentação (100% da carga total).....	87
A.1.1:	Curva de calibração do medidor da descarga de ar (anemômetro de fio quente).....	104
A.2.1:	Diagrama pressão-entalpia para o álcool etílico.....	105

LISTA DE TABELAS

2.9.1:	Balanço térmico em função do tipo do motor.....	45
A.3.1:	Motor VW 1000 a álcool líquido – 25% da carga total.....	107
A.3.2:	Motor VW 1000 a álcool líquido – 40% da carga total.....	108
A.3.3:	Motor VW 1000 a álcool líquido – 50% da carga total.....	109
A.3.4:	Motor VW 1000 a álcool líquido – 75% da carga total.....	110
A.3.5:	Motor VW 1000 a álcool líquido – 100% da carga total.....	111
A.3.6:	Motor VW 1000 a álcool vaporizado – 25% da carga total.....	112
A.3.7:	Motor VW 1000 a álcool vaporizado – 40% da carga total.....	114
A.3.8:	Motor VW 1000 a álcool vaporizado – 100% da carga total.....	116

NOTAÇÃO UTILIZADA

Avanço: ângulo de avanço da centelha de ignição.....	[graus]
C.Ál: consumo de álcool.....	[g/s]
C.Ar: consumo de ar.....	[g/s]
CO: concentração de monóxido de carbono.....	[%]
CO ₂ : concentração de dióxido de carbono.....	[%]
HC: concentração de hidrocarbonetos.....	[ppm]
NO _x : concentração de óxidos de nitrogênio.....	[ppm]
O ₂ : concentração de oxigênio.....	[%]
P.Adm.: pressão reinante durante o processo de admissão.....	[mm Hg]
P.Atm: pressão atmosférica.....	[mm Hg]
P.Inj.: pulso de injeção.....	[ms]
Rot.: rotação.....	[rpm]
Rz.Ar/Ál.: razão ar/álcool.....	[]
R.T.: rendimento térmico.....	[]
T.: torque.....	[kgf.m]
T.Ál.: temperatura do vapor de álcool.....	[°C]
T.E.A.T.: temperatura dos gases de escape antes do trocador de calor.....	[°C]
T.E.D.T.: temperatura dos gases de escape depois do trocador de calor.....	[°C]
T.Escape: temperatura dos gases no coletor de escape.....	[°C]
T.Mist.: temperatura da mistura ar/álcool.....	[°C]
T.S.: temperatura de bulbo seco.....	[°C]
T.U.: temperatura de bulbo úmido.....	[°C]
λ: relação entre a razão ar/combustível utilizada e a razão ar/combustível estequiométrica.....	[]

RESUMO

O álcool etílico ou etanol vem se tornando, neste novo século, uma importante referência para estudos e aplicações que procuram um combustível alternativo ao uso de derivados de petróleo em motores de combustão interna. Neste trabalho, o uso do etanol vaporizado pelos gases de escape em motores do ciclo Otto busca a obtenção de melhores níveis de rendimento térmico e emissões de poluentes. Assim sendo, um motor de 1.0 litro foi montado em laboratório com um trocador de calor instalado ao lado do coletor de escapamento, e uma série de testes foram feitos, possibilitando uma cuidadosa análise quanto a rendimento térmico, relação ar/álcool, ângulo de avanço da centelha, temperatura de escape e gases de emissão, entre outros aspectos. Conclui-se que o motor a álcool vaporizado, em certos regimes de funcionamento, apresenta rendimento maior e emissões menores que aqueles verificados no motor a álcool líquido.

SUMMARY

The ethyl alcohol or ethanol is becoming, in this new century, an important reference for studies and applications that search for an alternative fuel to be used in internal combustion engines, replacing oil derivatives. In this study, an Otto cycle engine is fueled with ethanol vaporized by the exhaust gases, aiming for better levels of thermal efficiency and exhaust emissions. Therefore, a 1.0 liter engine with a heat exchanger connected to the exhaust manifold was prepared in a test bench, and several tests were made, which allowed a criterious analysis about air/alcohol ratio, spark ignition time, exhaust temperature and exhaust emissions, and others. It was concluded that the engine fueled with vaporized alcohol presents, in some operation points, higher thermal efficiency and less emissions compared to the case of engine fueled with liquid alcohol.

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

1.1 – A ENERGIA NO MUNDO GLOBALIZADO

A palavra desenvolvimento pode significar evolução, implicando mudanças das condições presentes; a palavra sustentável pode significar proteger, evitar a ruína das condições, tanto no presente quanto no futuro (MUNN, 1992). Assim, o desenvolvimento sustentável tem sido comumente definido como forma de desenvolvimento econômico, que atende às necessidades do presente sem comprometer a capacidade de as futuras gerações suprirem suas necessidades.

Na realidade atual, é preciso considerar as propostas relacionadas ao enfrentamento dos problemas que concernem à destruição ambiental causada pelos padrões civilizatórios. Os desafios político, social e científico consistem na construção de sociedades com desenvolvimento sócio-ambiental (MIRANDA, 2000).

A possibilidade da elaboração de alternativas para a superação das questões relativas à ação predatória histórica do meio ambiente e do desenvolvimento socio-ambiental sustentável, a médio e longo prazos, ainda encontra-se em descompasso com um mundo globalizado.

Muito se tem falado da crescente conscientização ecológica que vem sendo observada a nível mundial mas, por outro lado, a realidade dos fatos mostra um cenário sombrio de evidente e contínua degradação ambiental.

As causas dessa degradação são múltiplas e decorrem basicamente do crescimento populacional e das necessidades de consumo e hábitos da sociedade pós-industrial. Os desastres naturais e acidentes como incêndios de reservas florestais ou vazamentos de petróleo contribuem para o agravamento da situação e deixam “cicatrices” no meio ambiente que requerem décadas para serem “curadas” (caso do derramamento de óleo pelo superpetroleiro Exxon Valdez, em 1989).

Nesse contexto, é fundamental reconhecer o papel da energia no processo de degradação ambiental, e considerar o seu uso de forma menos impactante, pois o mundo não pode prescindir da continuidade de seu fornecimento.

Embora a energia tenha trazido enormes benefícios para a humanidade, o seu uso intenso vem sendo acompanhado de indesejáveis efeitos colaterais. Os problemas não se limitam mais à poluição ambiental a nível local ou regional, que resulta em

sérios efeitos como a chuva ácida, mas assumem uma importância global, especialmente quando se analisam as perspectivas de profundas alterações climáticas resultantes do efeito estufa.

Hoje, a humanidade enfrenta o dilema de que se forem mantidas as tendências atuais de uso crescente dos insumos energéticos tradicionais, a degradação ambiental resultante pode tornar as perspectivas de vida no planeta bastante incertas. A reversão deste quadro é possível, entretanto, é necessário que ocorram mudanças profundas de valores e prioridades, que conduzam a uma transição para uma sociedade cujo objetivo seja o desenvolvimento sustentado (BRANCO & SZWARC, 1992).

A implantação de processos industriais e tecnologias de alta eficiência energética, a utilização de combustíveis limpos, preferencialmente obtidos a partir de fontes renováveis de energia e a adoção de medidas de conservação de energia são exemplos de respostas pragmáticas às necessidades de uma sociedade auto-sustentável e estão ao alcance de todos.

1.2 – OS COMBUSTÍVEIS FÓSSEIS

A atual conjuntura econômica mundial se vê envolvida com uma crise que pode ser chamada de crise ecológica: o triunfante neoliberalismo corre o sério risco de converter a degradação do ambiente em morte da natureza.

Segundo Susan George, pós-graduada pela *École des Hautes Études*, “a natureza é o maior de todos os obstáculos para o futuro do mercado aberto e não pode ser tratada como se fosse um adversário. A mensagem, portanto, deve ser esta: proteger ou perecer”. Porém, o que se verifica é o presente desastre da biosfera causado pela queima de petróleo, gás e carvão mineral, ou seja, a economia baseada em combustíveis fósseis que levam a natureza ao excesso de entropia e, conseqüentemente, à morte prematura (VASCONCELOS, 2002).

As classes dominantes e os inescrupulosos indivíduos do capitalismo imperialista em seu estágio globalizado estão profundamente preocupados com o

indiscutível esgotamento do petróleo, já que a maioria dos analistas concorda que o mesmo começará a se esgotar em 2010, após o alcance do pico de produção. De acordo com artigo publicado pela Princeton University, o geólogo Kenneth S. Deffeyes esclarece que não haverá um esgotamento súbito das reservas, embora dificilmente durarão mais de 40 anos se for mantido o ritmo atual de consumo (BERTELLI, 2002). A “luta” travada é pelo controle do “precioso óleo”, e não pelo carvão mineral, que apesar de não apresentar sinais de extinção iminente, foi ecologicamente condenado pelo encontro de Kyoto.

Susan George enfatiza que é totalmente insano conceber a idéia de tecnologia desvencilhada da natureza e prescindindo das matérias-primas naturais. Como a necessidade mundial de energia é inquestionável, a questão essencial dos dias de hoje é o “locus” energético da geografia, o cenário geopolítico-energético (VASCONCELOS, 2000).

A economia ancorada nos combustíveis fósseis está em estreita simbiose com as matrizes geográficas dos países situados nas regiões frias e temperadas do planeta. Quem mais polui a Terra é o hemisfério norte: dos 23 bilhões de toneladas de gás carbônico emitido anualmente pelo mundo (número, aliás, estonteante), 26% são liberados pelos Estados Unidos, ou seja, quase 6 bilhões de toneladas; a União Européia produz 15% do gás carbônico total, cerca de 3,5 bilhões de toneladas anuais. Portanto, os Estados Unidos e a Europa respondem por 41% da emissão do referido gás, o que equivale a, aproximadamente, 10 bilhões de toneladas anuais (MORAES, 2002).

O Brasil emite apenas 1,5% daquele total, devido a dois aspectos: primeiramente, o país possui grande quantidade de fontes não-poluente de energia (basicamente a água), enquanto os países avançados usam pesadamente os combustíveis fósseis (petróleo, carvão e gás natural), altamente poluidores; por outro lado, o Brasil possui 16% da área florestada do mundo, ao invés dos 6% dos Estados Unidos e 3% da União Européia. Em outras palavras, os países ricos poluem muito e têm “pulmões” minúsculos, ao contrário do Brasil que polui pouco e tem “pulmões” gigantescos.

A nação brasileira é, nesse aspecto, uma referência mundial que deve ser respeitada e colocada como exemplo para aqueles países que pretendem evoluir no

campo da exploração energética: nada menos que 60% da energia produzida aqui é renovável, ao contrário da grande maioria das nações do mundo (ORTOLAN, 2000). Essa realidade deve, forçosamente, continuar nesse século que se inicia e novas pesquisas devem ser realizadas para implementar ainda mais o modelo brasileiro de produção de energia.

1.3 – A BIOMASSA

De acordo com o ex-ministro de ciência e tecnologia e ex-reitor da USP, José Goldemberg, a “onda do futuro” mostra que os países mais avançados do planeta investem pesadamente no desenvolvimento de energias renováveis. Nesse sentido, a União Européia decidiu que, em 2010, 12% de toda a sua energia deverá ser proveniente das fontes renováveis (ORTOLAN, 2000).

→ O Brasil, hoje, é uma das únicas nações do mundo com efetivas condições de substituir, pelo álcool da cana-de-açúcar e óleos vegetais, 100% da gasolina e do óleo diesel que consome. Para tanto, não necessita de tecnologia externa, máquinas importadas, capitais ou recursos humanos de outros países, mas sim de tecnologias em uso desenvolvidas aqui mesmo, totalmente dominadas (BERTELLI, 2002).

O etanol, produzido a partir da biomassa, aparece hoje como uma alternativa viável e não sofre das limitações de outros tipos de combustível como o hidrogênio e a eletricidade. Entre as diversas razões que tornam o etanol uma alternativa atrativa, pode-se citar, principalmente, a possibilidade de ser obtido a partir de uma variedade de culturas agrícolas (batata, beterraba, cana-de-açúcar, milho, sorgo, uvas, etc.), a geração de empregos nas áreas rurais de sua produção (cerca de 1,2 milhão de postos de serviço, atualmente), contribuindo para a diminuição das migrações para os centros urbanos, e a fixação de dióxido de carbono da atmosfera, através da fotossíntese, o que representa um benefício real em termos de efeito estufa (BRANCO & SZWARC, 1992). Esse último aspecto, aliás, torna o etanol potencialmente capaz de se transformar em uma “commodity” ambiental pois, segundo o Protocolo de Kyoto, realizado no Japão em 1997, empresas poluentes

poderão trocar a emissão de gases pela compra de certificados de créditos de carbono, o que coloca o etanol como um dos melhores candidatos à validação desses certificados.

Segundo o cientista Rogério Cerqueira Leite, o petróleo é, indubitavelmente, um produto de enorme importância estratégica, podendo faltar num futuro remoto. É preciso, desta forma, que seja efetuado o adequado planejamento do setor de combustíveis, buscando o aproveitamento da vocação natural brasileira de produzir energia limpa e renovável, como é o caso da biomassa a partir da cana-de-açúcar (BERTELLI, 2002).

1.4 – A BUSCA PELA ALTERNATIVA ÁLCOOL

As possibilidades de utilização do etanol como combustível automotivo são conhecidas há mais de um século. Pouco se sabe sobre o assunto, ou poucos conhecem os aspectos históricos mas, na verdade, já em 1861, nos seus primeiros ensaios de motores que seriam os precursores do motor de ignição por centelha, Nicolau Augusto Otto utilizou o álcool etílico (ou etanol) como combustível, segundo PENIDO FILHO (1981).

Entretanto, as descobertas de grandes campos petrolíferos e a farta disponibilidade de combustíveis derivados de petróleo, a preços baixos durante anos e anos, desincentivaram a necessidade de outras fontes de energia, e o interesse pelo etanol decresceu substancialmente.

Na primeira metade do século passado, aconteceram as duas Grandes Guerras Mundiais, provocando a necessidade de se criarem alternativas razoáveis para o suprimento de combustíveis uma vez que a gasolina passou a escassear pela dificuldade de transporte de petróleo pelo mundo através dos navios.

Assim, diversos países se sentiram impelidos a gerarem alternativas energéticas viáveis que pudessem substituir a gasolina que faltava nos postos de abastecimento de veículos, como foi o caso da França, conforme relatado por JALBERT (1944) em seu livro "Le Moteur a Alcool".

Após o primeiro choque do petróleo nos anos setenta, questões estratégicas como independência energética, estabilidade política dos países produtores de petróleo e grande alta dos preços, reacenderam o interesse por fontes alternativas de energia. A incorporação gradativa das questões ambientais na vida da sociedade deu dimensão às preocupações sobre o futuro das reservas de petróleo, sobre o papel da energia como fonte de bem-estar para a humanidade e sobre o grave quadro de degradação ambiental. Os problemas relativos ao efeito estufa, à camada de ozônio e às chuvas ácidas passaram a ser amplamente discutidos e a necessidade de utilização de energia limpa e renovável foi reconhecida e considerada de suma importância (BRANCO & SZWARC, 1992).

O Brasil, em especial, contou desde então com a participação de pesquisadores de renome nacional que individualmente muito contribuíram para a criação, desenvolvimento e aprimoramento do álcool como combustível de motores de ignição por centelha.

Desta forma, vários trabalhos, com maior ou menor detalhamento técnico-científico, foram produzidos na Escola de Engenharia de São Carlos, consolidando-a como um dos centros de pesquisa do país mais importantes na área de combustíveis alternativos derivados da biomassa, especialmente o álcool.

1.5 – O APRIMORAMENTO DO ÁLCOOL COMBUSTÍVEL

Quando do surgimento do álcool etílico hidratado combustível como substituto do uso da gasolina em motores do ciclo Otto no Brasil, o objetivo central era o de tornar o país menos dependente do petróleo que era importado naquela época a preços exorbitantes, pois se enfrentava uma de suas conhecidas crises.

Com a adequação dos motores e a racionalização da produção do combustível alternativo, chegou-se a um patamar amplamente satisfatório; pode-se dizer, sem incorrer em exageros, que o álcool combustível trouxe a independência da engenharia automotiva brasileira (BERTELLI, 2002).

Porém, uma consequência, em momento algum planejada, foi atingida: houve uma razoável diminuição nos índices de emissões de gases poluentes por veículos automotores de ignição por centelha. Portanto, já na transição da década de 70 para a de 80, o Brasil dava um significativo passo para se tornar um referencial aos países que hoje buscam se estabelecer como “ecologicamente corretos”.

Todavia, muito há que ser realizado: após 27 anos decorridos da criação do PROÁLCOOL, os veículos movidos pelo combustível nacional incorporaram poucas inovações tecnológicas, sendo que a maior parte delas foram decorrentes da evolução do motor a gasolina. Em decorrência disto, há a necessidade de se aprofundarem as investigações técnicas cujo o escopo seja o desenvolvimento de um motor original e específico para o álcool, visando à elevação da eficiência e redução do consumo (BERTELLI, 2002).

Buscando “trilhar esse caminho”, realizou-se o presente trabalho, utilizando-se a idéia da vaporização do etanol como artifício para a obtenção de melhores níveis de eficiência térmica do motor a álcool, o que redundou em ganhos nos índices de consumo e de emissões de gases poluentes.

Para isso, um aparato experimental foi projetado, construído e colocado em teste, fornecendo dados consistentes que tornaram possível uma criteriosa análise do novo sistema de alimentação, assim como a concretização da idéia de se usar um combustível puro vaporizado pelo próprio motor que o consome.

Como consequência da experimentação em laboratório, essa tese foi redigida objetivando trazer, de algum modo, uma contribuição real para a pesquisa em geral, e em particular para os estudiosos da área de motores a explosão e combustíveis alternativos renováveis.

Assim, no capítulo 2, é relatada uma ampla revisão da literatura que, direta ou indiretamente, se relaciona ao tema, fornecendo um importante respaldo teórico para o entendimento dos resultados obtidos nos experimentos.

No capítulo 3, descreve-se a metodologia, englobando materiais utilizados e métodos empregados, constando, também, o projeto do trocador de calor realizado anteriormente à execução dos experimentos.

No capítulo 4, é feita a apresentação dos resultados colhidos na fase experimental, sendo acompanhados de uma concisa, porém, objetiva análise.

No capítulo 5, apresenta-se a conclusão do trabalho, enaltecendo-se as observações mais relevantes e sugerindo-se diretrizes para futuras pesquisas.

Enfim, procura-se, de modo definitivo, a confirmação do álcool como combustível do século que ora se inicia, por ser derivado da biomassa, portanto, renovável e menos agressivo ao meio ambiente. E, acima de tudo, genuinamente brasileiro.

CAPÍTULO 2
REVISÃO DA LITERATURA

Nesse capítulo, são apresentados resumos de publicações que direta ou indiretamente se relacionam com o tema do trabalho.

A busca desses artigos procurou se ater a pesquisas realizadas nas duas últimas décadas.

Os diversos assuntos são separados em sub-capítulos com o intuito único de facilitar a organização e o entendimento.

2.1 – COMBUSTÍVEL VAPORIZADO

CORSINI (1989) obteve concessão de patente de invenção que apresenta um novo processo de alimentação de motores de combustão interna caracterizando-se pelo aumento do rendimento termodinâmico, com a eliminação dos inconvenientes intrínsecos da carburação e a utilização do álcool hidratado como combustível, por ser uma substância pura ao invés da gasolina que é uma mistura de dezenas de hidrocarbonetos com propriedades físicas distribuídas em larga faixa.

O processo elaborado por CORSINI possui uma série de vantagens em relação à carburação convencional, tais como:

- a) toda a energia térmica necessária à elevação da temperatura do combustível líquido e sua mudança de fase é fornecida pelos próprios gases de escape, elevando o nível energético do sistema com conseqüente aumento do rendimento termodinâmico;
- b) a mistura ar/combustível é muito mais perfeita que a mistura ar/combustível líquido, sendo que o ar também é aquecido até uma temperatura mínima para evitar a recondensação do vapor de combustível;
- c) a velocidade de queima da mistura ar/vapor é maior;
- d) a combustão é mais perfeita, se completando dentro do cilindro no tempo-motor, elevando os níveis de pressão e reduzindo os níveis de poluição;
- e) no caso do álcool, seu alto índice de octana permite a adoção de taxas de compressão da ordem de 12/1, acarretando considerável aumento no rendimento do processo.

De acordo com o projeto de CORSINI, a preparação da mistura não é feita por um carburador e sim por um estequiômetro que dosa a quantidade de combustível (álcool) pela quantidade de ar que é admitido, porém, de maneira independente, isto é, os dois componentes não se misturam nessa etapa; o álcool é conduzido, então, a um vaporizador onde existe um depósito de vapor à pressão correspondente à tensão de vapor àquela determinada temperatura, pouco acima do ponto de vaporização; após deixar esse depósito, o álcool passa por um segundo dosador, sendo misturado ao ar pré-aquecido, formando a mistura ar/vapor.

A dificuldade de partida a frio e as maiores temperaturas do cabeçote em função das maiores taxas de compressão, que constituem problemas inerentes ao álcool combustível, são corrigíveis através de um dispositivo de injeção de combustível líquido (álcool) na região do cabeçote onde se situa a válvula de admissão. Uma bomba elétrica injeta o combustível líquido a baixa pressão próximo à válvula de admissão; com a aspiração do motor, na partida do motor de arranque, o ar que é admitido leva consigo o combustível injetado e como a pressão no cilindro é reduzida (aspiração e afogador), a vaporização é facilitada, formando-se a mistura combustível. Iniciado o funcionamento do motor, a injeção contínua garante o regime de marcha lenta, além do resfriamento do cabeçote pelo processo de vaporização.

Resumidamente, o equipamento é constituído de um estequiômetro mecânico ou eletrônico interligado a um trocador de calor que vaporiza o combustível e o conduz até um misturador que recebe também o ar pré-aquecido por meio de um aquecedor, enviando a mistura ar/vapor de álcool para o motor; há, também, uma bomba elétrica que injeta combustível líquido no coletor de admissão, nas proximidades da válvula, com o objetivo de facilitar as partidas a frio e refrigerar a região.

CELERE (1981) pesquisou o uso de álcool etílico vaporizado como combustível de um motor de combustão interna com ignição por centelha, sem haver modificações na sua taxa de compressão volumétrica, o que permitia o fácil retorno ao uso do combustível originalmente designado para alimentá-lo.

Para a geração do vapor de álcool etílico necessário à alimentação do motor, foi usado um sistema de aquecimento elétrico (resistores elétricos).

De acordo com CELERE, a introdução do álcool na fase de vapor diretamente na tubulação de admissão permitia melhor homogeneização da mistura e, conseqüentemente, queima mais completa, resultando num desempenho melhor que aquele verificado com o sistema convencional (carburação). A distribuição da mistura pelos cilindros era melhor, redundando em maior economia de combustível; os índices de consumo específico eram menores, e os de potência, maiores que aqueles determinados quando do uso do carburador.

Pelos experimentos, ficou determinado que a curva do ângulo do distribuidor era mais inclinada que a mesma para o motor com carburador, devido ao pré-aquecimento da mistura que exigia a restrição do ângulo de avanço para se evitar a detonação.

BERGMANN (1982) relatou que o calor transferido ao líquido de arrefecimento dos motores podia ser recuperado para vaporizar o combustível de alimentação dos mesmos, promovendo queimas em nível bastante pobre e, assim, melhorando o rendimento desses motores.

Pela modificação de um motor do ciclo Diesel para o ciclo Otto usando álcool vaporizado foi possível a realização de testes que mostraram que o consumo de combustível era mais baixo que o do motor a ignição por centelha convencional, indicando, ainda, maior pressão de combustão e maior aproveitamento da energia proveniente do combustível do que em um motor a injeção no coletor de admissão; foi verificado, igualmente, que a queima de combustível era mais rápida e mais eficiente quando se usava vapor de álcool.

Com relação às misturas pobres, foi constatado que o excesso de ar determinava pequena influência no aproveitamento da energia do combustível, ou seja, com mistura estequiométrica, 40% ou 80% de excesso de ar, o aproveitamento era praticamente o mesmo.

Para relações ar/combustível idênticas, o motor a álcool vaporizado oferecia menor potência que o motor Diesel básico, resultado da redução do fluxo de ar, em função da formação do combustível vaporizado e da perda de carga determinada pelo misturador de gás. O torque e o desempenho do motor a álcool vaporizado eram maiores nas médias rotações e, principalmente, na faixa de baixas rotações,

fornecendo características de torque benéficas ao desempenho e aceleração de um veículo qualquer.

A análise do teor de água do metanol demonstrou que a potência do motor e a pressão de operação do vaporizador caíam com o aumento do volume de água contido no metanol.

Uma comparação do consumo específico de combustível a cargas totais mostrou que as versões a álcool se apresentavam pouco piores que a versão Diesel, sendo que o metanol se saia melhor que o etanol pois o aproveitamento de calor era menor com esse do que com o metanol.

No que tange ao consumo específico em função da carga, o motor a álcool vaporizado, para uma taxa de compressão de 12,5/1, fornecia consumos basicamente equivalentes ao do motor Diesel de injeção direta, especialmente nas cargas mais altas.

O limite da relação ar/combustível, quanto ao empobrecimento, podia alcançar até o valor de λ igual a 1,8 (80% de excesso de ar) graças aos limites menos estreitos do álcool quanto à inflamabilidade e à maior uniformidade da mistura fornecida aos cilindros.

Os gases tóxicos emitidos eram profundamente dependentes da relação ar/combustível; assim, as concentrações de monóxido de carbono (CO) se achavam bastante baixas em situações de excesso de ar e aumentavam quando esse excesso era amenizado; na faixa de mistura rica, as concentrações de hidrocarbonetos (HC) e monóxido de carbono (CO) subiam de modo semelhante, sendo que o teor de hidrocarbonetos também crescia no caso de misturas muito pobres, devido ao limite de ignição; os teores de óxidos de nitrogênio (NO_x) eram grandes quando a relação ar/combustível girava em torno do valor λ igual a 1,1 (10% de excesso de ar), caindo com o aumento daquela (uma vez que as temperaturas de escape também caíam, sendo os óxidos de nitrogênio muito dependentes da temperatura envolvida na combustão). Não havia, pois, necessidade do uso de catalisadores para reduzir os níveis de poluentes emitidos, tendo sido verificada, ainda, redução de 3 decibéis em termos de emissão de ruídos.

Para amenizar os efeitos de queda de eficiência volumétrica nas rotações mais elevadas do motor, um dispositivo de injeção de álcool foi acoplado ao mesmo,

permitindo a introdução de combustível nas vizinhanças da válvula de admissão através do uso de injetores de combustível empregados em carburadores; esse procedimento tornou possível evitar perdas de carga nas paredes do coletor, além de aproveitar o calor localizado na região da válvula de admissão para vaporizar o álcool, o que concorreu para sensíveis melhoras na potência do motor e na sua eficiência volumétrica.

GALIB et alli (1991) testaram um sistema vaporizador de álcool para alimentar um motor convencional de 4 cilindros e 1,6 litros de deslocamento volumétrico, sistema esse que aproveitava o calor dos gases de escape para vaporizar o etanol destinado a alimentar o motor; os testes com álcool vaporizado foram feitos fixando-se pontos de torque e rotação iguais aos obtidos no ensaio original.

Após sua vaporização, o vapor de álcool era introduzido na corrente do ar aspirado pelo motor, através de uma válvula reguladora de pressão e de uma válvula reguladora de vazão, cujas funções eram, respectivamente, amortecer as flutuações de pressão e regular a aceleração do motor já que o ar era admitido sem nenhuma restrição.

O trocador de calor, do tipo multitubular, empregado para promover a vaporização do álcool, foi construído de maneira que os gases de escape passavam pelos tubos e o álcool pela carcaça.

Os resultados encontrados demonstraram boa estabilidade acima de 3000 rpm; para velocidades inferiores, houve falhas do motor, causadas por misturas excessivamente pobres, obrigando a uma parcial restrição da entrada de ar.

O sistema de pré-vaporização do combustível permitia a formação de misturas bastante homogêneas, possibilitando ao motor relações ar/combustível muito elevadas, sempre acima da estequiometricamente correta.

GALIB et alli verificaram um aumento acentuado da descarga de ar em cargas parciais e plena carga, devido à posição aberta da válvula-borboleta, o que acarretava um aumento do consumo específico em situações de 25% e 50% da carga plena, já que a descarga do combustível acompanhava a descarga de ar para manter o padrão de mistura.

O rendimento, desta forma, achava-se num nível superior quando o sistema de pré-vaporização era usado no motor a plena carga, pois além das misturas mais

pobres. não havia a necessidade de aquecimento do ar para evitar a condensação do combustível no coletor de admissão.

GALIB et alli notaram que mesmo havendo recondensação do combustível, a homogeneidade da mistura não era comprometida devido à perfeita atomização do álcool na corrente de ar.

Um trabalho de pesquisa britânico (1988) constou de um sistema de alimentação utilizando gasolina de baixa octanagem, gaseificada pelo calor dos gases de escape de um motor de 1,6 litros de cilindrada, antes de ser misturada ao ar e admitida pelo mesmo.

O motor apresentava melhoras de 15% de consumo de combustível, em média, e melhores características de torque e emissões; a maior homogeneidade da mistura ar/combustível permitia operações com relações ar/combustível da ordem de 20/1.

Derivado de um projeto de conversão de motores para queimar gás liquefeito de petróleo, o sistema de Geoffrey West, seu inventor, necessitava de um limitado enriquecimento da mistura somente durante a partida do motor, enquanto que nos outros regimes de funcionamento não havia essa exigência, mesmo na situação de plena potência; os dispositivos até então existentes para queimas pobres, como eram chamados, precisavam de enriquecimento de mistura não só na arrancada como em todo o regime de potência máxima.

Esse sistema permitia a preparação completa da mistura antes da sua entrada na câmara de combustão, favorecendo a operação até mesmo de motores de desenho ortodoxo, na faixa de queima pobre.

O combustível era pulverizado, através de um injetor, em um trocador de calor desenhado especialmente para o sistema, cuja função consistia em gaseificar quantidades diferentes de combustível, instantaneamente, de acordo com a demanda imposta pelo motor, e manter a temperatura do gás dentro de limites estabelecidos; misturado ao ar, o gás fluía através de um coletor de admissão não aquecido até a câmara de combustão.

A única quantidade de ar aquecido era uma ínfima parcela destinada a atomizar o combustível que seguia para o trocador de calor, sendo que a maior parte do ar de admissão permanecia à temperatura ambiente, evitando detonação e queda

na eficiência volumétrica. Não havia tendência à condensação no coletor de admissão em função da grande estabilidade do gás.

Em condições normais de operação, inclusive plena potência e aceleração, o sistema que equipava o motor permitia uma grande eficiência de funcionamento, com níveis constantes de monóxido de carbono na faixa de 0,3 a 0,4%.

Apesar das misturas bastante pobres, não se observou nenhuma tendência à interrupção de queima devido, principalmente, à mistura completamente homogênea.

Outro ponto importante se liga ao fato de que o teor de hidrocarbonetos contidos nos gases de escape não apresentava tendência a aumento, o que normalmente ocorre com combustão de misturas pobres (com relações ar/combustível em torno de 20/1), quando há instabilidade e interrupção de queima; as emissões de CO e NO_x não demonstraram problemas.

Além dessas observações, o motor mostrou tempo de aquecimento curto e alcance do torque máximo em rotações mais baixas, com potência máxima melhorada em cerca de 13%, o que era atribuído à alta eficiência volumétrica resultante do não aquecimento do ar admitido e às melhoras nas características de combustão.

VENANZI et alli (1988) também estudaram a possibilidade de se utilizar etanol previamente vaporizado em motor de ciclo Otto, montando um sistema vaporizador de álcool que utilizava resistências elétricas para a geração do vapor necessário.

Nos experimentos, um motor de 1,3 litros de deslocamento volumétrico foi utilizado para os ensaios com combustível vaporizado, sendo o controle feito pela descarga de álcool já que a admissão de ar ocorria sem nenhum estrangulamento.

O motor foi utilizado na sua taxa de compressão original de 6,4/1 e em outra taxa, de 9/1, com controles sobre o ângulo de avanço e a descarga de combustível, sendo o ar admitido sem restrição.

Os resultados demonstraram que os ângulos de avanço se mantiveram pouco superiores aos valores correspondentes à gasolina nos ensaios com taxa de compressão original; com taxa maior, ainda comparando com a gasolina, esses ângulos foram um pouco maiores para velocidades mais baixas, tendendo aos valores correspondentes à razão de compressão original em velocidades superiores, devido à

temperatura maior envolvida que em conjunto com a redução do volume e adensamento da mistura, promovia maior vibração e choque entre as moléculas responsáveis pela ocorrência e aceleração da formação das partículas ativadoras da combustão (radicais químicos).

A suavidade de funcionamento do motor foi verificada tanto nas cargas totais como nas parciais, por causa da perfeita mistura com o ar proporcionada pela pré-vaporização do álcool, que possibilitava uma grande homogeneização nas misturas ar/combustível.

O rendimento se apresentava melhor, principalmente em grandes cargas do motor, o que se explicava pela razão ar/combustível próxima à estequiométrica, mostrando que a evaporação do álcool deveria ocorrer sempre no coletor de admissão para garantir queima teoricamente desejável.

Em todas as cargas e velocidades, a razão ar/combustível se manteve sempre pobre excetuando-se em rotações mais baixas à plena carga e a 75% da plena carga.

Nas cargas parciais, a diminuição do combustível gasoso contribuía para o aumento da descarga de ar, em função do menor volume de ar deslocado pelo etanol pré-vaporizado, levando, também, à queda do rendimento.

Verificou-se, portanto, excelente comportamento do motor à plena carga graças à presença de combustível vaporizado, porém, esse comportamento era comprometido pela diminuição do rendimento térmico à medida em que se caminhava para as cargas parciais, que determinavam maior consumo específico.

LU et alli (1988) estudaram a possibilidade do uso de diesel combustível misturado com vapor de metanol em um motor-teste do ciclo Diesel a injeção direta; a vaporização do metanol ocorria em um trocador de calor que utilizava o calor dos gases de exaustão, sendo facilmente executável.

O vapor de metanol era succionado junto com o ar até o interior do cilindro, através do coletor de admissão; quando o diesel combustível era injetado, a mistura de vapor de metanol com diesel pulverizado e ar entrava em combustão.

Diversos testes foram realizados para investigar a influência da taxa de participação do metanol no desempenho do motor Diesel, nas emissões e no nível de fumaça produzido, assim como na taxa de liberação de calor.

Os resultados obtidos por LU et alli mostraram que as taxas de metanol podiam superar 57% e que a vaporização era satisfatória a partir de temperaturas dos gases de exaustão da ordem de 300°C. Nas condições de injeção de diesel por volta de 50% da quantidade normal (e conseqüente substituição por vapor de metanol), o consumo específico de combustível era entre 8% e 15% menor que aquele quando se empregava diesel combustível puro.

KOUREMENOS et alli (1990) conduziram um estudo comparando o uso de diesel combustível ou gasolina, ambos vaporizados, como combustível suplementar para um motor do ciclo Diesel a quatro tempos, naturalmente aspirado, cuja característica principal se prendia ao fato de possuir câmaras de combustão favorecendo a turbulência do ar admitido.

A fração de diesel combustível ou gasolina suplementar era introduzida junto com o ar aspirado (onde era vaporizada), em várias proporções em relação ao diesel combustível principal, que era injetado de maneira usual.

Na situação de cargas reduzidas, a queima não se desenvolvia satisfatoriamente, e os teores de monóxido de carbono (CO) e hidrocarbonetos (HC) aumentavam.

A participação do combustível suplementar (diesel ou gasolina) acelerava a ignição do diesel combustível principal, agilizando, por sua vez, a combustão e aproximando o processo daquele a volume constante; as pressões eram maiores e de durações mais curtas, permitindo que o processo de expansão ocupasse maior período do ângulo de giro do girabrequim (característica de um motor do ciclo Otto).

Assim, o rendimento melhorava, o nível de fumaça emitida caía e havia um certo aumento nos valores de óxidos de nitrogênio (NO_x) produzidos, já que as pressões e temperaturas eram maiores; nessas circunstâncias, a emissão de hidrocarbonetos (HC) e monóxido de carbono (CO) também crescia.

A mistura de gasolina como combustível suplementar exigia cuidado uma vez que a baixa octanagem da mesma podia desencadear o fenômeno da detonação; já com relação ao diesel suplementar, sua presença concorria para o aumento das pressões e temperaturas, elevando o consumo específico de combustível e influenciando na maior emissão de NO_x, HC e CO.

2.2 – COMBUSTÍVEL GASOSO

BLABOCK & LITTLE (1967) estudaram o uso do gás liquefeito de petróleo (GLP), composto pelos hidrocarbonetos propano e butano, em motores de combustão interna.

O sistema de carburação utilizado se compunha de um tanque pressurizado destinado a ser o reservatório do combustível, um filtro para reter impurezas, um registro ou válvula para evitar o fluxo de gás com a ignição desligada, um conversor para transformação do combustível líquido em vapor por troca de calor e para regulagem da pressão de alimentação do mesmo e, principalmente, um carburador para medir o combustível consumido.

O tamanho do venturi do carburador não era fixo, por ser o GLP um gás seco; o diâmetro adotado se prendia à necessidade de haver um equilíbrio entre a potência do motor e o vácuo no venturi responsável pela medição do combustível.

As tomadas de calor não eram necessárias uma vez que o combustível estava sempre na forma gasosa, melhorando, desta forma, a eficiência volumétrica.

A altura do ponto de descarga do combustível no carburador, em relação à sua base, modificava a distribuição do mesmo, sendo que uma altura maior promovia melhor distribuição, principalmente no funcionamento a meia carga.

Segundo BLABOCK & LITTLE, as folgas dos eletrodos das velas deviam ser diminuídas a fim de se aumentar a vida das mesmas e se melhorar a centelha para um perfeito funcionamento do motor; as temperaturas das velas eram maiores se comparadas com aquelas quando do uso da gasolina.

A restrição imposta pelo filtro de ar na tomada de ar provocava queda de potência máxima e de torque máximo pois a eficiência volumétrica caía, aumentando, conseqüentemente, o consumo específico.

O momento da centelha de ignição devia ser atrasado em relação ao motor a gasolina, em função dos tempos de queima diferentes entre os combustíveis; o atraso da centelha provocava queda de potência e aumento da temperatura de escape pela queima tardia do combustível (queima na tubulação de escapamento). As misturas

ricas exigiam retardamento da centelha, objetivando realizar a combustão no menor tempo possível.

Tanto o enriquecimento como o empobrecimento da mistura provocavam perda de potência, sendo que essa era mais profunda no empobrecimento.

De acordo com as observações de BLABOCK & LITTLE, o gás liquefeito de petróleo causava pequena queda de potência em relação ao uso da gasolina, porém, considerável ganho no consumo específico de combustível, além de provocar menores resíduos de combustão e menor emissão de monóxido de carbono e hidrocarbonetos não queimados, apesar de maior quantidade de óxidos de nitrogênio.

Quanto à distribuição da mistura de cilindro a cilindro, essa se realizava de maneira muito mais eficiente pois sendo combustível gasoso, o GLP se misturava bem com o ar, não tendendo a se estratificar como as misturas ar/gasolina.

SANTOS et alli (1988) pesquisaram o uso de gás metano e álcool etílico em motores do ciclo Otto com alta taxa de compressão, obtidos a partir de motores originalmente construídos para funcionarem no ciclo Diesel.

Para os testes com álcool etílico, a taxa de compressão foi mudada de 17/1 para 13/1, o sistema de injeção substituído por bomba de combustível e adaptados um distribuidor e velas de ignição ao motor.

Para alimentar o motor com metano, o sistema de carburação foi trocado por um sistema de venturi com borboleta, na “garganta” do qual era introduzido o gás; a pressão e a vazão do gás metano eram controladas por um dispositivo de carburação “Rodagás”.

Os resultados mostraram que o álcool fornecia maior potência até 2200 rpm; acima disso, a queda de potência em relação ao diesel era de 11%; a curva obtida com metano apresentou, em todos os regimes de rotação, queda crescente de potência alcançando 16% de perda.

No que diz respeito ao rendimento, o óleo diesel era melhor que o álcool; o álcool apresentou maior rendimento que o gás metano, apesar de seu alto consumo específico, devido à grande diferença entre seus poderes caloríficos.

Quanto à queda de potência do metano frente ao álcool, pode-se dizer que o álcool era admitido na fase líquida, vaporizando-se no coletor e cilindro numa relação com o ar de 9/1, enquanto o metano se fazia introduzir na fase gasosa,

expandindo-se e tomando o espaço ocupável pelo ar, que era exigido em grande quantidade para que uma boa queima ocorresse.

BINDON et alli (1985) desenvolveram um sistema de carburação de hidrogênio a misturas pobres, semelhante a um dispositivo de carburação a gás liquefeito de petróleo.

Como o hidrogênio é um combustível de queima naturalmente pobre e inflamável em motores de ignição por centelha a taxas de equivalência abaixo de 0,15/0,25, a eficiência térmica verificada era pelo menos 50% maior que o valor observado em motores a taxas de equivalência constantes.

Os motores a hidrogênio usuais funcionam usando um sistema de carburação controlado por válvula-borboleta tradicional; já o dispositivo em questão utilizava uma válvula para determinação da qualidade da mistura, o que tornava possível o controle da mesma.

Devido ao fato do hidrogênio não poder ser inflamado a taxas de equivalência de 0,15 a 0,20 em sistemas convencionais, o sistema de queima pobre de hidrogênio era diferenciado, obrigando a mudanças contínuas no ângulo de avanço da ignição para que fosse possível uma boa combustão desde plena carga até a situação de carga nula.

Os motores testados, operando à taxa de compressão de 10/1, apresentaram rendimento máximo de 38% à taxa de equivalência de 0,4, correspondendo a cerca de 35% em plena carga, o que representava ganho de 20% sobre os motores a gasolina sob condições semelhantes de funcionamento.

A dirigibilidade de veículos com motores movidos a hidrogênio com controle de queima pobre era melhor que aqueles alimentados por sistemas cujo combustível era dosado por válvula-borboleta.

DUBOIS et alli (1987) estudaram um sistema de injeção de gás liquefeito de petróleo, procurando melhorar os dispositivos tradicionais de carburação a gás através da adoção de mecanismos de controle refinado.

Os dados obtidos em experimentos permitiram observar que havia um regime de funcionamento a misturas pobres que correspondia a baixas taxas de emissão de CO e NO_x e, logicamente, a níveis baixos de potência; em contrapartida, foi

verificada uma zona de misturas ricas, concorrendo para um máximo de potência seguido de teores de CO e NO_x ainda aceitáveis.

Deste modo, o sistema permitia o funcionamento do motor em uma condição básica, com misturas pobres, evitando alto consumo e grandes emissões de poluentes e, por outro lado, em uma situação excepcional de misturas mais ricas, possibilitando alcance de melhores desempenhos.

BERDAN & EPLING (1985) desenvolveram um conjunto de equipamentos adaptáveis a motores a gasolina com o objetivo de fazê-los alimentarem-se de gás natural comprimido (CNG), através do uso de um sistema dual de combustível que permitia, também, o uso de gasolina.

O sistema consistia de uma conexão para reabastecimento, um misturador ar/gás, reguladores de pressão, cilindros de armazenamento de gás natural comprimido, um seletor do tipo de combustível (gasolina ou gás natural) e um medidor de combustível.

O dispositivo de ignição possuía uma curva dual, com compensação eletrônica para as diferentes características da gasolina e do gás natural comprimido, eliminando as perdas de potência que eventualmente ocorreriam se não houvesse correções na curva de ignição quando da mudança do combustível usado.

Os veículos adaptados apresentaram bom nível de dirigibilidade, com temperaturas de ignição bem mais altas que no caso do uso da gasolina (700°C para CNG contra 450°C para gasolina). Além do gás natural não ser tóxico, BERDAN & EPLING verificaram que os gases de exaustão eram compostos quase que exclusivamente de dióxido de carbono e vapor d'água, característica de uma excelente combustão.

Os períodos de troca de lubrificante do motor passaram a ser maiores, entre 7000 e 8000 quilômetros, contra 3500 quilômetros quando do uso de gasolina, devido à menor contaminação observada; verificou-se, ainda, menor desgaste do motor, além de maior duração das velas de ignição.

2.3 – ASPECTOS DA ALIMENTAÇÃO VIA CARBURAÇÃO

HOHSHO et alli (1985) e FUJIEDA et alli (1985) estudaram o desempenho de motores de ignição por centelha sob condições transientes da alimentação por carburador, ou seja, condições de alimentação entre a situação de marcha lenta e aquela na qual entrava em operação o sistema de alimentação principal do carburador.

De acordo com experimentos realizados, havia um atraso entre a abertura da válvula-borboleta e o fornecimento de combustível pelo alimentador principal sendo que esse atraso aumentava quando a velocidade de abertura da válvula-borboleta era maior, causando, por consequência, um empobrecimento da mistura até que o regime transiente fosse superado.

O combustível admitido, fluindo pelo coletor de admissão, formava um filme líquido que diminuía passando, assim, a integrar a corrente de ar, à medida em que o fluxo de ar aumentava.

Constatou-se, ainda, que velocidades elevadas de abertura da válvula-borboleta causavam uma queda nas velocidades do ar e do combustível admitido em razão do aparecimento do fenômeno da interrupção de queima no interior da câmara de combustão, pelo empobrecimento da mistura.

Quanto à resposta dada pelo motor, HOHSHO et alli notaram que uma rápida aceleração causava um acúmulo de combustível líquido no coletor de admissão, tendo como consequência um fornecimento insuficiente de combustível à câmara de combustão, seguido de falha na combustão, redução da rotação e flutuação do torque; com a chegada da mistura apropriada à câmara de combustão, após o atraso característico, ocorria um aumento da rotação e minimização da flutuação do torque.

Com o aquecimento da mistura, o atraso na resposta do motor foi bem menor pois houve uma redução de cerca de 3 segundos no tempo para que o motor alcançasse 2000 rpm, após o início da aceleração; as flutuações do torque também foram sensivelmente diminuídas com o recurso do aquecimento. Estes resultados permitiram concluir que a resposta do motor era muito mais afetada pelo atraso do

fluxo do filme de combustível líquido no coletor de admissão que pelo atraso na descarga de combustível pelo alimentador principal do carburador.

Por sua vez, FUJIEDA et alli constataram que o débito de combustível para os cilindros era bastante afetado quando somente parte desse combustível era vaporizado.

2.4 – ASPECTOS DA ALIMENTAÇÃO VIA INJEÇÃO

STAN et alli (2001) realizaram estudos sobre o uso da injeção direta de combustível em motores de ignição por centelha utilizando como combustível, gasolina ou etanol.

Em função da curta duração do processo de injeção e da complexidade da configuração fluido-dinâmica, houve a necessidade de se fazer uma acurada modelagem, além de um controle exato do processo.

O trabalho tornou-se ainda mais complexo por ter sido estudado o uso de combustível alternativo, tema cada vez mais atual.

Nesse estudo, STAN et alli apresentaram uma análise comparativa quanto à formação de mistura e desempenho do motor, quando do uso da injeção direta de gasolina ou etanol em um motor do ciclo Otto a quatro tempos com cilindro único.

A formação da mistura foi modelada pelo programa CFD-Fluen, permitindo análises tempo-espaço relacionadas a ambos os combustíveis, através de combinações de parâmetros para o sistema de injeção e para o motor.

A comparação entre os combustíveis utilizados foi feita abordando-se diferentes volumes de injeção, frequências de injeção e pressões de abertura do injetor.

O sistema de injeção direta estudado por STAN et alli utilizou a modulação da alta pressão no injetor como uma onda de determinada amplitude e duração, independentemente da rotação do motor, mas sintonizada com o ângulo de injeção requerido, o que permitiu manter constante a duração da onda e o tempo de injeção para qualquer volume injetado, o qual dependia somente da amplitude da onda.

A boa correlação entre a simulação computacional e os valores colhidos na bancada experimental possibilitou demonstrar a acuracidade do modelo empregado no estudo do sistema de injeção.

Adicionalmente, as características do “spray” de injeção foram observadas, mostrando que pressões mais elevadas na abertura do injetor conduziam a uma maior atomização, sendo que os dois diferentes combustíveis (etanol e gasolina) não influenciavam significativamente a forma do “spray”. Devido ao mais baixo calor de vaporização do etanol, mais combustível vaporizado era observado quando se comparavam estágios mais tardios da injeção.

Em relação a temperaturas crescentes do ar de admissão, foi constatado que para uma mesma taxa de injeção, a concentração de combustível líquido era maior para a gasolina que para o etanol, fato decorrente dos diferentes comportamentos dos combustíveis frente à vaporização. Maiores quantidades de combustível injetado foram sempre acompanhadas de maiores concentrações de combustível líquido. Apesar da sua maior participação na formação das misturas (maior volume injetado para manutenção da razão estequiométrica), o etanol sempre apresentava menor concentração de zona de líquido e melhor homogeneidade, resultado da vaporização mais rápida.

Nos testes de bancada do motor de cilindro único, STAN et alli observaram diferenças nas pressões médias efetivas correspondentes aos diferentes valores dos poderes caloríficos dos combustíveis (2,69 MJ/kg etanol/ar contra 2,83 MJ/kg gasolina/ar para misturas estequiométricas) e consumo específico de combustível 60% a 70% maior para o etanol devido à manutenção das condições de estequiometria.

Apesar do maior volume de etanol injetado, os valores de hidrocarbonetos (HC) e monóxido de carbono (CO) não aumentaram significativamente, conseqüência da vaporização mais rápida do mesmo em relação à gasolina.

STAN et alli concluíram que o uso de combustíveis alternativos, como o etanol, para motores de combustão interna oferece vantagens significativas face à disponibilidade futura e às emissões. A combinação da injeção direta com a utilização de etanol estabelece reais possibilidades de redução do consumo específico

de combustível, resultando, também, em diminuição de emissão de CO_2 , pela sua parcial recirculação na cadeia planta produtora-combustível-combustão.

BREHM et alli (1999) pesquisaram a interação entre o “spray” de combustível e o fluxo de ar no coletor de admissão de um motor de ignição por centelha com injeção nas “portas” (na região próxima às válvulas).

Para isso, montaram um experimento que compreendia o cabeçote e o coletor de admissão de um motor normal de produção ligados a uma câmara plena, com o eixo de comando das válvulas de admissão acionado por um motor elétrico que estabelecia velocidades do mesmo correspondendo a rotações do motor entre 1000 e 5000 rpm; o ar era succionado da câmara plena por um ventilador, o que estabelecia o fluxo necessário aos testes.

As medições da pressão estática na válvula de admissão mostraram pulsações periódicas de 200 Hz de frequência com válvula aberta, e de 360 Hz de frequência com válvula fechada. Quanto à velocidade do ar, foram encontradas oscilações durante o período em que as válvulas de admissão eram fechadas, com frequências iguais às das pressões, e amplitudes decrescendo de 10 a 5 m/s; com válvulas abertas, as velocidades aumentaram rapidamente a valores por volta de 70 m/s, e a frequência de oscilação das velocidades e pressões cresciam para algo em torno de 360 Hz.

Para a análise do fluxo de mistura ar/combustível, foi injetado iso-octano na “porta” em três tempos diferentes relativos à abertura da válvula de admissão: válvula fechada, válvula abrindo e válvula totalmente aberta.

A duração do pulso de injeção era constante e igual a 5 ms, e a velocidade das gotículas de combustível e ar em vários locais na “porta” de admissão era medida juntamente com a pressão estática na parede do coletor e com fluxo mássico de ar na saída da câmara plena.

Os resultados mostraram que o “spray” de combustível era direcionado à porção mais baixa da “porta” com injeção contra válvula fechada. Gotículas maiores, com maior inércia, chegavam primeiramente enquanto que as menores alcançavam a parede da “porta” posteriormente, atrasadas pelo arrasto aerodinâmico. Com válvula aberta, o combustível fluía como um “spray” compacto e sua velocidade aumentava com o fluxo de ar, porém, as gotículas eram incapazes de acompanhar o ar, o que conduzia a velocidades relativas entre o ar e o combustível acima de 30 m/s. Grande

parcela de combustível era conduzida pelo ar em direção à porção mais alta da “porta” de admissão.

De acordo com as observações de BREHM et alli, no caso da injeção com válvula fechada, as gotículas de combustível se depositavam na parede da “porta” e superfícies da válvula, coalescendo e formando um filme de combustível, havendo, também, alguma atomização devido à colisão do “spray” com o filme formado. Nestas condições, é simples supor que num motor aquecido, com suficiente tempo de residência na “porta”, a evaporação do filme de combustível poderia assegurar que a porção líquida admitida pelos cilindros seria pequena.

Na situação de injeção com válvula aberta, o tempo de residência do combustível na “porta” era comparativamente menor já que as gotículas de todos os tamanhos eram aceleradas pelo fluxo de ar e direcionadas para o cilindro. Muitas das gotículas colidiam com a “porta” e as superfícies da válvula a caminho do cilindro, diminuindo a formação do filme de combustível e reatomizando o mesmo em gotículas menores pelo choque com as paredes praticamente secas do coletor de admissão.

Deste modo, maior parte do combustível entrava no cilindro na forma de gotas, mostrando que o número de gotículas por unidade de tempo era mais que uma ordem de grandeza maior que no caso da injeção com válvula fechada. De qualquer forma, o tamanho médio das gotículas no interior do cilindro era de 40 μm , o que correspondia a um terço do tamanho encontrado no “spray”, sugerindo a ocorrência de atomização secundária antes das gotículas entrarem no cilindro.

Segundo BREHM et alli, essa discussão demonstra que a injeção com válvula fechada é preferível à injeção com válvula aberta, já que, em motores aquecidos, misturas homogêneas podem ser obtidas com maior tempo disponível para evaporação do combustível e sua mistura como ar.

A injeção com válvula fechada, entretanto, tem um efeito adverso nas partidas a frio pois a evaporação é pobre e grande porção do combustível injetado permanece na “porta” ou entra no cilindro na forma de grandes gotículas. Nessa situação, a injeção com válvula aberta é mais indicada, mostrando-se vantajosa, também, nas condições transientes em que mudanças bruscas de carga e rotação requerem respostas rápidas do sistema de injeção.

BREHM et alli verificaram, ainda, que as ondas de pressão em relação ao tempo de abertura e fechamento das válvulas têm um efeito significativo na eficiência volumétrica do motor.

Nos testes realizados, na ausência de um pistão, a pressão na “porta” durante a abertura da válvula era crucial, sendo que um máximo relativo no fluxo mássico de ar foi medido quando a pressão na “porta” era baixa no início da abertura da válvula e alta no momento do seu fechamento.

Os valores medidos de pressão e fluxo de ar permitiram analisar que as oscilações da coluna de ar na “porta” auxiliavam o processo de preparação da mistura em motores aquecidos pois retiravam, durante o fechamento da válvula, o combustível vaporizado das superfícies nas quais se encontravam, distribuindo-o no coletor de admissão.

Finalizando, BREHM et alli observaram que apesar das investigações terem sido realizadas em condições de borboleta totalmente aberta, variações na carga do motor poderiam alterar a magnitude das ondas de pressão, causando oscilações no fluxo de ar no coletor de admissão com o aumento das amplitudes pelo decréscimo da carga.

2.5 – ASPECTOS DA COMBUSTÃO

KUO (1990) estudou a lenta propagação de chama em motores de combustão a misturas pobres, colhendo dados a partir de duas classes de modelagem que apresentaram resultados bastante similares.

Foi constatada redução da velocidade de propagação da chama com o aumento da relação ar/combustível, o que era devido, primariamente, à velocidade de expansão térmica mais baixa decorrente, por sua vez, da temperatura também mais baixa do gás queimado.

O pico de temperatura média do gás caía com o aumento da relação ar/combustível, chegando a alcançar 300 K de declínio no caso de uma diminuição de 30% de participação do combustível na formação da mistura ar/combustível.

KARPOV et alli (1986) procuraram relacionar a taxa de combustão de alcoóis, como o metanol e o etanol, ao nível de turbulência da mistura ar/combustível, verificando que a intensidade de combustão tendia a ser maior no caso de uma queima turbulenta, sendo que as misturas ricas se apresentavam mais susceptíveis a isso do que as misturas pobres.

Foi observado, igualmente, que a adição de água reduzia a concentração de óxidos de nitrogênio nos gases de exaustão da combustão de alcoóis, aumentando, também, a eficiência volumétrica pela queda da temperatura final da mistura fresca.

2.6 – COMBUSTÃO DE MISTURAS POBRES

KOBAYASHI et alli (1984) desenvolveram um sistema de combustão a misturas pobres controlado eletronicamente por diversos sensores que possibilitavam a operação do motor com razões ar/combustível acima de 22, o que contribuía para uma economia da ordem de 10% a 15%, além de manter as emissões em níveis bastante bons, eliminando a necessidade do catalisador de 3 vias normalmente utilizado.

A descarga de combustível era regulada através de sensores eletrônicos que determinavam a pressão no coletor de admissão, a rotação, a temperatura da água, a temperatura do ar admitido e o ângulo de abertura da válvula-borboleta; através dessas leituras, o tempo de ignição também era otimizado.

A flutuação do torque se encontrava em níveis permissíveis mesmo sob relações ar/combustível em torno de 25, em função do perfeito entrosamento entre as leituras dos parâmetros e o controle do tempo de injeção do combustível, controle esse feito com base no princípio de “feedback”.

A obtenção de condições de dirigibilidade em situação de alimentação do motor com misturas pobres tornou-se possível graças à utilização de uma válvula de controle de turbulência colocada no coletor de admissão imediatamente antes da válvula de admissão.

OHYAMA et alli (1986) também pesquisaram e criaram um sistema de controle para motores a combustão pobre utilizando um dispositivo atomizador do combustível, de característica ultrasônica, com o objetivo de obter misturas uniformes de gotículas de combustível. O método de controle empregado foi desenvolvido para conseguir um monitoramento rápido e preciso do motor na faixa de razões ar/combustível desde 8 até 26.

Quanto ao atomizador, especificamente, OHYAMA et alli utilizaram um anel energizável por um dispositivo piezoelétrico que oscilava a 29 kHz onde o combustível pulverizado pelo injetor era atomizado, ou seja, fracionado em pequenas partículas de 40 μm de diâmetro; com essas pequenas partículas, era possível funcionar o motor a razões ar/combustível da ordem de 25 sob condições de combustão rápida e regular, graças à formação de mistura fina e uniforme.

As características de emissões de NO_x e HC foram bastante melhoradas, assim como o nível de consumo de combustível, em função das grandes razões ar/combustível que permitiam, ao motor, combustão estável devido à existência de misturas finamente formadas.

As variações da razão ar/combustível também foram minimizadas, durante as condições de operação em regime transiente, porque a tendência de formação de filme de combustível líquido no coletor de admissão era menor com o uso do atomizador.

As partidas a frio passaram a ser melhores, com o motor arrancando rapidamente e se mantendo em níveis regulares de funcionamento mesmo a temperaturas baixas, na faixa de 13 a -10°C .

Um outro sistema de controle de motores alimentados por misturas pobres foi estudado por THOMPSON et alli (1987), sistema esse que controlava eletronicamente a formação da mistura visando à maximização do rendimento do motor, através do uso de um método de queima pobre totalmente interativo.

O princípio de queima pobre no referido sistema se baseava na possibilidade de se trabalhar na faixa de misturas onde começava a ocorrer a interrupção ou falha de combustão por falta de combustível, por intermédio da aplicação de microprocessadores que liam informações enviadas por sensores colocados nas diversas partes do motor.

Algumas modificações foram realizadas no motor como cilindros com entradas da mistura favorecendo a turbulência, velas de ignição para queima pobre, e sensor de temperatura do ar de admissão; outros itens adicionais compreendiam um distribuidor com referência única de tempo de ignição, injetores de alta impedância e sensor da posição da válvula-borboleta.

O sistema utilizava, primordialmente, o princípio da injeção sequencial e um sensor de oxigênio nos gases de exaustão provenientes da queima pobre, para operar o controle em regime de retroação (“feedback”).

As razões ar/combustível podiam ser variadas desde 10 até 20, de maneira proporcional às necessidades do motor; durante os regimes de marcha-lenta e aceleração, a mistura estequiométrica era mantida.

Com esse sistema, o motor passou a operar numa faixa mais econômica, em termos de consumo de combustível, e sem a necessidade do uso do dispositivo EGR (recirculação de gases de escape) para a redução dos níveis de emissões de poluentes, assim como de outros acessórios para controle de emissões.

2.7 – CONSIDERAÇÕES SOBRE EMISSÕES

BÖHM et alli (1985) conduziram um estudo comparativo da inalação de gases de exaustão de motores a álcool e a gasolina, investigando os efeitos potenciais sobre a saúde através do uso de atmosferas-teste de monóxido de carbono nas quais camundongos foram inseridos.

Durante o período de exposição, a concentração dos gases e os aspectos físicos foram monitorados continuamente, na busca da avaliação dos parâmetros.

De acordo com os experimentos de BÖHM et alli, vários prejuízos à qualidade de vida em meio à poluição atmosférica causada por veículos automotores a álcool e a gasolina foram detectados como:

- a) obstrução das vias aéreas, quando em contato com a exaustão de motores a gasolina;
- b) dificuldade respiratória pela quantidade de monóxido de carbono no ambiente;

- c) mutações genéticas determinadas pelos hidrocarbonetos diferenciados emitidos pelo motor a gasolina, fato não encontrado no grupo de ratos em contato com a exaustão do motor a álcool;
- d) elevada toxicidade causada pelo motor a gasolina devido aos grandes índices de dióxido de enxofre emitidos;
- e) grande quantidade de material particulado emitido pelos motores a gasolina, quando os motores a álcool quase não o faziam;
- f) baixo nível de aldeídos estabelecido pelos motores a álcool (em comparação com os limites permitidos pela legislação).

Dessas observações, ficou evidente que os motores a gasolina eram muito mais prejudiciais à saúde devido ao maior grau toxicológico provocado pela natureza diversa dos hidrocarbonetos emitidos, assim como pelas altas concentrações de SO₂ e de material particulado lançadas para a atmosfera.

AZPIAZU et alli (1990) pesquisaram o efeito do pré-aquecimento do ar de admissão nas emissões dos motores a ignição por centelha já que a maior fonte de poluição nos grandes centros urbanos são os motores dos automóveis.

Nos veículos, foram identificados como principais pontos de geração de hidrocarbonetos não queimados os gases de escape, o tanque de combustível e o carburador; os NO_x e CO eram emitidos somente através dos gases de escape.

Como 20% da distância total percorrida pelos automóveis significam viagens curtas a partir do momento da partida dos motores e, na maioria dos casos, a temperatura permanece bem abaixo do ponto ótimo de funcionamento, os efeitos da partida a frio influenciam o veículo por um tempo razoável de operação, sendo o problema realçado nas estações frias do ano e em ambientes de grande umidade.

A partir dessa constatação, AZPIAZU et alli passaram a trabalhar com o ar pré-aquecido, procurando analisar o comportamento dos motores quando assim alimentados.

Com o uso do pré-aquecimento do ar, foi observado que a temperatura do mesmo aumentava rapidamente, desde o início do funcionamento do motor, chegando a atingir valores de 80°C e não ocorrendo, apesar disso, variações significantes nas temperaturas dos gases de escape, do óleo e da água.

Assim, a partir do momento da partida a frio, os níveis de CO emitidos eram reduzidos mais rapidamente, principalmente se o sistema de aquecimento fosse desligado com pouco tempo de funcionamento, em função da eficiente vaporização conseguida pelo combustível, o que garantia boas condições de combustão.

O desempenho do motor, alimentado com ar pré-aquecido, também apresentou sensível melhora.

GABELE (1990) pesquisou o nível de emissões provenientes dos gases de exaustão e do processo de evaporação natural usando misturas de metanol e gasolina, além de metanol puro, como combustível de um motor convencional de 6 cilindros.

Os experimentos foram realizados utilizando diversos teores de metanol misturado à gasolina, sendo que as misturas eram identificadas pelas siglas M₀, M₂₅, M₅₀, M₈₅, M₁₀₀, correspondendo, respectivamente, a 0%, 25%, 50%, 85% e 100% de metanol, em volume.

De acordo com os resultados obtidos nesse estudo, GABELE observou que as emissões do motor movido a combustível variável eram comparáveis às daquelas do mesmo motor movido a gasolina, para temperaturas da ordem de 4°C; verificou, também, que as taxas de metanol e aldeído fórmico nos gases de escape aumentavam substancialmente quando a temperatura caía de 24°C para 4°C; esse aumento era mais pronunciado para misturas com 85% de metanol (M₈₅).

As taxas de monóxido de carbono (CO), óxidos de nitrogênio (NO_x) e material orgânico (MO) não eram significativamente afetadas pelo teor de metanol contido nas misturas; entretanto, quanto à quantidade de material orgânico nas emissões, ficou evidente que com o aumento do teor de metanol, o nível de hidrocarbonetos decrescia enquanto os valores de aldeído fórmico aumentavam; a fração de metano proveniente dos hidrocarbonetos expelidos se elevava com o crescimento da quantidade de metanol que formava as misturas, já que outras frações dos hidrocarbonetos eram menos sensíveis a isso, o que era bastante parecido com os valores encontrados nos estudos de motores a gasolina.

GABELE ainda notou que mais da metade dos teores de aldeído fórmico emitidos ocorriam durante os primeiros 125 segundos de teste do motor usando os combustíveis M₈₅ e M₁₀₀, tempo contado após a partida a frio.

As emissões orgânicas por evaporação aumentavam com a elevação da temperatura e com o aumento da volatilidade do combustível, para o que as emissões diurnas contribuíam decisivamente; nessas condições, os hidrocarbonetos relativos à gasolina dominavam aqueles ligados ao metanol, quando misturas metanol/gasolina eram usadas (com exceção do metanol puro).

WILLIAMS & OBEL (1987) relataram que o estado da Califórnia, nos Estados Unidos, tem visto o metanol combustível como o principal caminho para melhorar a qualidade do ar nas grandes cidades, sendo que grandes esforços têm sido feitos no sentido de implantar um programa alternativo de combustível para a frota de veículos de passageiros, caminhões e ônibus que circulam pelas ruas diariamente.

Os defensores do uso do metanol como combustível, segundo WILLIAMS & OBEL, garantem que o uso do novo combustível poderia ajudar as refinarias de petróleo a melhorarem o índice de octanagem dos derivados que necessitassem disso, porém as companhias têm usado outros compostos como reforçadores do número de octano, relutando muito em empregar o metanol; algumas delas até temem resistências, por parte dos consumidores, em usar combustíveis oxigenados, e a aplicação de subsídios, pelo governo, para o estabelecimento do uso sistemático desses combustíveis.

Produtores de carvão e cereais, de outra parte, têm procurado incentivar o emprego do metanol, principalmente, como combustível, no que têm sido ajudados por ambientalistas e estrategistas no campo energético.

Além da Califórnia, outros estados americanos têm procurado desenvolver programas que utilizem metanol como combustível alternativo, entre eles, Colorado, Novo México e Arizona.

No estado do Colorado, ainda de acordo com WILLIAMS & OBEL, o Departamento de Saúde apresentou um trabalho no qual se mostra que 16% de redução no índice de monóxido de carbono do ar ambiente poderia ser conseguido com o uso de combustíveis oxigenados.

Outros países, como Canadá, Bolívia, Nova Zelândia e Paquistão também estão redirecionando seus interesses para a produção e consumo de alcoóis, seja metanol ou etanol, objetivando não só melhorarem o nível de poluição causada pela

queima dos derivados de petróleo como também dominarem fontes alternativas de energia.

WILLIAMS & OBEL concluíram que os esforços em iniciar pesquisas e implantação no uso de combustíveis oxigenados têm sido maiores em países onde os problemas relacionados ao meio ambiente são consideráveis e o "lobby" do petróleo não é tão marcante.

Segundo KOYAMA & DARLING (1988), o estado da Califórnia, nos Estados Unidos, vem procurando diminuir a total dependência do petróleo através do uso de metanol combustível, buscando melhorias na qualidade do ar e maior segurança quanto às buscas de fontes energéticas.

Assim, tem-se tentado convencer a indústria do metanol que o mesmo tem um futuro promissor como combustível, e para justificar essa posição, diversos estudos que confirmam suas vantagens em termos de qualidade do ar e quanto à solução de problemas energéticos vêm sendo colocados a público.

Algo já está sendo feito, como as restrições quanto às emissões veiculares a partir de 1990 e o acordo com duas companhias de petróleo para implantação de 50 postos de abastecimento de metanol na Califórnia; além disso, as frotas do governo passarão a ter milhares de veículos movidos a metanol, em função de um plano estabelecido para favorecer a produção, em larga escala, de automóveis cujos motores sejam alimentados por combustível alternativo.

TANNER et alli (1988) analisaram os efeitos da emissão de aldeído acético por motores movidos a etanol na formação de nitrato peroxiacético (PAN) em áreas urbanas, através de observações conduzidas na cidade do Rio de Janeiro.

A formação do nitrato peroxiacético tem profundas implicações na saúde humana uma vez que o PAN e seus homólogos do grupo alquil são potentes fitotoxinas, enquanto seus homólogos aromáticos (nitrato de peroxibenzeno) são fortes componentes lacrimogênicos.

Nesse estudo, TANNER et alli concluíram que as implicações com respeito ao uso de etanol e combustíveis contendo etanol são claras, demonstrando que os níveis de aldeído acético e de formação de nitrato peroxiacético são sempre elevados em áreas onde o etanol estiver presente, maiores que aqueles obtidos com frotas movidas a gasolina sem o uso de catalisadores.

Quanto ao uso do metanol na gasolina (gasol) como proposto em áreas do oeste americano, não se verificou modificação na formação do PAN mas substancial aumento dos precursores dos radicais que promovem o aparecimento dos oxidantes na atmosfera.

Resta ainda ressaltar que os patamares de geração de nitrato peroxiacético eram elevados mesmo em regiões onde havia grandes fontes de óxidos de nitrogênio (NO_x), que geralmente atenuam a formação daquele.

MCCABE et alli (1990) executaram uma série de testes em laboratório através do uso de um combustor e de um motor de veículo, procurando, assim, estudar as emissões de aldeídos a partir da queima de metanol.

Em suas observações, entre outras, MCCABE et alli notaram que o efeito da relação ar/combustível na formação de aldeídos era muito pronunciado na faixa próxima à mistura estequiométrica, e ainda mais especificamente, que as maiores taxas de aldeído eram obtidas na região pobre ao lado do ponto estequiométrico.

Comparando-se o funcionamento do motor do veículo utilizado (Ford Taurus) quando alimentado por gasolina ou M_{85} (85% de metanol e 15% de gasolina), foi verificado que as emissões de CO, HC e NO_x eram mais baixas para o M_{85} ; já o teor de aldeído fórmico encontrado foi de 290 miligramas/milha para o M_{85} contra 60 miligramas/milha para a gasolina. No item economia, a gasolina possibilitou um consumo 1,8 vezes menor que o M_{85} , diferença esperada em função dos níveis diversos de energia calorífica dos dois combustíveis.

Outra importante conclusão a que chegaram foi a relação entre as emissões de aldeído fórmico e a cilindrada do motor movido a M_{85} , tendo sido obtido que para cada litro de deslocamento volumétrico tem-se, aproximadamente, a liberação de 100 miligramas de aldeído por milha rodada.

Em relação aos testes com o combustor, MCCABE et alli detectaram que a utilização de combustão a misturas pobres poderia ser indicada para a diminuição das emissões de aldeído fórmico e metanol não queimado em motores que utilizam o M_{85} .

Concluíram que a interação entre estratégias de combustão, parâmetros para controle de emissões e emprego de catalisadores deve ser quantificada para se atingir

um ponto ótimo no nível de emissões com garantias de dirigibilidade, desempenho e economia de combustível.

AKUTSU et alli (1991) estudaram o efeito dos gases de exaustão de alcoóis (metanol e etanol) na formação de ozônio (O_3) na atmosfera.

Através de suas observações, AKUTSU et alli concluíram que para o controle da formação de O_3 em função da exaustão na queima de alcoóis como combustíveis, é muito importante a escolha das condições de combustão considerando as proporções de combustível (metanol ou etanol), aldeído (fórmico ou acético) e óxidos de nitrogênio (NO_x) conjuntamente, assim como a taxa de formação de aldeídos isoladamente.

A partir dos resultados dos experimentos e das simulações com etanol/aldeído acético/ NO_x e metanol/aldeído fórmico/ NO_x , ficou claro que os aldeídos têm alta reatividade na atmosfera e o metanol, por sua vez, apresenta baixa reatividade. Através de reações atmosféricas, o metanol reage para produzir formaldeído, havendo, pois, a possibilidade de o metanol ter um potencial poluidor como dos hidrocarbonetos parafínicos de baixa reatividade.

Mudanças nas taxas dos reagentes, quantidade de aldeídos e razão hidrocarbonetos/ NO_x podem se configurar como importantes na formação de ozônio, para o que a redução na emissão dos aldeídos é especialmente requerida.

HIRAKOUCHI et alli (1990) realizaram uma série de experimentos para a detecção de gases de exaustão não regulamentados emitidos por motores de ciclo Diesel através de um dispositivo conhecido como "túnel de mínima diluição".

Pela observação dos testes, HIRAKOUCHI et alli verificaram que o motor de ciclo Diesel alimentado por metanol e provido de catalisador apresentava emissões mais baixas, quanto aos componentes regulamentados, que o motor movido a óleo diesel. No que diz respeito às emissões não regulamentadas, não foi possível uma análise acurada devido à pequena quantidade de partículas emitidas pelo motor movido a metanol.

Desta forma, com os motores operando a médias rotações e em condição de regime permanente, os aldeídos fórmicos emitidos pelo motor a metanol com catalisador eram mais abundantes que aqueles do motor movido a diesel, porém, os

PAH (benzopirenos e benzofluoretanos) e os NPAH (nitronaftalenos, nitroantracenos e nitrofluoretanos) do motor a metanol eram cerca de 10 vezes mais baixos.

Quando comparações eram feitas entre o motor a metanol com e sem catalisador, os níveis de aldeídos, cetonas e metanol não queimado eram diferentes, mas os outros componentes eram emitidos praticamente em igual quantidade.

Quanto às emissões regulamentadas, tendo como referência as taxas de excesso de ar, foram detectados menores valores de NO_x para o motor de ciclo Diesel movido a metanol; CO, particulados e óxidos de enxofre eram constantes e quase nulos quando o metanol era usado. De qualquer modo, o uso de catalisador para o motor a metanol combustível influenciava sobremaneira a emissão de HC e aldeído fórmico, diminuindo-os profundamente.

2.8 – O USO DE ALCOÓIS COMO COMBUSTÍVEL

GOERING & SCHRADER (1988) procuraram determinar, através de testes, os efeitos da adição de diferentes teores de água ao etanol que era usado para alimentar um motor movido, originalmente, a etanol puro.

Para isso, realizaram experimentos com 3 composições de combustível: etanol anidro, etanol com 5% de água e etanol com 10% de água, em volume.

Pelos resultados obtidos, GOERING & SCHRADER verificaram que a potência do motor, quando alimentado com etanol a 5% de água, girava em torno de 94,5% do valor produzido com álcool anidro enquanto que no caso do etanol a 10% de água, a potência era de 95,2% daquela do motor a álcool anidro.

Como o processo de vaporização do álcool abaixava a temperatura do coletor de admissão, a menor temperatura foi verificada quando do uso de etanol com 10% de água, isto é, com a utilização da mistura de maior calor latente de vaporização.

Diminuindo-se a temperatura do coletor de admissão, melhorava-se a eficiência volumétrica do motor pelo aumento da densidade da mistura ar/combustível; assim, maiores eficiências foram confirmadas com o álcool a 10% de água, já que as temperaturas do coletor de admissão eram menores nesse caso.

No que se relaciona ao consumo específico de combustível, GOERING & SCHRADER concluíram que aumentando o teor de água no álcool, diminuía-se a potência produzida e aumentava-se o consumo específico de combustível.

Apesar de uma certa queda nos valores de potência, ficou claro que o uso de etanol hidratado pode ser justificado economicamente uma vez que para se retirar a água durante o processo de produção do álcool, gastos razoáveis são dispendidos.

DANIS et alli (1988) investigaram os efeitos do tamanho das gotículas e da taxa de equivalência (relação entre a razão combustível/ar usada e a razão estequiométrica) na ignição de n-heptano e de metanol pulverizado em ambientes à pressão atmosférica.

Através de experimentos, a mínima energia de ignição foi observada para os combustíveis totalmente vaporizados, tendo sido encontrada, para ambos, a taxa de equivalência de 0,55 como limite de ignição a misturas pobres; o ponto ótimo de ignição para n-heptano pré-vaporizado se achava na faixa de 1,5 a 2,0 enquanto a mesma avaliação para o metanol ficou prejudicada pela sua freqüente condensação.

Quanto ao efeito do diâmetro das gotículas, DANIS et alli descobriram que a energia de ignição caía com a diminuição daquele valor devido ao aumento da área superficial do combustível na zona de ignição; para um dado tamanho de gotículas, a energia de ignição diminuía com o aumento da taxa de equivalência em função do crescimento do volume total de combustível na mesma zona de ignição, aproximando-se de um mínimo na faixa de misturas ricas, já que a ignição dependia da taxa de equivalência da massa de gás entre as gotículas que, por sua vez, decorria da volatilidade e do tamanho das mesmas.

Comparando-se os dois combustíveis, ficou evidenciado que a energia de ignição do n-heptano pulverizado era entre um terço e um quinto da energia necessária ao metanol pulverizado, dada a maior volatilidade daquele.

O limite de ignição para misturas pobres com taxas de equivalência de 0,55 era possível graças à criação de regiões de massa gasosa, na proporção estequiométrica, entre as gotículas que se evaporavam, permitindo a extensão dos limites de inflamabilidade.

Para o n-heptano, analisando-se o diâmetro de gotículas e a taxa de equivalência, verificou-se que o tamanho ótimo era de 10 μm a 30 μm , o que se

tornava mais evidente nos casos de misturas pobres, com taxa de equivalência menor que 0,8; para um dado combustível e determinada taxa de equivalência, DANIS et alli concluíram que o melhor tamanho de gotículas era aquele que produzia, na zona gasosa entre gotículas, a taxa de equivalência mais favorável à ignição, e cuja dependência se ligava diretamente à volatilidade do combustível e à sua taxa de equivalência previamente estabelecida.

LAW et alli (1987) estudaram, através de experimentos, a vaporização de uma gotícula simples de álcool no ar com vários graus de umidade, ficando constatado que a vaporização de metanol e etanol em ambiente úmido era acompanhada por condensação simultânea de vapor d'água na superfície das gotículas de qualquer um dos alcoóis.

Com essa condensação, a liberação de calor que se verificava permitia elevar a taxa de vaporização inicial do álcool; com a continuação do processo, as gotículas tornavam-se mais concentradas com água e a taxa de vaporização decrescia. Deste modo, observou-se que a maior parte do álcool era vaporizada rapidamente, porém, o tempo de existência das gotículas era maior, devido à presença da umidade do ar.

LAW et alli detectaram, também, que a condensação da umidade do ar basicamente não ocorria para alcoóis mais pesados que o etanol, e para líquidos imiscíveis na água.

Por apresentarem alto calor latente de vaporização, o metanol e o etanol são relativamente depreciados como combustíveis frente aos hidrocarbonetos convencionais, dada a sua dificuldade para rápida gaseificação e conseqüente mistura e ignição. Do ponto de vista prático, a liberação de calor adicional, pela condensação de água constatada nas pesquisas, poderia melhorar a taxa de vaporização desses alcoóis; a água condensada no processo de vaporização seria transformada em vapor durante a combustão, quer seja de metanol ou etanol, abaixando a temperatura de chama e, possivelmente, diminuindo o teor de poluentes inerentes às queimas a altas temperaturas, como os óxidos de nitrogênio (NO_x).

SAEED & HENEIN (1989) conduziram um estudo sobre motores do ciclo Diesel alimentados com acréscimo de etanol ou isopropanol ao diesel combustível, verificando o atraso de ignição estabelecido com as novas misturas.

Diversos teores dos dois tipos de álcool foram usados na mistura com óleo diesel, além de ser observado o comportamento do motor com diesel combustível puro.

Através dos experimentos, ficou claro que as variações de ciclo a ciclo, no atraso de ignição, aumentavam quando o conteúdo de álcool era maior, diminuindo com o aumento da pressão e da temperatura do ar de admissão.

De acordo com os testes, as operações com óleo diesel apresentavam o menor atraso de ignição e a mais baixa taxa de aumento de pressão ao passo que misturas de 75% de etanol com 25% de diesel combustível tornavam o atraso de ignição maior, porém, faziam crescer as taxas de aumento de pressão.

Com o aumento do teor de álcool nas misturas, o atraso de ignição era maior, sendo que misturas etanol-diesel desenvolveram maiores atrasos que misturas isopropanol-diesel.

SAEED & HENEIN constataram que elevando-se a temperatura do ar de admissão, o atraso de ignição tornava-se mais curto pois os atrasos físicos e químicos diminuía, resultado de taxas maiores de formação de vapor de combustível na câmara de combustão, e do aumento das taxas de reações químicas pela elevação da temperatura e da concentração dos reagentes; maiores quantidades de álcool nas misturas apresentaram maior sensibilidade ao aumento da temperatura do ar.

Quanto à pressão do ar de admissão, ficou estabelecido que o seu aumento causava queda no atraso de ignição pois a difusividade mássica, que era inversamente proporcional à pressão, era reduzida, tornando os atrasos físicos mais curtos; além desse aspecto, o aumento de pressão proporcionava taxas mais elevadas de reações químicas devido ao aumento das concentrações dos reagentes; o atraso químico observado sempre se mostrou preponderante sobre o atraso físico.

Com relação à razão ar/combustível, identificou-se que, para óleo diesel puro, as variações na relação ar/combustível praticamente não afetavam o atraso de ignição. As misturas com etanol na proporção de 25% mostraram redução no atraso a altas relações combustível/ar sendo que misturas de 50% apresentaram contínuo aumento no atraso com a elevação da relação combustível/ar, o mesmo acontecendo com isopropanol na mesma proporção; esse fato ocorria em função dos elevados valores de calor latente de vaporização dos alcoóis, o que provocava um efeito

refrigerante nas vizinhanças das partículas e diminuía as taxas de reações químicas. Porém, o aumento da relação combustível/ar elevava a concentração dos reagentes que, por sua vez, encurtava o atraso de ignição; assim, dependendo de qual efeito era mais pronunciado, o período de atraso de ignição podia ser aumentado ou diminuído.

As energias de ativação global das reações de auto-ignição medidas durante os experimentos se apresentaram muito maiores para as misturas com etanol, quando comparadas com aquelas relacionadas à queima de diesel combustível puro.

XIAOFU (1988) relatou o desenvolvimento de combustíveis alternativos para uso automotivo na China, enfocando, principalmente, o estudo e a realização de testes sobre a utilização de metanol em larga escala.

Segundo XIAOFU, a Comissão de Tecnologia e Ciência daquele país organizou trabalhos empregando misturas de metanol e gasolina como combustível automotivo. Através da queima de misturas contendo 15% de metanol e 85% de gasolina, em volume, foi possível verificar que a potência desenvolvida pelos motores era reduzida em cerca de 1%, apesar de uma queda considerável no poder calorífico total da mistura, pelo menor valor calorífico do metanol frente à gasolina; observou-se, ainda, que a mistura apresentava maior octanagem, devido à presença do metanol, o que permitia aumento da razão de compressão e melhor utilização do potencial energético do combustível, com conseqüente melhora na eficiência térmica dos motores. O consumo específico medido era aproximadamente 1% maior, e o torque máximo 8% menor que os valores estabelecidos para o motor original a gasolina; na situação de velocidades médias e baixas, o consumo específico se reduzia levemente, pela possibilidade do uso de misturas mais pobres em função de combustões mais eficientes.

A lubrificação dos motores se manteve tão satisfatória quanto à daquele a gasolina, não se constatando a contaminação prematura do lubrificante pelo combustível, com o emprego do metanol a 15%.

Os gases de emissão, durante a operação dos motores, demonstraram ser menos nocivos por conterem 38% menos monóxido de carbono, 39% menos hidrocarbonetos e 40% menos óxidos de nitrogênio, apesar de um leve aumento nos níveis de aldeídos fórmicos e metanol não queimado.

XIAOFU ainda informou que pesquisas específicas com o uso de misturas contendo 46% de metanol, 40% de gasolina e 14% de álcool misto, em motores turbo-alimentados, conduziram a resultados nos quais a máxima potência desenvolvida aumentava 36%, o máximo torque crescia 37% e o mínimo consumo específico era 14,5% menor, sem haver problemas de detonação do combustível ou comprometimento do motor por carga térmica excessiva dos gases de exaustão, devido ao alto calor latente de vaporização do metanol que diminuía a temperatura desses.

KUWABARA (1986) informou o emprego generalizado, nos dias de hoje, do sistema de injeção eletrônica de combustível, observando que a grande maioria dos motores nos mercados americano, europeu e japonês são atualmente equipados com esse dispositivo avançado de alimentação.

Porém, naqueles países, é comum a injeção de gasolina; o estudo desenvolvido por KUWABARA procurou aplicar a injeção eletrônica na alimentação de motores do ciclo Otto movidos a álcool, dada a grande aceitação, no mercado brasileiro, do automóvel a álcool.

A vantagem do emprego do sistema de injeção eletrônica no motor a álcool se fixa em dois pontos:

- a) devido ao calor latente de vaporização do álcool ser maior que o da gasolina, a distribuição da mistura, no caso do álcool, fica parcialmente comprometida na alimentação por carburador, devido à condensação nas paredes do coletor de admissão; no sistema de injeção eletrônica de combustível, os injetores aplicam o jato de álcool sobre as válvulas de admissão (sistema de injeção indireta "multipoint"), minimizando-se o problema de condensação da mistura nas paredes do coletor de admissão;
- b) como não há necessidade de pré-aquecimento da mistura no coletor de admissão usando-se o sistema de injeção eletrônica de combustível, ocorrem melhorias na eficiência volumétrica.

Como consequência direta do uso do referido sistema, pode-se verificar que os motores passaram a apresentar maior economia de combustível, potência e torque maiores e melhores níveis de emissão de gases poluentes.

No que diz respeito ao aspecto construtivo, o sistema de injeção eletrônico se subdividia em quatro partes: sistema de combustível, sistema de admissão de ar, sistema de ignição, sistema de controle eletrônico do motor.

Cada um desses sistemas individuais, durante o funcionamento do motor, trabalhava ligado a um microprocessador comum que coordenava todas as operações; para tanto, diversos sensores presentes eram capazes de ler dados variados do motor e do ambiente e informar ao microcomputador sobre os parâmetros do momento; após o processamento das informações, atuadores transformavam as mensagens enviadas pelo microcomputador em ações eletromecânicas de modo a se efetuar, realmente, o monitoramento da injeção de combustível.

Concluindo, KUWABARA considerou que a injeção eletrônica de álcool etílico apresenta inúmeras vantagens em relação aos sistemas de alimentação convencionais de motores do ciclo Otto, melhorando sensivelmente a dirigibilidade do motor tanto a frio como a quente.

2.9 – CONSIDERAÇÕES SOBRE O APROVEITAMENTO DA ENERGIA CALORÍFICA DO COMBUSTÍVEL

GIACOSA (1964) relatou que apenas uma parcela do potencial calorífico do combustível se converte em trabalho mecânico, enquanto o restante é rejeitado pela água de refrigeração, pelos gases de escape e pela radiação do calor ao ambiente.

Tabela 2.9.1: Balanço térmico em função do tipo do motor.

Energia	4 tempos - Otto	4 tempos - Diesel	2 tempos - Diesel
Trabalho Útil	25%	36,3%	36%
Radiação	20%	11,0%	2%
Arrefecimento	20%	21,0%	30%
Escape	35%	31,7%	32%

A tabela 2.9.1 ilustra a distribuição da energia calorífica do combustível de acordo com o tipo de motor, segundo GIACOSA.

SANTOS & VENANZI (1984) estudaram a possibilidade de se utilizar a grande quantidade de calor rejeitado através dos gases de escape de motores de combustão interna em um sistema de refrigeração por absorção.

O desenvolvimento de sistemas de refrigeração por absorção acionados por gases de escape teria, segundo SANTOS & VENANZI, grande aplicação em navios, carros frigoríficos, automóveis e indústrias alimentícias.

Nesses sistemas, os refrigeradores funcionam segundo o princípio de que os vapores de alguns fluidos frigorígenos são absorvidos em grande quantidade, a temperaturas relativamente baixas, por certos líquidos ou soluções salinas e liberados quando submetidos a uma fonte de calor; amônia como fluido frigorígeno e água como absorvente são a solução mais usada nos sistemas de refrigeração por absorção.

De acordo com os experimentos de SANTOS & VENANZI, a rejeição de calor através dos gases de escape era grande, atingindo até 100000 kcal/h em motores Chevrolet-261, por exemplo, o que configurava energia mais do que suficiente para acionar um sistema de refrigeração por absorção.

Através da interligação do motor com o refrigerador, o gerador do sistema de absorção pode receber os gases de escape do motor, sendo o fluxo de gás controlado por meio de registros de forma que apenas uma parcela dos gases era desviada para o gerador, com o restante passando à atmosfera.

Foi observado que a temperatura na qual ocorria a troca de calor entre a fonte quente e o gerador influía, decisivamente, no desempenho do sistema. Assim, quando o gerador era mantido a 100°C, notava-se um abaixamento lento na temperatura do evaporador que, por sua vez, tornava-se mais rápido à medida em que a temperatura se aproximava do valor de 130°C.

Os ensaios mostraram ser absolutamente viável o funcionamento de sistemas de refrigeração por absorção utilizando a energia liberada nos gases de escape de motores de combustão interna; para motores estacionários, a adaptação se configura mais fácil enquanto que motores que operam em condições variáveis exigem um controle automático de todo o processo.

SANTOS & CELERE (1991) desenvolveram um projeto de um sistema gerador de vapor de etanol usando a energia contida na água de refrigeração do motor a ser alimentado, fazendo todo o controle da descarga de combustível na fase gasosa e utilizando o carburador convencional para a partida e funcionamento até o regime de operação com vapor de etanol ser alcançado.

Foi proposto um sistema de geração de vapor do tipo carcaça e tubo onde a água escoaria pela carcaça e o etanol pelo tubo em forma de serpentina, com o trocador de calor instalado entre a saída do motor e a entrada do radiador, numa ligação em série.

A partida do motor era feita com álcool líquido carburado; quando o gerador de vapor entrava em regime de trabalho, o manômetro acusava certo valor de pressão, indicando que o motor podia operar com etanol vaporizado, o que era determinado através de uma chave comutadora que intercambiava os tipos de alimentação.

Quanto ao funcionamento do motor a etanol vaporizado, pelos estudos de SANTOS & CELERE foi admitida como possível a operação com misturas pobres, próximas ao limite de inflamabilidade; em plena carga, o consumo específico do mesmo seria da ordem de 230 g/kWh contra 360 a 390 g/kWh do motor a etanol líquido carburado. Deste modo, alcançar-se-ia menor consumo de combustível e maior potência em relação aos motores carburados.

A emissão de CO se manteria na faixa de 0,2% no intervalo de razão ar/combustível de 9/1 a 18/1; já a emissão de hidrocarbonetos aumentaria com o empobrecimento da mistura, em função da deficiência de queima, enquanto que o índice de óxidos de nitrogênio seria desprezível na faixa de misturas pobres.

Como conclusão, o sistema permitiria aumento do desempenho do motor com relação àquele movido a etanol líquido carburado, podendo superar o dos motores Diesel.

Os motores a etanol vaporizado apresentariam rendimento superior ao dos motores a etanol líquido carburado pois nestes o coletor é aquecido (com conseqüente expansão da mistura) enquanto naqueles apenas o combustível seria aquecido.

SANTOS & CELERE observaram, ainda, que o sistema proposto deveria ser empregado para substâncias puras como metanol e etanol, desaconselhando seu uso para misturas como a gasolina em razão da sua vaporização ser fracionada, favorecendo a retenção das frações pesadas no fundo do gerador de vapor, o que diminuiria as trocas de calor.

WIESER (1986) propôs a criação de um motor de combustão interna com um gerador de vapor anexo no qual tanto uma parcela do calor dos gases de escape como todo o calor da água de arrefecimento do motor, além daquele contido no óleo lubrificante, eram usados para produção de vapor. Assim, objetivava-se o aproveitamento de todo esse potencial energético que seria perdido, através da transformação do calor presente no vapor em energia mecânica ou elétrica, levando, conseqüentemente, a uma melhora no rendimento final do motor.

O motor de combustão estudado apresentava dois geradores de vapor com pressões de vapor diferentes sendo um alimentado com o calor proveniente da refrigeração do motor (gerador de alta pressão) e o outro mantido pelo calor dos gases de escape (gerador de baixa pressão).

O produto da condensação do fluido de trabalho do gerador de alta pressão era usado para resfriar o ar de admissão, o que melhorava a eficiência volumétrica (pelo adensamento do ar) e a potência do motor.

Nos experimentos de WIESER, havia ainda uma superfície trocadora de calor que aproveitava o calor colhido pelo lubrificante, calor esse útil para a geração de vapor a pressões baixas.

O vapor final produzido se destinava a acionar uma turbina que, por sua vez, fazia funcionar um gerador elétrico ou se acoplava diretamente com o eixo do motor através de um redutor de relação de transmissão variável, possibilitando ao motor e à turbina a sincronização do número de rotações ótimo.

Segundo WIESER, os motores Diesel dotados de tal sistema apresentavam rendimento térmico total da ordem de 50%, com grande economia de combustível (cerca de 20%); metade dessa economia era alcançada somente pela utilização do calor de refrigeração do motor.

Foi concluído que motores de combustão de longo tempo de funcionamento são ideais para a utilização da estação geradora de vapor, como, por exemplo, motores de navio ou locomotiva.

CAPÍTULO 3
METODOLOGIA

3.1 – MATERIAIS

a) Motor:

Marca: Volkswagen

Tipo: ciclo Otto a 4 tempos

Número de cilindros: 4, dispostos verticalmente

Refrigeração: a água, impulsionada por bomba centrífuga

Deslocamento volumétrico total: 999 cm³

Diâmetro do pistão: 67,1 mm

Curso do pistão: 70,6 mm

Razão de compressão: 13,5/1 ± 0,3/1

Alimentação: álcool etílico hidratado combustível através de sistema de injeção indireta do tipo “multi-point” com gerenciamento eletrônico Bosch

b) Sistema medidor de torque e rotação:

Marca: Schenck

Tipo: dinamômetro de corrente de Foucault

c) Sistema medidor de tempo:

Marca: Alfa Instrumentos

Tipo: cronômetro

Menor valor da escala: 0,1 s

d) Sistema medidor de temperatura:

Tipo: termopar cromel-alumel do tipo K

Precisão: 3%

Aquisição de dados: sistema Strawberry Tree

e) Sistema medidor de vácuo:

Marca: Emfase

Tipo: vacuômetro

Menor valor da escala: 2 cm Hg

f) Sistema medidor de pressão:

Marca: Wilh. Lambrecht K.G.

Tipo: barômetro

Menor valor da escala: 0,5 mm Hg

g) Sistema medidor de temperatura:

Marca: Asahi Style

Tipo: termômetro de bulbo seco

Menor valor da escala: 1,0 °C

h) Sistema medidor de temperatura:

Marca: Asahi Style

Tipo: termômetro de bulbo úmido

Menor valor da escala: 1,0 °C

i) Sistema medidor do ângulo de avanço da centelha da vela de ignição:

Marca: Plana TC - modelo PP 2000

Tipo: "pistola" de luz estroboscópica

j) Sistema medidor de consumo de ar:

Marca: Bosch

Tipo: anemômetro de fio quente

Precisão: calibração de acordo com a Figura A.1.1 (ver item A.1 do apêndice)

k) Sistema medidor do consumo de álcool combustível:

Marca: Hobart

Tipo: balança mecânica com sistema óptico acoplado, conectada a um cronômetro acionado por circuito eletrônico especialmente projetado

l) Sistema medidor de gases de exaustão:

Marca: Horiba

Tipo: analisadores específicos para cada um dos gases produzidos pelo motor

CO: modelo MEXA-311GE (precisão: 0,1%)

CO₂: modelo MEXA-311GE (precisão: 0,2%)

HC: modelo FIA-510 (precisão: 50 ppm)

NO_x: modelo CLA-510SS (precisão: 20 ppm)

O₂: modelo MPA-510 (precisão: 0,1%)

3.2 – MÉTODOS

Na fase experimental da pesquisa realizada foi utilizado um motor Volkswagen de um litro de deslocamento volumétrico, conhecido como motor 1000 ou 1.0.

Esse motor apresentava sistema de alimentação de combustível monitorado eletronicamente, sendo o débito de álcool realizado através de dispositivo de injeção indireta do tipo “multi-point”, que descarregava o combustível nas “portas” sempre com as válvulas de admissão fechadas.

Para efeito de testes com álcool líquido, foram utilizadas rotações na faixa de 1500 rpm a 5000 rpm, espaçadas igualmente de 500 em 500 rpm. Quanto às cargas solicitadas ao motor, fixou-se como parâmetro a abertura da válvula-borboleta do sistema de aceleração, tendo sido testados os valores de 25%, 40%, 50%, 75% e 100% da abertura total da mesma.

De forma específica, nos testes com 25% da carga total, a rotação máxima alcançada foi de 4500 rpm; por outro lado, a 100% da carga total, procurou-se evitar a rotação de 1500 rpm pois, nessas circunstâncias, o conjunto motor-dinamômetro vibrava excessivamente.

Quanto aos testes com álcool vaporizado, o que se fez foi tentar reproduzir os pares torque-rotação obtidos nos testes do motor original a álcool líquido, porém, mantendo a válvula-borboleta de aceleração totalmente aberta, ou seja, não havia restrição à entrada de ar no motor; assim, o controle sobre o torque produzido era

feito somente através do débito de combustível, controle esse favorecido pela queima de misturas ar/álcool vaporizado, que ampliavam os limites de inflamabilidade do combustível. Deste modo, foi possível obter os valores de torque correspondentes às cargas de 25% e 40% do motor original; para 50%, os níveis de torque produzidos pelo motor a álcool vaporizado foram inferiores àqueles do motor original, tendo sido considerados os máximos valores atingidos, e classificados como valores correspondentes a 100% da carga total utilizando esse novo tipo de alimentação.

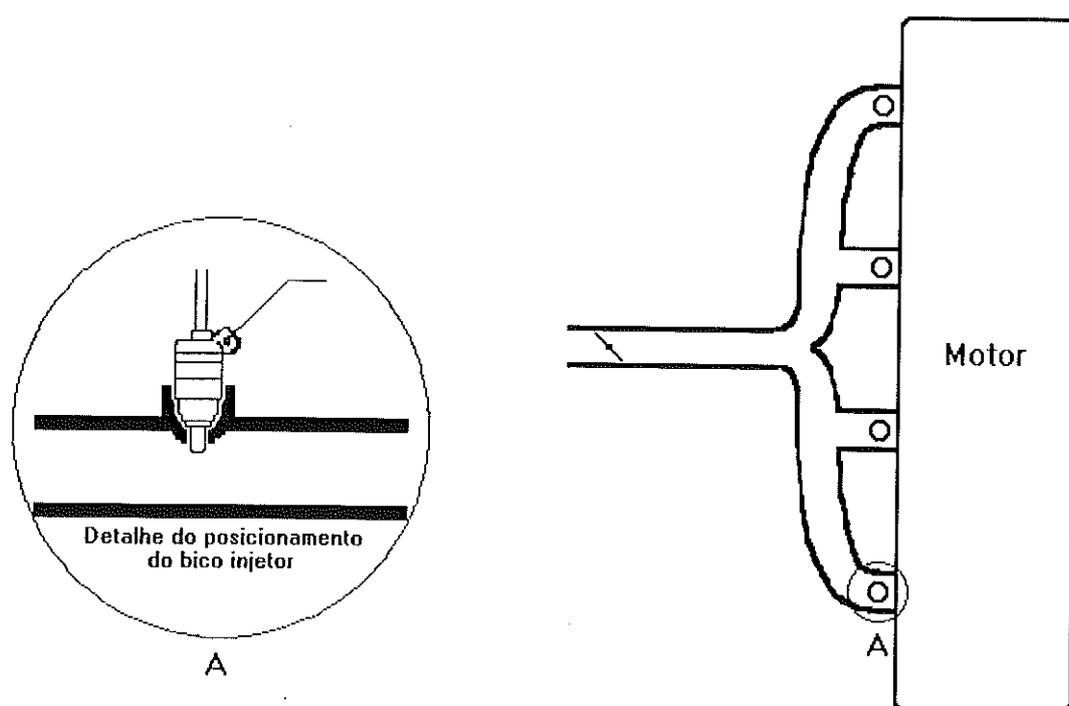


Figura 3.2.1: esquema simplificado do motor movido a álcool líquido.

O dinamômetro usado nos testes, por sua vez, era do tipo corrente de Foucault, fornecendo leituras do torque produzido pelo motor para uma determinada rotação selecionada através do painel de controle; nessas condições, o dinamômetro freia o motor proporcionalmente à carga estabelecida pela posição da válvula-borboleta.

Para a realização de experimentos utilizando álcool na forma vaporizada como combustível de alimentação do motor, um trocador de calor foi projetado,

construído e montado ao lado do coletor de escape, com o objetivo único de promover a vaporização do álcool etílico hidratado combustível.

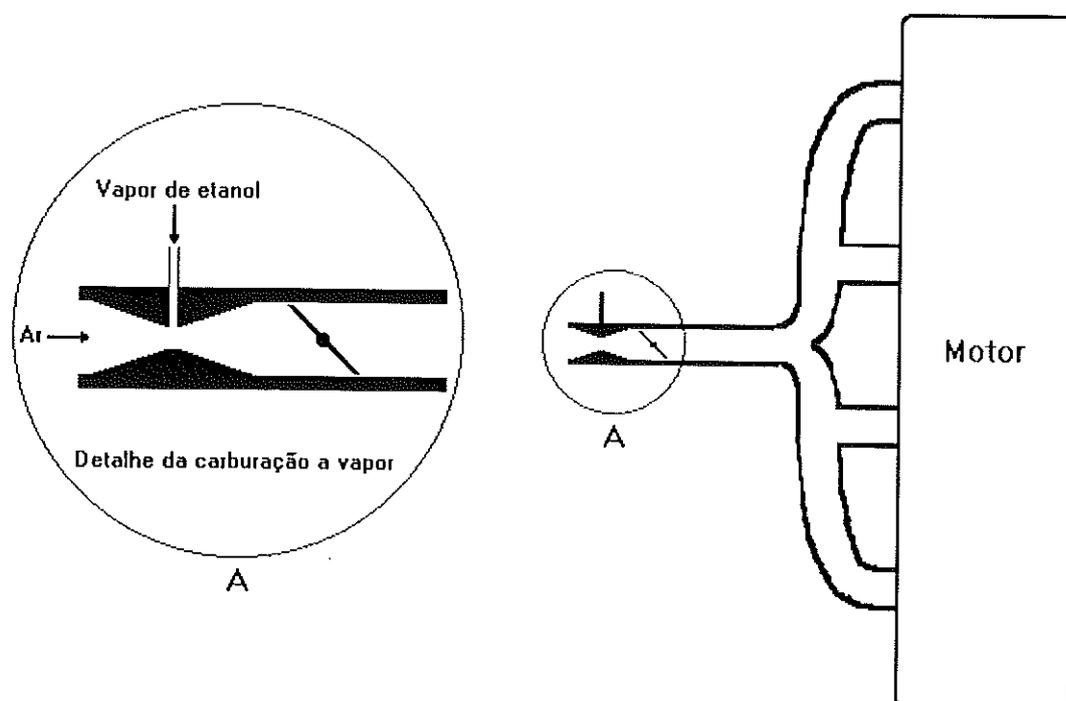


Figura 3.2.2: esquema simplificado do motor movido a álcool vaporizado.

A partida do motor, quando frio, sempre era feita com combustível na fase líquida e à medida em que o motor funcionava, os gases de escape forneciam o calor necessário à vaporização do álcool combustível através do trocador de calor instalado junto ao coletor de escape.

No caso dos experimentos com álcool vaporizado, o fluxo de combustível líquido era controlado por um circuito eletrônico especialmente projetado para esse fim; após a sua vaporização no trocador de calor, o combustível era misturado ao ar de admissão em um venturi o qual se achava instalado logo acima da válvula-borboleta de aceleração; quando o motor funcionava movido a álcool líquido, o próprio sistema original de injeção eletrônica determinava o fluxo de combustível necessário.

Os ensaios realizados foram feitos com a idéia de se confrontar, sempre, o comportamento do motor quando movido a álcool na fase de vapor com aquele quando alimentado por álcool líquido.

Fazendo o motor funcionar, aguardava-se o momento do mesmo entrar em regime, o que era observado quando as temperaturas de escape não mais variavam, e passava-se à coleta de dados necessários à análise do comportamento do motor, fosse movido a álcool líquido ou a álcool vaporizado.

Deste modo, através de termopares instalados nos dutos por onde fluíam os gases de escape, mediram-se as temperaturas dos mesmos gases antes e depois de passarem pelo trocador de calor, quando o motor era movido a vapor de álcool; no motor movido a álcool líquido, somente um valor de temperatura de escape era lido, referente ao termopar localizado no coletor de escape, logo após a válvula de escape do cilindro número 1, termopar esse também presente no motor a álcool vaporizado.

No final da tubulação que conduzia o vapor de álcool, exatamente antes de ocorrer a mistura com o ar admitido, outro termopar foi posicionado para verificação da temperatura do vapor; nesse ponto, uma tomada de medida de vácuo foi providenciada através da qual podia-se ler a depressão local provocada pela sucção do motor e com isso, saber o estado termodinâmico da massa de vapor que o motor aspirava; um outro termopar foi utilizado para a verificação da temperatura da mistura na região próxima à válvula de admissão do cilindro número 1, antes da sua entrada na câmara de combustão, sendo também lida a pressão ali reinante.

Ainda foram registradas, em cada experimento, as temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido e pressão atmosférica.

Os valores do ângulo de avanço da centelha da vela de ignição foram determinados por um aparelho que utilizava luz estroboscópica, a qual era emitida sobre o volante do motor devidamente marcado no ponto correspondente ao momento da explosão no cilindro número 1; através de modificações realizadas na posição do distribuidor, que era móvel, tornou-se possível a obtenção do ponto de ignição ótimo o qual determinava o maior torque produzido para uma certa rotação e uma dada carga solicitada ao motor.

O torque produzido era lido no “display” do painel de controle do dinamômetro, o qual foi calibrado previamente aos experimentos através de pesos-padrão.

O consumo de combustível foi estimado pela tomada de tempo, em cronômetro, gasto para a queima de 100 gramas de combustível, procedimento

utilizado para os casos do motor movido a álcool líquido e a álcool vaporizado; a massa de combustível pode ser determinada por meio do emprego de uma balança comum que, recebendo um sensor ótico e um pequeno circuito eletrônico especificamente projetados, acionava o cronômetro em um determinado instante e o parava após o consumo de 100 gramas de combustível ter sido realizado.

No que diz respeito ao consumo de ar, a medida foi feita através de um dispositivo eletrônico que utilizava o princípio de “anemômetro de fio quente”, dispositivo esse que se achava ligado, por duto, à tomada de ar de admissão do motor. Essa ferramenta eletrônica foi calibrada em laboratório empregando-se, para isso, um sistema de placa de orifício.

É extremamente importante dizer que a escolha do álcool etílico como combustível a ser usado no processo de vaporização e alimentação do motor se deveu ao fato do mesmo ser um composto único, com temperatura de ebulição fixa e bastante definida, enquanto que outros combustíveis, como a gasolina, por exemplo, são constituídos por uma mistura de compostos (diferentes hidrocarbonetos), cada qual com sua própria temperatura de vaporização; deve-se ressaltar, ainda, que o ar admitido pelo motor não sofreu qualquer tipo de aquecimento (o que comumente é feito nos motores a álcool líquido) com o objetivo de se minimizar o efeito de queda da eficiência volumétrica, uma vez que o ar aquecido se expande e “enche” menos o motor no curso de admissão.

3.3 – PROJETO DO EXPERIMENTO (TROCADOR DE CALOR)

O trocador de calor em questão aproveitava a energia contida nos gases de escape para vaporizar o álcool que se destinava a alimentar o motor, sendo, portanto, um trocador de calor com mudança de fase envolvida.

Fluido quente: gases de escape

Ta' : temperatura de entrada do fluido quente [°C]

Tb' : temperatura de saída do fluido quente [°C]

Fluido frio: álcool etílico (com mudança de fase)

T_a : temperatura de entrada do fluido frio [°C]

T_b : temperatura de saída do fluido frio (aproximada) [°C]

a) Cálculo da temperatura média dos gases de escape (considerados idealmente como ar aquecido):

$$T_{med(ar)} = \frac{T_a' + T_b'}{2} \quad (3.3.1)$$

Propriedades do ar na temperatura encontrada:

$\rho_{(ar)}$: massa específica do ar [kg/m³]

$C_{p(ar)}$: calor específico do ar a pressão constante [J/kg·°C]

$\mu_{(ar)}$: viscosidade absoluta ou dinâmica do ar [kg/m·s]

$K_{(ar)}$: coeficiente de condutividade térmica do ar [W/m·°C]

b) Cálculo da temperatura média do álcool etílico enquanto líquido:

$$T_{med(al)} = \frac{T_a + T_{sat(al)}}{2} \quad (3.3.2)$$

em que:

$T_{sat(al)}$: temperatura de saturação do álcool etílico [°C]

Propriedades do álcool etílico na temperatura encontrada:

$\rho_{(al)}$: massa específica do álcool etílico [kg/m³]

$C_{p(al)}$: calor específico do álcool etílico a pressão constante [J/kg·°C]

$\mu_{(al)}$: viscosidade absoluta ou dinâmica do álcool etílico [kg/m·s]

$K_{(al)}$: coeficiente de condutividade térmica do álcool etílico [W/m·°C]

$L_{(al)}$: calor latente de vaporização do álcool etílico [J/kg]

c) Cálculo da temperatura média aproximada do vapor de álcool etílico:

$$T_{med_{(al)_{lv}}} = \frac{T_{sat_{(al)}} + T_b}{2} \quad (3.3.3)$$

Propriedades do vapor de álcool etílico na temperatura encontrada:

$\rho_{(al)_{lv}}$: massa específica do vapor de álcool etílico [kg/m³]

$Cp_{(al)_{lv}}$: calor específico do vapor de álcool etílico [J/kg·°C]

d) Cálculo da temperatura final do álcool vaporizado:

$$\begin{aligned} Q'_{(ar)} &= Q'_{(al)} \Rightarrow \\ m'_{(ar)} \cdot Cp_{(ar)} \cdot (Ta' - Tb') &= \\ m'_{(al)} \cdot Cp_{(al)} \cdot (T_{sat_{(al)}} - Ta) + m'_{(al)} \cdot L_{(al)} + m'_{(al)} \cdot Cp_{(al)_{lv}} \cdot (Tb - T_{sat_{(al)}}) & \quad (3.3.4) \end{aligned}$$

em que:

$Q'_{(ar)}$: fluxo de calor para o ar [W]

$Q'_{(al)}$: fluxo de calor para o álcool etílico [W]

$m'_{(ar)}$: descarga mássica de ar [kg/s]

$m'_{(al)}$: descarga mássica de álcool etílico [kg/s]

Observações:

- 1) o trocador de calor se configura como um tubo no interior de outro, com o álcool etílico fluindo no interior do tubo de menor diâmetro (tubo interno) e os gases de escape fluindo no interior do tubo de maior diâmetro (tubo externo ou carcaça);
- 2) a porção externa do tubo interno apresenta superfícies estendidas (aletas) para aumentar a área de contato entre o ar (gases de escape) e o próprio tubo.

e) Cálculo das áreas de escoamento:

Para o ar (gases de escape):

$$A_{th_{(ar)}} = \frac{\Pi \cdot (D_c^2 - D_i^2)}{4} - n \cdot H_f \cdot e \quad (3.3.5)$$

em que:

D_e : diâmetro interno do tubo externo [m]

D_i : diâmetro externo do tubo interno [m]

n : número de aletas

H_f : altura da aleta [m]

$$H_f = \frac{D_e - D_i}{2} \quad (3.3.6)$$

e : espessura da aleta [m]

Para o álcool:

$$A_{\text{fluxo(al)}} = \frac{\Pi \cdot d_i^2}{4} \quad (3.3.7)$$

em que:

d_i : diâmetro interno do tubo interno [m]

f) Cálculo dos perímetros:

Perímetro térmico para o ar (gases de escape):

$$P_{t(ar)} = \Pi \cdot D_i + n \cdot (2 \cdot H_f - e) \quad (3.3.8)$$

Perímetro hidráulico para o ar (gases de escape):

$$P_{h(ar)} = \Pi \cdot (D_e + D_i) + 2 \cdot n \cdot (H_f - e) \quad (3.3.9)$$

Perímetro hidráulico para o álcool etílico:

$$P_{h(al)} = \Pi \cdot d_i \quad (3.3.10)$$

g) Cálculo dos diâmetros equivalentes:

Diâmetro equivalente térmico para o ar (gases de escape):

$$Deq_{t(ar)} = \frac{4 \cdot A_{fluxo(ar)}}{P_{t(ar)}} \quad (3.3.11)$$

Diâmetro equivalente hidráulico para o ar (gases de escape):

$$Deq_{h(ar)} = \frac{4 \cdot A_{fluxo(ar)}}{P_{h(ar)}} \quad (3.3.12)$$

Diâmetro equivalente hidráulico para o álcool etílico:

$$Deq_{h(al)} = \frac{4 \cdot A_{fluxo(al)}}{P_{h(al)}} \quad (3.3.13)$$

h) Cálculo das velocidades:

Para o ar (gases de escape):

$$V_{(ar)} = \frac{m_{(ar)}}{\rho_{(ar)} \cdot A_{fluxo(ar)}} \quad (3.3.14)$$

Para o álcool etílico:

$$V_{(al)} = \frac{m_{(al)}}{\rho_{(al)} \cdot A_{fluxo(al)}} \quad (3.3.15)$$

i) Cálculo do fluxo de calor envolvido no processo:

$$Q_{(ar)} = m_{(ar)} \cdot Cp_{(ar)} \cdot (Ta' - Tb') \quad (3.3.16)$$

j) Cálculo da variação média de temperatura:

$$\Delta T_{med} = \frac{Ta' - Tb'}{\ln \left[\frac{Ta' - Tsat_{(al)}}{Tb' - Tsat_{(al)}} \right]} \quad (3.3.17)$$

k) Cálculo dos números adimensionais:

Para o ar (gases de escape):

Número de Reynolds:

$$Re_{(ar)} = \frac{V_{(ar)} \cdot Deq_{h(ar)} \cdot \rho_{(ar)}}{\mu_{(ar)}} \quad (3.3.18)$$

Número de Prandtl:

$$Pr_{(ar)} = \frac{\mu_{(ar)} \cdot Cp_{(ar)}}{K_{(ar)}} \quad (3.3.19)$$

Para o álcool etílico:

Número de Reynolds:

$$Re_{(al)} = \frac{V_{(al)} \cdot Deq_{h(al)} \cdot \rho_{(al)}}{\mu_{(al)}} \quad (3.3.20)$$

Número de Prandtl:

$$Pr_{(al)} = \frac{\mu_{(al)} \cdot Cp_{(al)}}{K_{(al)}} \quad (3.3.21)$$

Número de Froude:

$$Fr_{(al)} = \frac{V_{(al)}}{g \cdot d_t} \quad (3.3.22)$$

em que:

g : aceleração da gravidade [m/s^2]

l) Cálculo do coeficiente de transferência convectiva para o ar (gases de escape):

$$h_{(ar)} = \frac{0.027 \cdot K_{(ar)} \cdot Re_{(ar)}^{0.8} \cdot Pr_{(ar)}^{0.33}}{Deq_{(ar)}} \cdot \left[\frac{\mu_{(ar)}}{\mu_{sup}} \right]^{0.14} \quad (3.3.23)$$

em que:

μ_{sup} : viscosidade absoluta ou dinâmica do ar na temperatura da superfície onde flui o fluido frio (álcool etílico) [$kg/m \cdot s$]

m) Cálculo do coeficiente m :

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot h_{(ar)}}{e \cdot K_{mat}}} \quad (3.3.24)$$

em que:

K_{mat} : coeficiente de condutividade térmica do material utilizado no trocador de calor [$W/m \cdot ^\circ C$]

n) Cálculo do rendimento de aleta:

$$\eta_f = \frac{tgh(m \cdot H_f)}{m \cdot H_f} \quad (3.3.25)$$

o) Cálculo da área da superfície aletada (estimando um comprimento para o trocador de calor):

$$A_f = 2 \cdot n \cdot H_f \cdot L \quad (3.3.26)$$

em que:

L : comprimento do trocador de calor [m]

p) Cálculo da área da superfície não aletada do trocador de calor:

$$A_u = L \cdot (\Pi \cdot D_i - n \cdot e) \quad (3.3.27)$$

q) Cálculo da área externa total do trocador de calor:

$$A_{ext} = A_f + A_u \quad (3.3.28)$$

r) Cálculo da área interna do trocador de calor:

$$A_i = \Pi \cdot d_i \cdot L \quad (3.3.29)$$

s) Cálculo do rendimento da superfície aletada:

$$\eta_{sup} = 1 - (1 - \eta_f) \cdot \frac{A_f}{A_{ext}} \quad (3.3.30)$$

t) Cálculo do coeficiente de transferência convectiva para o álcool etílico:

Coeficiente K_{Fr} :

$$K_{Fr} = 1 \xrightarrow{sc} Fr_{(al)} > 0.04 \quad (3.3.31)$$

$$K_{Fr} = (25 \cdot Fr_{(al)})^{-0.3} \xrightarrow{sc} Fr_{(al)} < 0.04 \quad (3.3.32)$$

Coeficiente C_o :

$$C_o = \left[\frac{(1 - \chi)}{\chi} \right]^{0.8} \cdot \left(\frac{\rho_{(al)Y}}{\rho_{(al)}} \right)^{0.5} \cdot K_{Fr} \quad (3.3.33)$$

em que:

χ : título do vapor de álcool etílico

Correlação de ebulição convectiva:

$$F_{cb} = f(C_o) \quad (3.3.34)$$

$$F_{cb} = 1.8 \cdot C_o^{-0.8} \xrightarrow{sc} C_o < 1.0 \quad (3.3.35)$$

$$F_{cb} = 1.0 + 0.8 \cdot \exp(1 - C_o^{0.5}) \xrightarrow{sc} C_o > 1.0 \quad (3.3.36)$$

Para o álcool etílico na fase líquida:

$$h_{(al)_l} = 0.023 \cdot \left(\frac{K_{(al)}}{d_i} \right) \cdot Re_{(al)}^{0.8} \cdot Pr_{(al)}^{0.4} \quad (3.3.37)$$

Coefficiente final:

$$h_{(al)} = h_{(al)_l} \cdot \int_{\chi_i}^{\chi_f} F_{cb}(\chi)(1-\chi)d\chi \quad (3.3.38)$$

em que:

χ_i : título inicial do vapor de álcool etílico ($\chi_i = 0$)

χ_f : título final do vapor de álcool etílico ($\chi_f = 1$ ou 100%)

u) Cálculo do coeficiente global de transmissão de calor:

$$U_{ext} = \frac{1}{\frac{1}{\eta_{sup}} \cdot \frac{1}{h_{(ar)}} + \frac{A_{ext}}{A_i} \cdot \frac{1}{h_{(al)}} + \frac{D_i}{2 \cdot K_{mat}} \cdot \ln\left(\frac{D_i}{d_i}\right)} \quad (3.3.39)$$

v) Cálculo da área de transferência de calor:

$$Q_{(ar)} = U_{ext} \cdot A_{ext} \cdot \Delta T_{med} \quad (3.3.40)$$

O processo de cálculo do trocador de calor é interativo: um primeiro valor para o seu comprimento (L) é estimado e todos os demais números são obtidos em função dessa estimativa; se $Q_{(ar)}$ e $Q_{(al)}$ assumem valores próximos, o permutador de calor está corretamente dimensionado; caso contrário, outro valor deve ser conferido ao seu comprimento e novo cálculo deve ser feito.

De acordo com os cálculos realizados, construiu-se um trocador de calor com 80 mm de diâmetro de tubo interno, 180 mm de diâmetro de tubo externo e 500 mm de comprimento total.

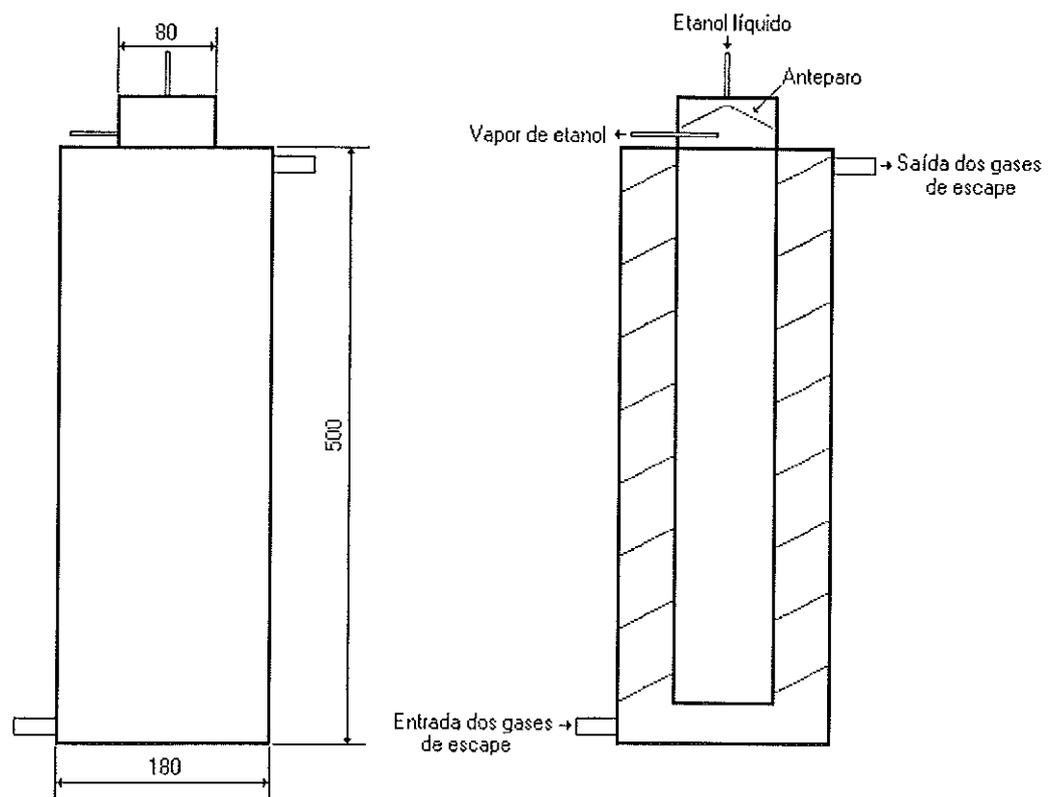


Figura 3.3.1: trocador de calor para vaporização do etanol.

CAPÍTULO 4

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Uma gama considerável de dados coletados na fase experimental mostra os aspectos mais relevantes que foram observados, sendo discutidos, agora, os principais tópicos relacionados à pesquisa propriamente dita.

É extremamente importante salientar que os gráficos traçados foram baseados em dados colhidos durante a complexa e minuciosa experimentação feita em laboratório; todas as medições realizadas se acham totalmente descritas no item A.3 do apêndice.

4.1 – ANÁLISE DA TEMPERATURA DO VAPOR DE ÁLCOOL

Como a proposição inicial do trabalho era de se alimentar o motor com álcool etílico hidratado combustível na forma vaporizada, demonstra-se, através da Figura 4.1.1, que as temperaturas alcançadas pelo álcool realmente o caracterizaram como vapor de álcool, sendo que a leitura da pressão do vapor imediatamente antes da sua mistura com o ar admitido pelo motor indicava um valor próximo ao da pressão atmosférica.

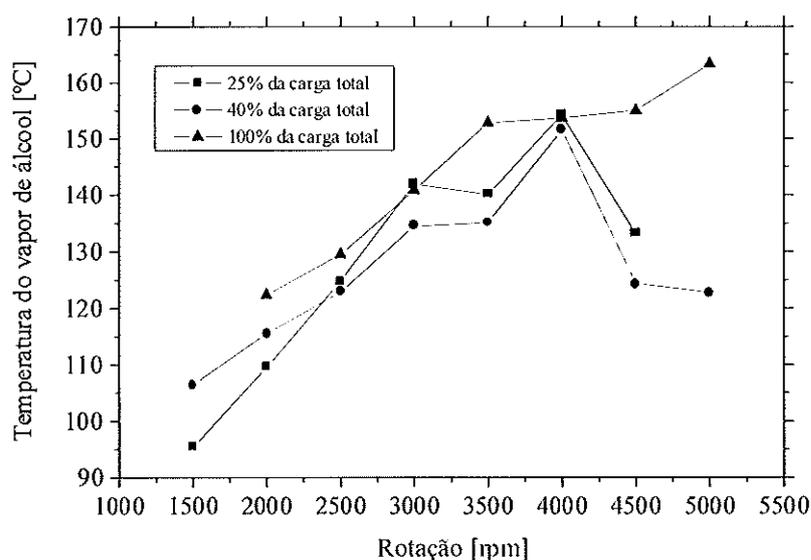


Figura 4.1.1: temperatura do vapor de álcool (na saída do trocador de calor) em função da rotação e da carga solicitada ao motor.

Assim, com temperaturas médias do álcool entre 100°C e 150°C e pressão praticamente igual à atmosférica, o estado era de vapor superaquecido de álcool etílico (ver diagrama pressão-entalpia do álcool etílico no item A.2 do apêndice segundo o qual a temperatura de saturação é de 78,2°C para pressão de 100 kPa).

A Figura 4.1.1 mostra a variação da temperatura do vapor de álcool em relação à rotação, para as cargas de 25%, 40% e 100% do valor total possível.

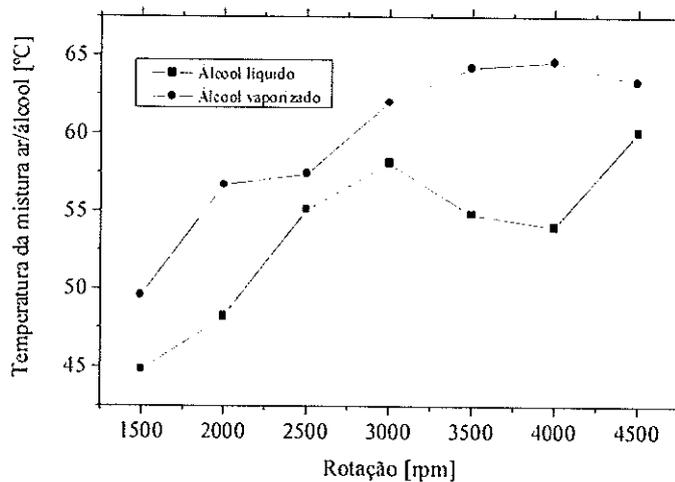
Pelo gráfico, verifica-se claramente que as temperaturas do vapor de álcool tendiam a ser maiores para rotações maiores, reduzindo-se com a diminuição dessas rotações, o que se explicava pelo fato das temperaturas dos gases de escape caírem com essa diminuição, já que o vapor era gerado no trocador de calor instalado ao lado do coletor de escapamento; as razões para o aumento da temperatura dos gases de escape, ao se aumentar a rotação, serão discutidas logo mais adiante.

4.2 – ANÁLISE DA TEMPERATURA DA MISTURA AR/ÁLCOOL

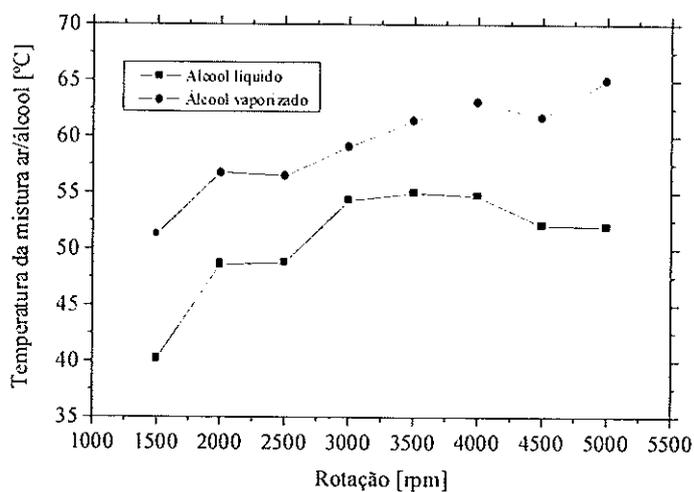
A mistura ar/álcool apresentou comportamento bastante similar, independentemente do tipo de alimentação do motor, ou seja, quando o motor era movido a álcool vaporizado, a temperatura da mistura assumia valores muito semelhantes àqueles relacionados ao motor movido a álcool líquido, apesar de ligeiramente superiores, demonstrando que o motor original funcionava com, pelo menos, uma parcela do combustível já vaporizada.

De acordo com as Figuras 4.2.1, 4.2.2 e 4.2.3, a temperatura da mistura no motor a álcool vaporizado aumentava com a elevação da rotação, varrendo uma faixa desde 50°C até 70°C; isso ocorria pois a temperatura da mistura era determinada pela presença do vapor de álcool que, por sua vez, era diretamente influenciado pelos gases de escape.

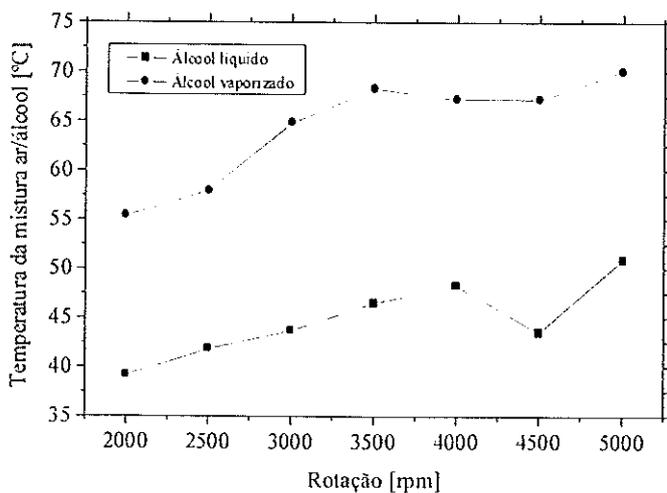
No caso da mistura do motor a álcool líquido, a temperatura também subia com o aumento da rotação devido ao crescimento da temperatura do cabeçote na região das válvulas de admissão: como o combustível era finamente pulverizado pelos bicos injetores nas portas (região do cabeçote próxima às válvulas) com as



(4.2.1)



(4.2.2)



(4.2.3)

Figuras 4.2.1, 4.2.2, 4.2.3: temperatura da mistura ar/álcool em função da rotação e do tipo de alimentação (respectivamente para 25%, 40%, 100% da carga total).

mesmas válvulas ainda fechadas, havia um determinado intervalo de tempo durante o qual parte do combustível se vaporizava, elevando a temperatura da mistura, apesar do efeito contrário proporcionado pela vaporização da parcela líquida de álcool na corrente de ar.

Deste modo, os perfis de temperatura da mistura no motor a álcool líquido e no motor a álcool vaporizado eram semelhantes.

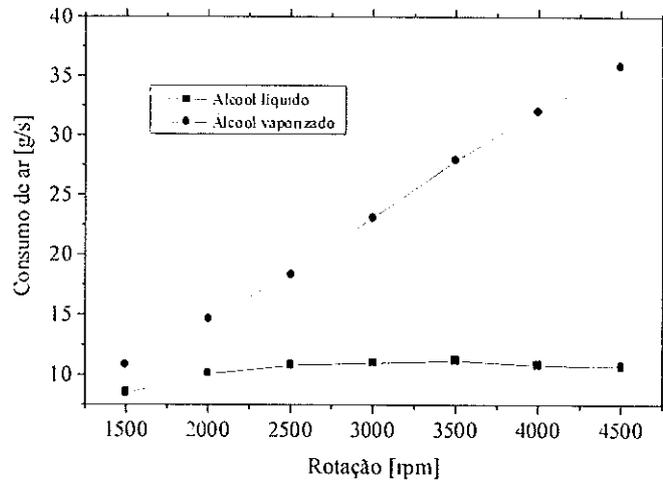
Uma observação deve ser feita quanto às mínimas temperaturas atingidas pela mistura de ar e álcool vaporizado: os valores mais baixos encontrados foram de 50°C (ver item A.3 do apêndice), não atingindo, pois, o limite de 39°C que corresponde ao chamado ponto de orvalho do etanol; isso impedia que o vapor de álcool voltasse a se condensar no processo de admissão, mesmo não havendo aquecimento do ar aspirado pelo motor, com o que se procurou minimizar a diminuição da eficiência volumétrica.

As temperaturas da mistura no motor a álcool líquido também foram sempre superiores ao limite de 39°C, porém, não garantiram o funcionamento do motor com combustível totalmente vaporizado e sim, com uma porção do mesmo combustível vaporizado pelas trocas de calor entre as pequenas gotículas pulverizadas pelos bicos injetores e as paredes do coletor de admissão e superfícies das válvulas, regiões reconhecidamente muito quentes.

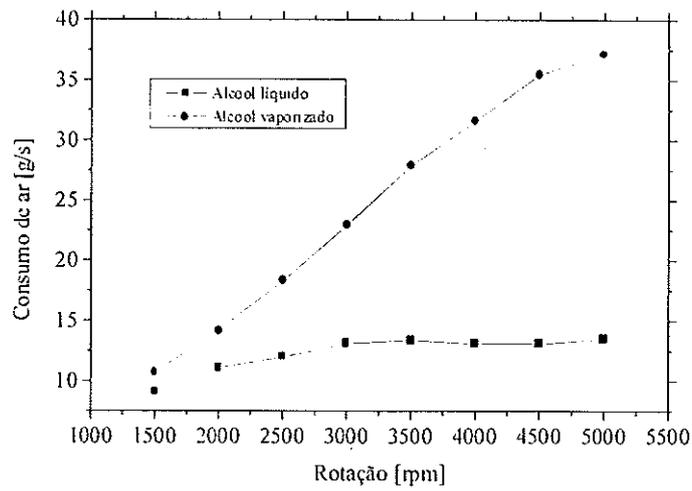
A característica peculiar da alimentação com álcool vaporizado se prendeu ao fato do vapor gerado ter sido inserido no coletor de admissão na região da válvula-borboleta (espécie de “carburação a gás”), em um venturi especialmente construído para promover a sucção do combustível vaporizado, o que concorreu, de modo decisivo, para homogeneizar perfeitamente bem a mistura ar/álcool, o que não ocorria no motor original.

4.3 – ANÁLISE DO CONSUMO DE AR

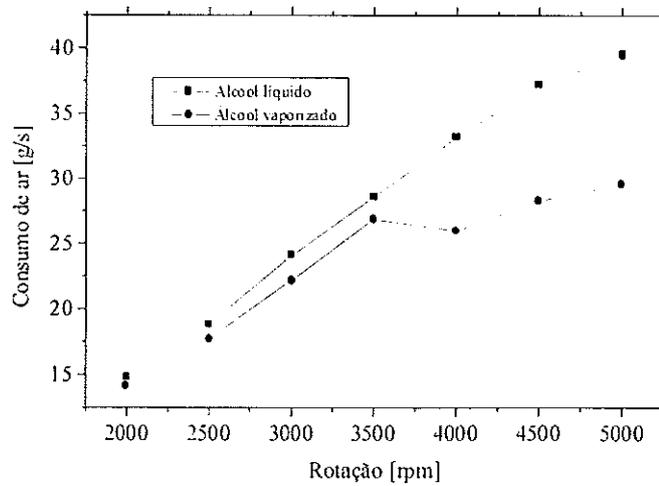
Analisando-se as Figuras 4.3.1, 4.3.2 e 4.3.3, verifica-se que o consumo de ar do motor a álcool vaporizado era substancialmente maior que aquele do motor



(4.3.1)



(4.3.2)



(4.3.3)

Figuras 4.3.1, 4.3.2, 4.3.3: consumo de ar em função da rotação e do tipo de alimentação (respectivamente para 25%, 40%, 100% da carga total).

a álcool líquido nas cargas de 25% e 40% do valor total, devido ao fato do combustível vaporizado permitir o funcionamento do motor com grande excesso de ar. Por essa razão, procurou-se operar o motor a álcool vaporizado com válvula-borboleta (válvula de aceleração) totalmente aberta, buscando-se os mesmos níveis de torque do motor original (álcool líquido); como conseqüência, os valores de descarga de ar, nesses regimes de carga (parciais), foram muito maiores.

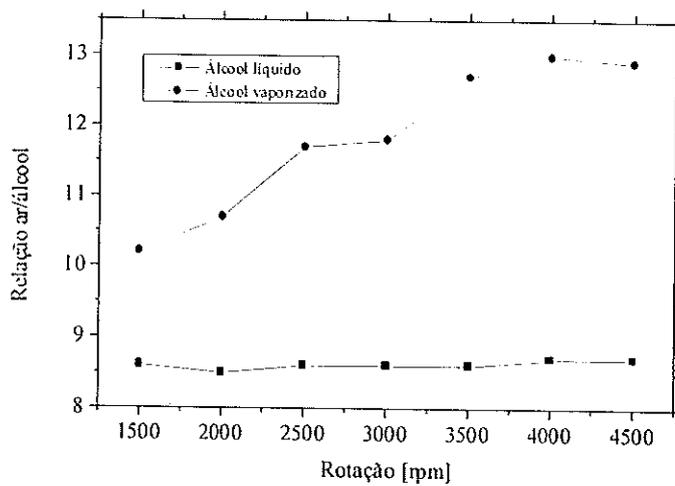
Para o caso de 100% da carga total, o que se observou foi exatamente o inverso: o motor a álcool líquido passou a ter um consumo de ar maior que o motor a álcool vaporizado, principalmente a partir da rotação de 3500 rpm, o que se explicava pela presença do combustível vaporizado, com elevado volume específico.

Como o torque produzido pelo motor é diretamente proporcional à descarga de ar por ele determinada, a curva de torque do motor a álcool vaporizado se situou num patamar inferior àquele do motor a álcool líquido, sobretudo nas rotações mais altas, o que caracteriza os motores comumente alimentados com combustível vaporizado ou gasoso. Normalmente, esses motores sofrem uma diminuição na sua eficiência volumétrica pois o vapor (ou gás) possui um grande volume específico, provocando o deslocamento do ar que é admitido pelos motores, isto é, o volume ocupado pelo combustível vaporizado (ou gasoso) toma, de certa forma, o “lugar” do ar no processo de admissão, conduzindo a uma queda no torque produzido; no caso do álcool vaporizado, a situação tende a se agravar porque para existir, o vapor deve estar a temperaturas elevadas, tornando a mistura aquecida que, assim, se expande e, como conseqüência, preenche menos o espaço interior do cilindro.

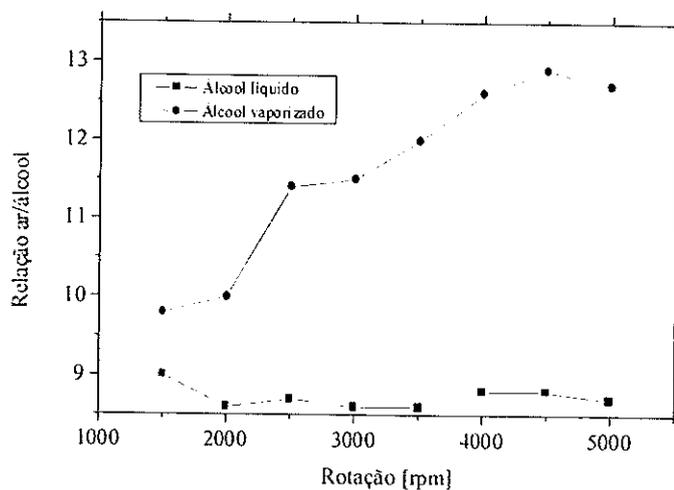
4.4 – ANÁLISE DA RELAÇÃO AR/ÁLCOOL

As Figuras 4.4.1, 4.4.2 e 4.4.3 apresentam a relação ar/álcool em função da rotação e do tipo de alimentação, para o motor a álcool líquido e para o motor a álcool vaporizado.

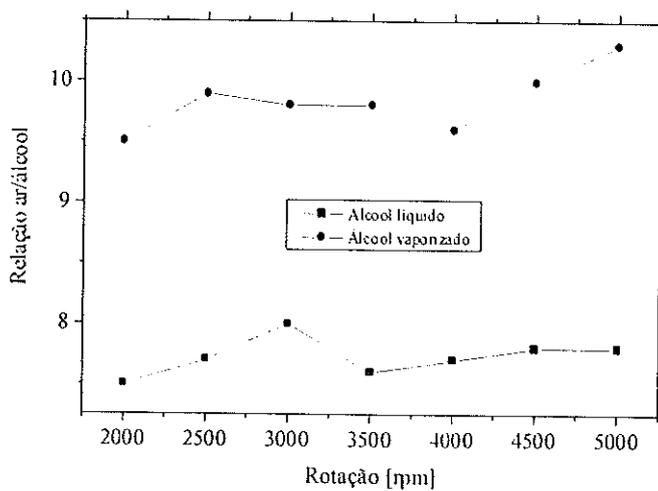
Pelas figuras, observa-se que o motor a álcool líquido era alimentado por misturas cujos valores se situavam sempre próximos ao nível estequiométrico (8,33



(4.4.1)



(4.4.2)



(4.4.3)

Figuras 4.4.1, 4.4.2, 4.4.3: relação ar/álcool em função da rotação e do tipo de alimentação (respectivamente para 25%, 40%, 100% da carga total).

kg de ar para 1 kg de álcool etílico hidratado combustível), a 25% e 40% da carga total, independentemente da rotação; a 100% da carga total, a relação ar/álcool caía para algo em torno de 7,8, para todas as rotações, demonstrando que a diminuição da relação ar/álcool se fazia necessária para sustentar os regimes de cargas mais elevadas através de pressões médias efetivas mais altas, o que era conseguido com aumento da participação do combustível para diminuir a fração de oxigênio não queimado e liberar maior quantidade de energia química.

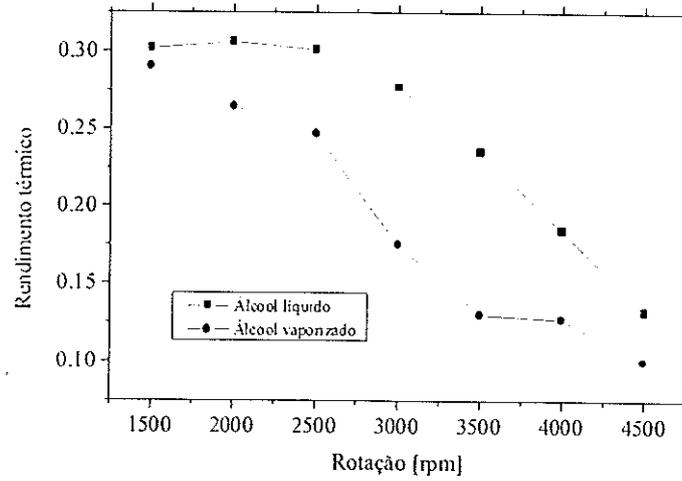
A mistura mais rica no motor a álcool líquido existia para suprir as deficiências inerentes à alimentação por combustível líquido pois o mesmo se deslocava em direção ao cilindro como uma película líquida (filme de combustível), como gotículas suspensas na corrente de ar (pulverização) e como vapor misturado ao ar, o que caracterizava a heterogeneidade da mistura; a combustão tendia a ser menos regular, com porções da mistura mais pobres e outras mais ricas, exigindo maior presença de combustível para o aproveitamento do ar admitido.

No caso do motor a álcool vaporizado, as misturas eram muito mais pobres, com valores bem acima do nível estequiométrico (excesso de ar de até 50%), seguindo um comportamento que tendia a um maior empobrecimento em rotações mais elevadas. Isso era possível pois o combustível na forma de vapor se misturava perfeitamente bem com o ar, formando uma mistura com propriedades extremamente uniformes em toda a sua extensão, o que permitia queimas com pequena participação do álcool graças à ampliação dos limites de inflamabilidade; o aproveitamento do combustível era grande, como grande era o consumo de oxigênio, com conseqüente aumento da energia liberada.

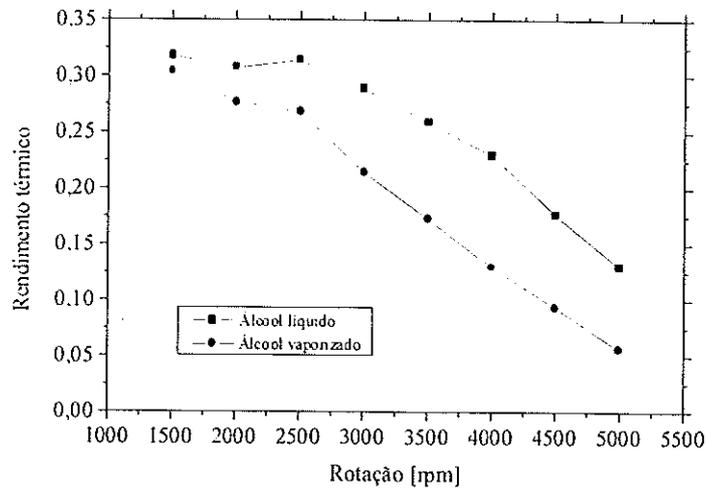
4.5 – ANÁLISE DO RENDIMENTO TÉRMICO

O rendimento térmico do motor está representado nas Figuras 4.5.1, 4.5.2 e 4.5.3, nas quais aparece em função da rotação e do tipo de alimentação.

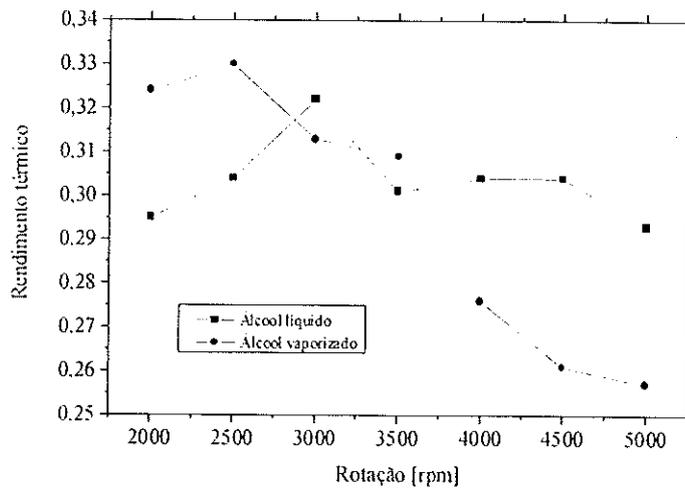
Pelas figuras, constata-se que o rendimento, em ambos os casos (motor a álcool líquido e motor a álcool vaporizado) diminuía com o aumento da rotação pois



(4.5.1)



(4.5.2)



(4.5.3)

Figuras 4.5.1, 4.5.2, 4.5.3: rendimento térmico em função da rotação e do tipo de alimentação (respectivamente para 25%, 40%, 100% da carga total).

os níveis de torque não aumentavam na mesma proporção que o consumo de combustível, o que permite deduzir que os menores tempos disponíveis para que o processo de combustão pudesse ocorrer no interior da câmara de combustão não eram favoráveis a uma boa reação de oxidação do combustível, reação essa que convertia a energia química presente no álcool em trabalho realizado (ver discussão acerca desse aspecto na análise das emissões de poluentes).

Confrontando os gráficos, observa-se que o motor a álcool vaporizado (com uma espécie de dispositivo de “carburação a gás”) apresentava rendimento térmico superior àquele do motor a álcool líquido a 100% da carga total e em baixas rotações (2000 a 3000 rpm), superando os valores apresentados pelo motor original, apesar desse ser alimentado eletronicamente por um sistema de injeção múltipla indireta.

Uma das razões principais desse melhor rendimento se devia à queima de misturas mais pobres, que se aproximavam bastante do chamado padrão-ar (idealmente, motor operando somente com ar); nesse padrão, os calores específicos variam pouco com a temperatura e o valor de k (coeficiente isoentrópico) apresenta mínima queda, levando o rendimento a assumir maiores valores, de acordo com a expressão:

$$\eta = 1 - \frac{1}{r^{(k-1)}} \quad (4.5.1)$$

em que:

r : razão de compressão

k : coeficiente isoentrópico

η : rendimento térmico

Além desse aspecto, o fato do combustível estar vaporizado impunha maior agitação molecular à mistura (que por sua vez, apresentava temperatura maior), o que promovia melhor aproveitamento da energia contida no combustível; a homogeneidade da mistura, no caso, era o fator preponderante para possibilitar a combustão em misturas pobres, a qual ocorria de modo mais completo, favorecendo o aumento do rendimento.

Em outras cargas solicitadas ao motor (25% e 40% do valor total) e em outras rotações, o rendimento térmico do motor a álcool líquido foi sempre superior, possibilitando concluir que a utilização de álcool vaporizado em um motor com taxa de compressão da ordem de 13,5/1 não era favorável à obtenção de bons níveis de rendimento, devido ao aparecimento do fenômeno da detonação observada nessas circunstâncias.

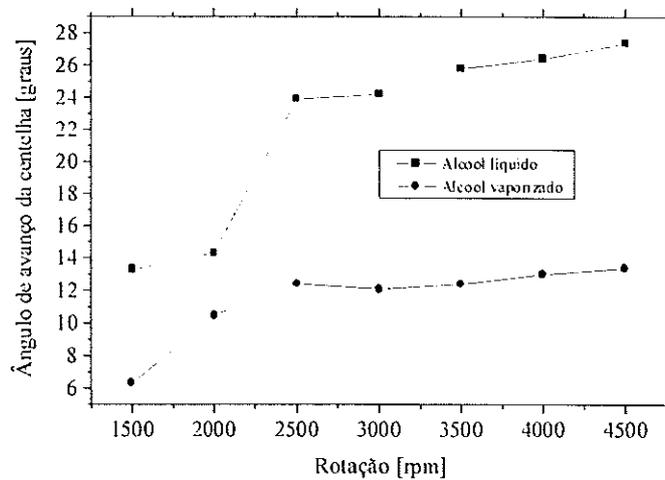
Como as temperaturas da mistura, no motor a álcool vaporizado, eram relativamente maiores às já elevadas temperaturas da mistura do motor a álcool líquido original, as temperaturas de final de compressão atingiam valores consideráveis, se aproximando do nível de auto-inflamação do combustível; além disso, a presença do vapor de álcool contribuía para maior atividade molecular, que aliada à homogeneidade característica da mistura, levava a um menor atraso no período de indução da queima; assim o efeito acelerador da elevada taxa de compressão precipitava o fenômeno da detonação, reduzindo o rendimento obtido.

4.6 – ANÁLISE DO ÂNGULO DE AVANÇO DA CENTELHA

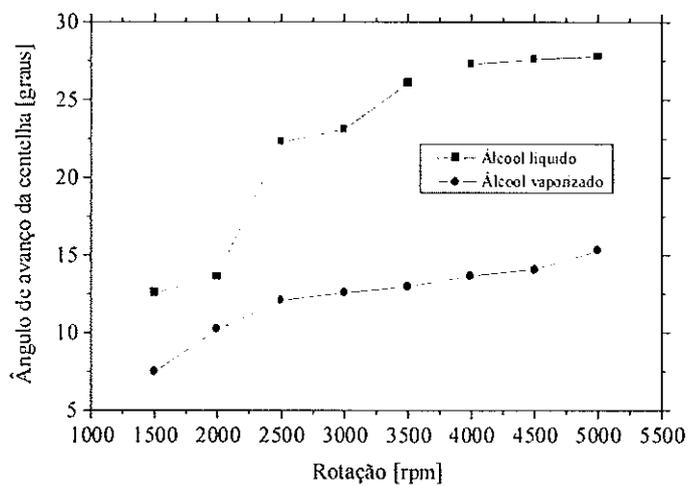
As Figuras 4.6.1, 4.6.2, e 4.6.3 trazem o comportamento do ângulo de avanço da centelha contra a rotação e o tipo de alimentação; por elas, para os dois tipos de alimentação, percebe-se que o ângulo de avanço crescia com o aumento da rotação, já que para o regime de rotações elevadas, os ângulos de avanço deviam ser grandes para que a queima do combustível pudesse ser totalmente realizada no interior da câmara de combustão (cilindro).

As diferenças entre as figuras se baseiam em dois pontos, quais sejam, maiores ângulos de avanço para as cargas de 25% e 40% do valor total, no caso do motor a álcool líquido, e praticamente o mesmo nível de ângulos de avanço para os dois tipos de alimentação a 100% da carga total.

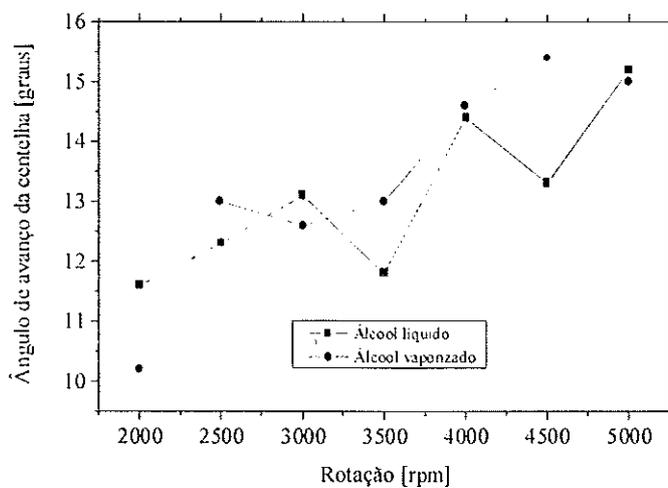
O uso de misturas pobres na alimentação de motores geralmente é acompanhado por ângulos de avanço elevados pois a combustão com excesso de ar apresenta baixas velocidades de queima; o que se verifica no caso da experimentação



(4.6.1)



(4.6.2)



(4.6.3)

Figuras 4.6.1, 4.6.2, 4.6.3: ângulo de avanço da centelha em função da rotação e do tipo de alimentação (respectivamente para 25%, 40%, 100% da carga total).

realizada é exatamente o contrário, ou seja, os ângulos de avanço do motor a álcool vaporizado foram bastante baixos, se comparados com aqueles apresentados pelo motor a álcool líquido, devido, principalmente, à taxa de compressão muito elevada (13.5/1) do motor usado como objeto de estudos, taxa essa que associada à maior temperatura da mistura ar/álcool vaporizado e à sua maior homogeneidade, causava uma grande elevação da velocidade de queima, provocando o aparecimento do fenômeno da detonação e exigindo grande diminuição do ângulo de avanço.

Nessa situação, a presença de misturas de ar e combustível vaporizado homogeneamente formadas contribuía para que os ditos elementos vizinhos da própria mistura (radicais químicos) reagissem simultaneamente, invertendo o que seria o comportamento da queima do álcool vaporizado, ou seja, a velocidade de queima das misturas pobres nesse tipo de alimentação passava a ser tão grande quanto ou maior que aquela das misturas estequiométricas do motor a álcool líquido.

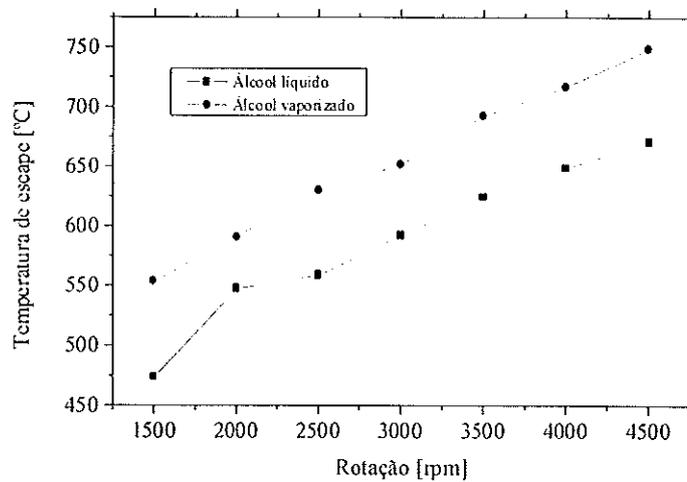
A 100% da carga total, os ângulos de avanço da centelha foram semelhantes para os dois tipos de alimentação pois o motor a álcool líquido passou a funcionar com misturas levemente ricas, o que determinava maiores velocidades de queima que, por sua vez, eram bastante próximas daquelas verificadas no motor a álcool vaporizado.

4.7 – ANÁLISE DA TEMPERATURA DOS GASES DE ESCAPE

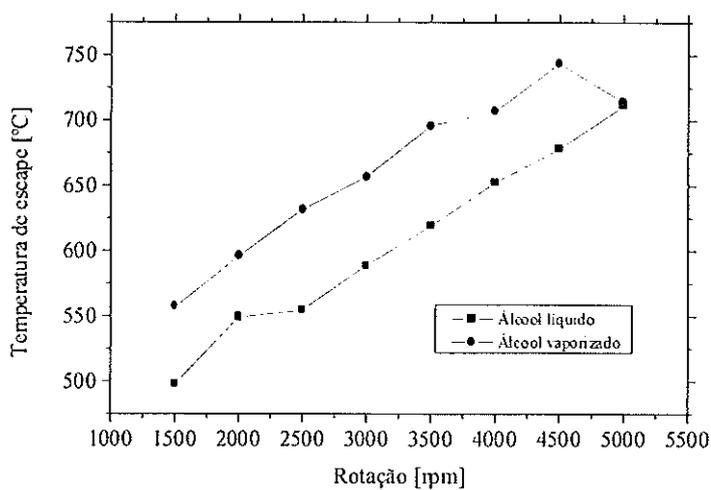
A temperatura dos gases de escape é retratada pelas figuras 4.7.1, 4.7.2 e 4.7.3, em função da rotação e do tipo de alimentação do motor.

As curvas mostram que a temperatura dos gases de escape subiam com o aumento da rotação, em razão do maior montante de energia envolvido pois nas rotações mais elevadas, a quantidade de combustível consumido era bem maior.

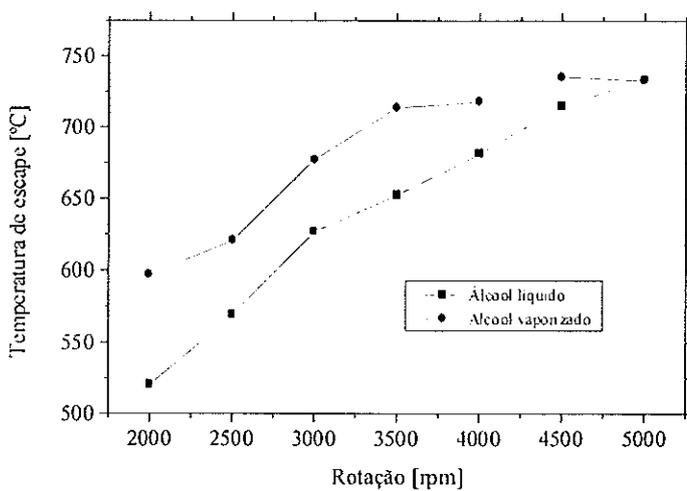
Há um grande contraste observado nos gráficos, o qual se refere à diferença entre as temperaturas de escape, comparando o motor a álcool líquido com o mesmo movido a álcool vaporizado: as temperaturas de escape no motor a álcool vaporizado eram maiores que aquelas do motor a álcool líquido, devido a dois fatores marcantes.



(4.7.1)



(4.7.2)



(4.7.3)

Figuras 4.7.1, 4.7.2, 4.7.3: temperatura de escape em função da rotação e do tipo de alimentação (respectivamente para 25%, 40%, 100% da carga total).

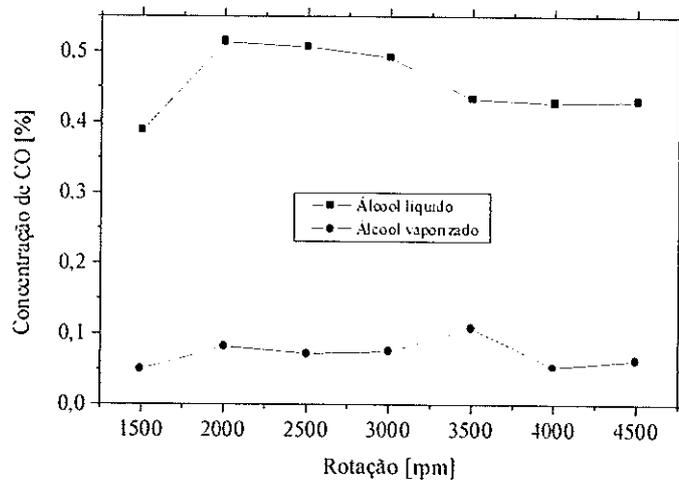
O primeiro aspecto diz respeito à utilização de misturas pobres (com grande excesso de ar) empregadas no motor a álcool vaporizado, que determinavam o aparecimento do início da interrupção de queima (conhecido na literatura corrente como “misfire”); com esse fenômeno presente, parte do combustível não se queimava no interior da câmara de combustão, o que acabava acontecendo no coletor de escapamento, elevando, assim, as temperaturas de escape.

Outro fator também importante se liga à taxa de compressão original do motor, taxa essa cujo efeito, como já foi explicado, se somava às temperaturas elevadas da mistura ar/álcool vaporizado e à sua homogeneidade, exigindo acentuada diminuição do ângulo de avanço da centelha para que o fenômeno da detonação fosse evitado; com esse atraso no momento da centelha de ignição, o tempo disponível para que a combustão ocorresse no interior da câmara era reduzido, restando traços de combustível sendo queimado no coletor de escapamento, o que aumentava as temperaturas de escape, conforme dito anteriormente.

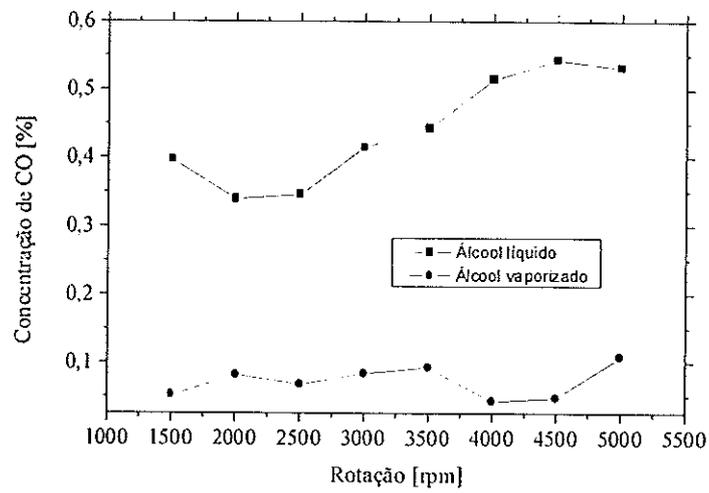
4.8 – ANÁLISE DAS EMISSÕES DE GASES POLUENTES

As Figuras 4.8.13, 4.8.14 e 4.8.15, que relatam a concentração de oxigênio emitida pelo motor a álcool líquido e a álcool vaporizado, comprovam, de modo indiscutível, o funcionamento do motor a álcool vaporizado com alto excesso de ar, chegando a atingir, em alguns pontos, valores acima de 50% ($\lambda=1,5$), graças à presença do combustível vaporizado que, por favorecer a formação de misturas ar/álcool bastante homogêneas, permitia a utilização da faixa pobre do seu limite de inflamabilidade.

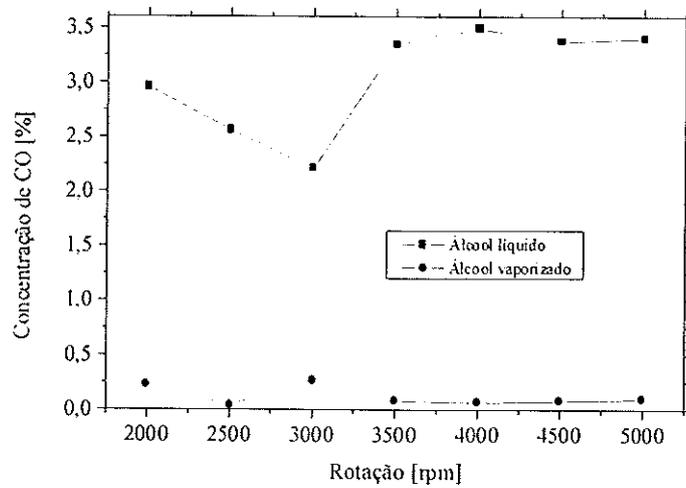
Assim, a queima de misturas pobres possibilitou ao motor a álcool vaporizado, em todas as rotações e todas as solicitações de carga, emissão praticamente nula de monóxido de carbono frente ao motor a álcool líquido, como atestam as Figuras 4.8.1, 4.8.2 e 4.8.3, o que vai de encontro com informações da literatura corrente que mostra baixíssimos índices de CO em combustão de misturas acima do ponto estequiométrico, notadamente com 20% de excesso de ar ou mais.



(4.8.1)

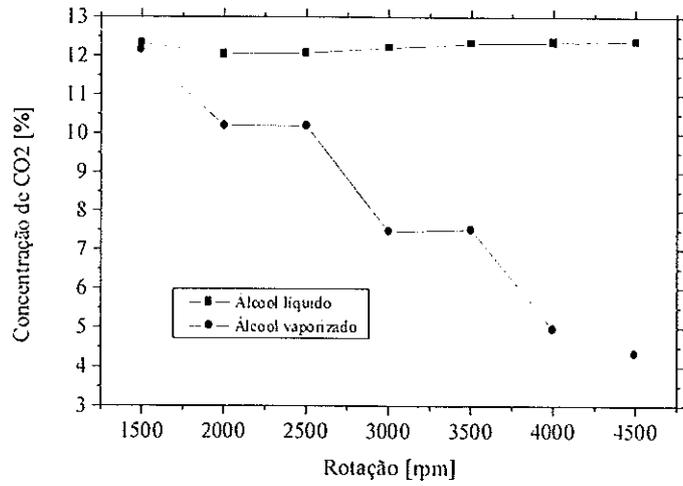


(4.8.2)

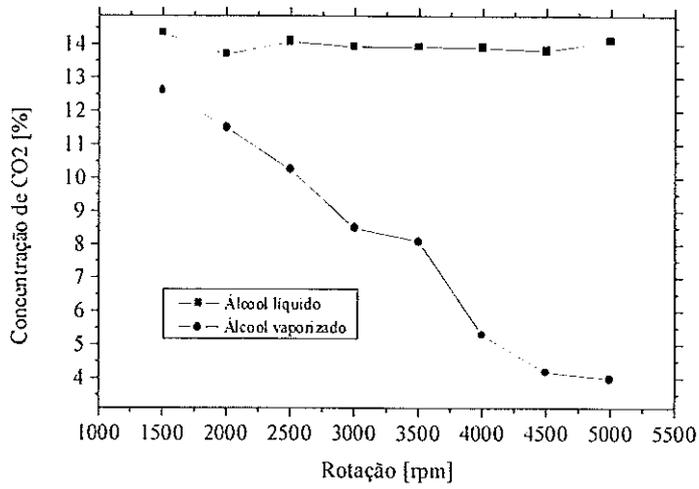


(4.8.3)

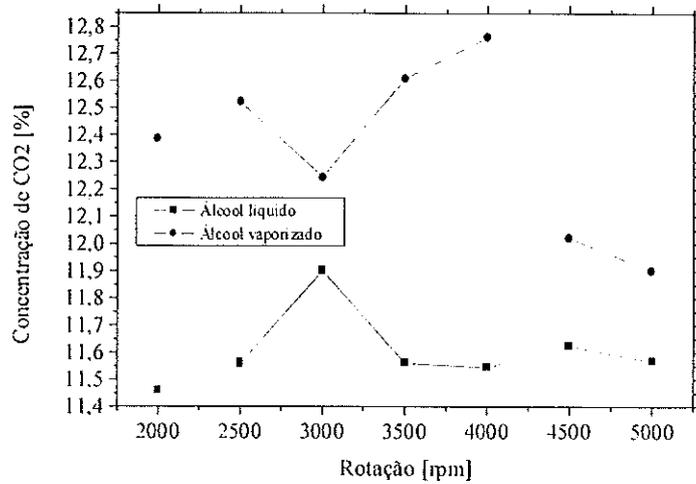
Figuras 4.8.1, 4.8.2, 4.8.3: concentração de CO em função da rotação e do tipo de alimentação (respectivamente para 25%, 40%, 100% da carga total).



(4.8.4)

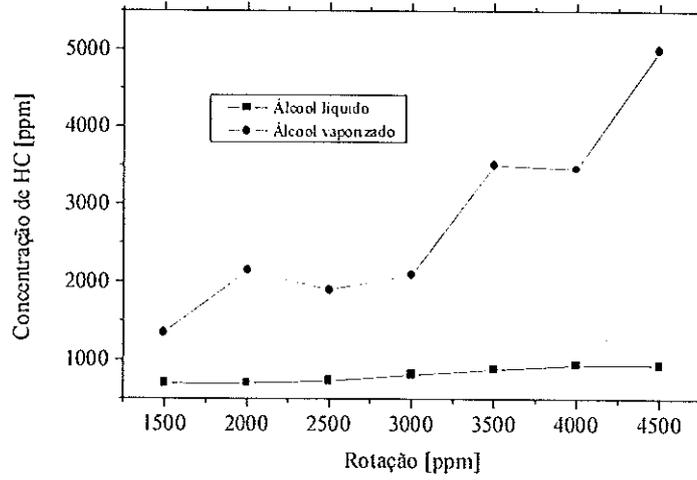


(4.8.5)

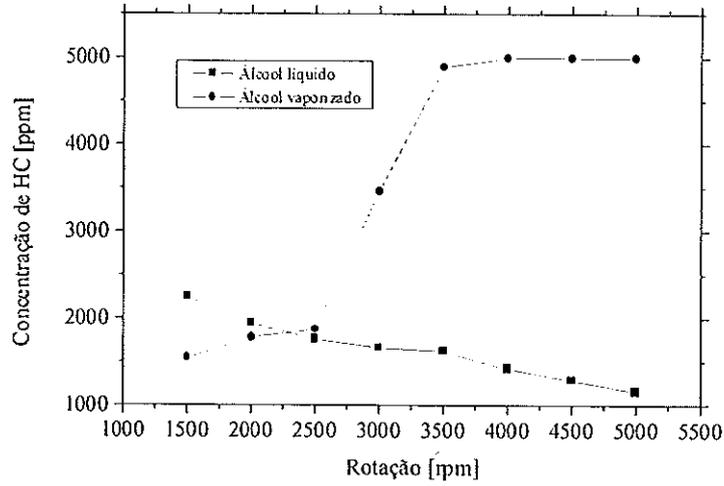


(4.8.6)

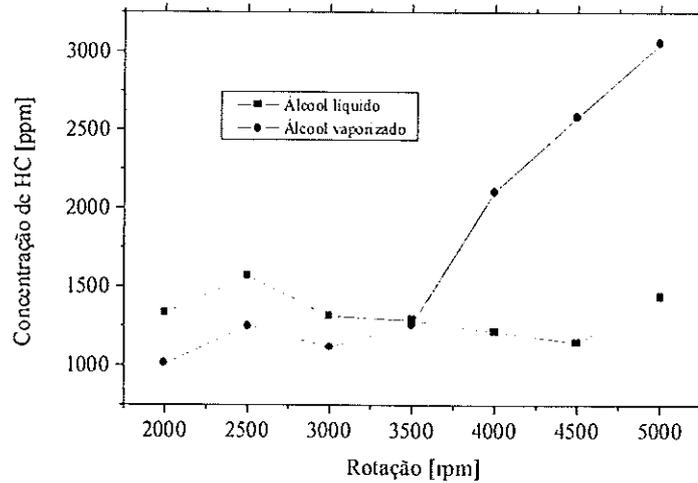
Figuras 4.8.4, 4.8.5, 4.8.6: concentração de CO_2 em função da rotação e do tipo de alimentação (respectivamente para 25%, 40%, 100% da carga total).



(4.8.7)

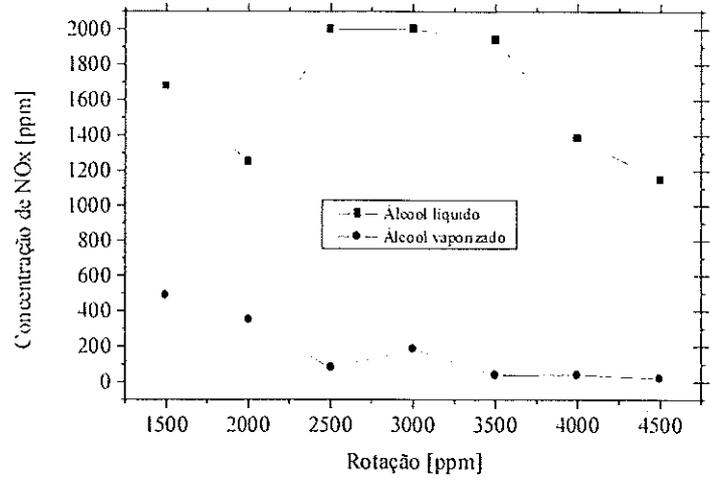


(4.8.8)

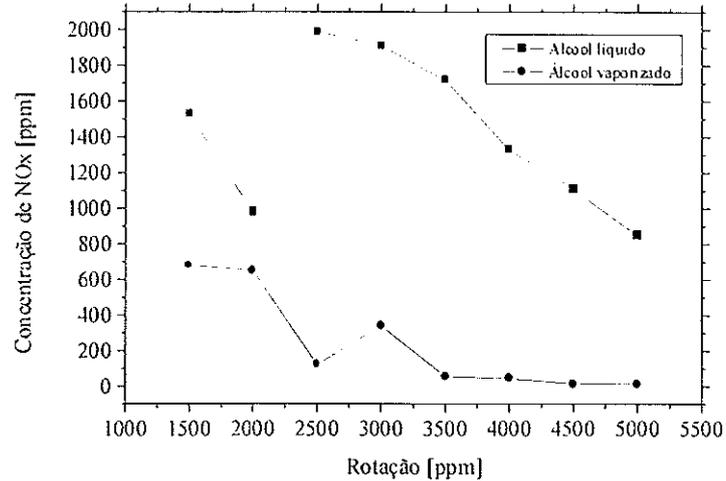


(4.8.9)

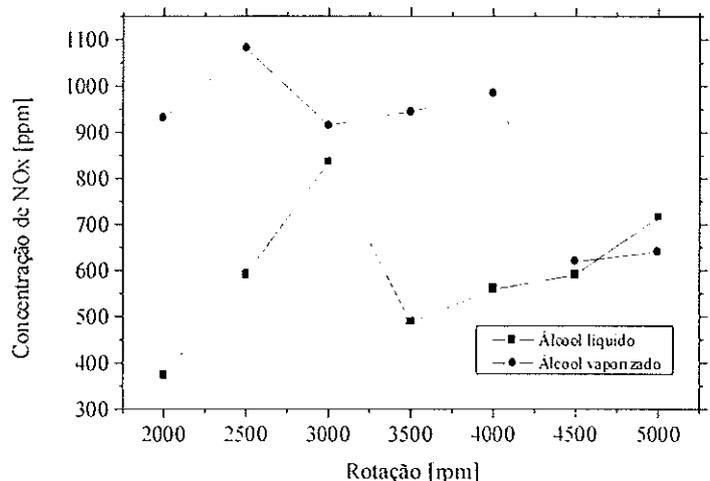
Figuras 4.8.7, 4.8.8, 4.8.9: concentração de HC em função da rotação e do tipo de alimentação (respectivamente para 25%, 40%, 100% da carga total).



(4.8.10)

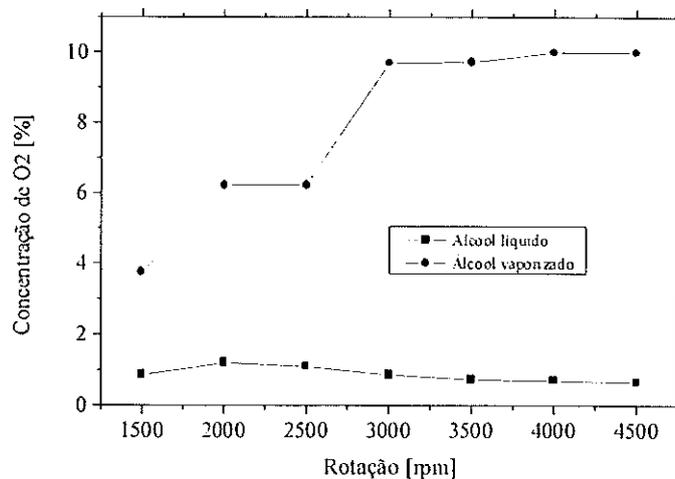


(4.8.11)

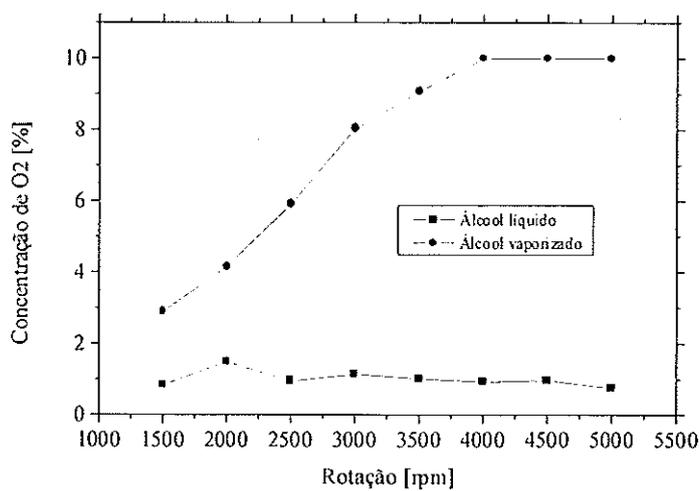


(4.8.12)

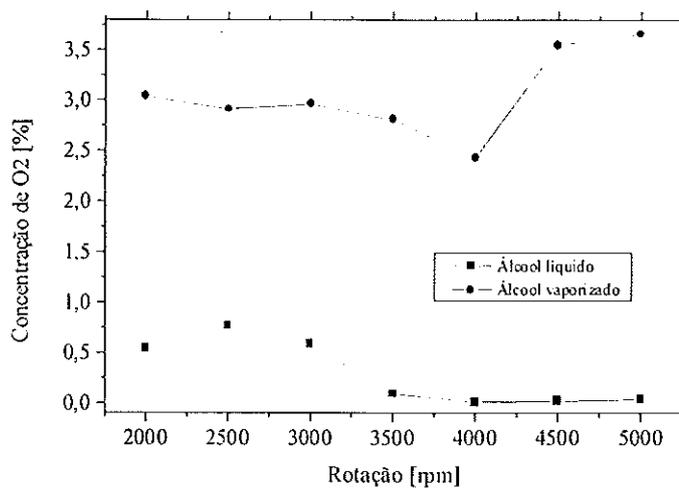
Figuras 4.8.10, 4.8.11, 4.8.12: concentração de NO_x em função da rotação e do tipo de alimentação (respectivamente para 25%, 40%, 100% da carga total).



(4.8.13)



(4.8.14)



(4.8.15)

Figuras 4.8.13, 4.8.14, 4.8.15: concentração de O_2 em função da rotação e do tipo de alimentação (respectivamente para 25%, 40%, 100% da carga total).

Analisando-se as Figuras 4.8.4, 4.8.5 e 4.8.6, percebe-se que, a 25% e a 40% da carga total, a concentração de dióxido de carbono emitida pelo motor a álcool vaporizado era bem menor que aquela eliminada pelo motor a álcool líquido, demonstrando que boa parte do carbono proveniente do combustível não estava sendo oxidado totalmente, fato comprovado ao se observar, em conjunto, as emissões de hidrocarbonetos mostradas pelas figuras 4.8.7, 4.8.8 e 4.8.9. Sempre que a concentração de dióxido de carbono se situava em níveis mais baixos, as emissões de hidrocarbonetos cresciam, pois o carbono da molécula do álcool permanecia ligado ao hidrogênio, formando hidrocarbonetos livres detectados ao longo do experimento; portanto, como a participação mássica do carbono era fixa a partir da sua presença no combustível, ou ele se oxidava totalmente formando dióxido de carbono, ou continuava ligado a hidrogênio, produzindo traços de hidrocarbonetos.

As causas desse fato são ligadas à elevada taxa de compressão do motor que, determinando o aparecimento do fenômeno da detonação, obrigava à redução do ângulo de avanço da centelha; com esse atraso do momento da ignição, as emissões de hidrocarbonetos cresciam, por não haver tempo suficiente para sua oxidação no interior da câmara de combustão, o que elevava as temperaturas de escape e reduzia o rendimento térmico, de acordo com análises já realizadas anteriormente.

A 100% da carga total, os níveis de dióxido de carbono e hidrocarbonetos emitidos mostram que, em rotações relativamente baixas (2000 rpm a 3500 rpm), a oxidação do combustível foi mais completa para o motor a álcool vaporizado em comparação com o motor a álcool líquido, já que havia tempo suficiente para a reação de combustão ocorrer dentro da câmara, apesar do grande atraso do momento de ignição. Em rotações maiores, os valores de dióxido de carbono e hidrocarbonetos, para ambos os tipos de alimentação, retratam combustão menos perfeita para o motor a álcool vaporizado uma vez que as emissões de hidrocarbonetos foram substancialmente maiores que aquelas do motor a álcool líquido, e os níveis de dióxido de carbono, menores, demonstrando que o tempo de combustão intra-câmara reduzido pelas altas rotações e pelo atraso da centelha de ignição determinava queima de combustível no coletor de escape.

As Figuras 4.8.10, 4.8.11 e 4.8.12 representam a concentração de óxidos de nitrogênio presentes nos gases de emissão do motor a álcool líquido e do motor a álcool vaporizado.

Por elas, percebe-se, claramente, que a 25% e a 40% da carga total, os níveis de emissão do motor a álcool vaporizado eram bem menores que aqueles do motor a álcool líquido pois as misturas excessivamente pobres (da ordem de 30% a 50% de excesso de ar) conduziam a esses resultados, o que está em concordância com a literatura corrente que prevê queda nos índices de óxidos de nitrogênio para combustão de misturas com valores de excesso de ar bem acima de 10%. Para a carga de 100% do valor total, as emissões do motor a álcool vaporizado foram maiores, uma vez que o mesmo motor funcionava com misturas com excesso de ar em torno de 20%, ou seja, bem próximo do valor de 10%, que representa o ponto de maior produção de óxidos de nitrogênio.

CAPÍTULO 5

CONCLUSÃO

5.1 – CONSIDERAÇÕES SOBRE OS RESULTADOS

Os resultados obtidos na fase experimental foram extremamente importantes, alguns deles correspondendo às expectativas e alcançando os objetivos traçados anteriormente à experimentação, outros menos favoráveis mas, nem por isso, desprezíveis, haja visto que servem de referência para possíveis melhoramentos em um projeto que visa a inovar o funcionamento dos motores de combustão interna.

Como conseqüência desse trabalho de pesquisa, procurou-se aprimorar um novo tipo de alimentação de motores do ciclo Otto movidos a álcool etílico hidratado combustível, buscando melhor desempenho em termos de consumo e emissões de poluentes.

As conclusões finais podem ser enumeradas a seguir:

- a) é perfeitamente realizável a alimentação de motores de combustão interna convencionais (normais de linha de produção) com álcool etílico ou etanol vaporizado previamente à etapa de formação da mistura ar/combustível, através da utilização de trocador de calor que aproveite o calor rejeitado através dos gases de escape;
- b) o estado termodinâmico alcançado pelo etanol hidratado realmente o caracteriza como sendo vapor;
- c) as temperaturas atingidas pela mistura ar/álcool vaporizado permitem a ausência de aquecimento do ar de admissão (para se evitar a recondensação do vapor gerado), o que possibilita atenuação da diminuição da eficiência volumétrica;
- d) no motor a álcool vaporizado, as misturas ar/combustível podem ser excessivamente pobres, graças à homogeneidade das mesmas, o que torna possível a ampliação dos limites de inflamabilidade do álcool;
- e) em alguns pontos de funcionamento do motor movido a álcool vaporizado, o seu rendimento térmico se apresenta maior que aquele do motor a álcool líquido, devido ao maior aproveitamento da energia contida no combustível presente nas misturas pobres;
- f) as temperaturas dos gases de escape são relativamente maiores para o motor a álcool vaporizado, indicando haver certa quantidade de combustível (traços de

hidrocarbonetos não oxidados na câmara de combustão) queimando nos dutos de escapamento;

g) as misturas pobres, no caso do álcool vaporizado, apresentam elevada velocidade de queima no motor em questão, que possui alta taxa de compressão, o que é evidenciado pelos valores do ângulo de avanço da centelha;

h) a taxa de compressão original do motor (13,5/1) conduz o processo de combustão à detonação, em função da grande velocidade de queima das misturas pobres homogêneas quando se utiliza álcool vaporizado, reduzindo o rendimento térmico do motor a valores inferiores aos alcançados pelo motor a álcool líquido;

i) a plena carga, o consumo de ar (e, conseqüentemente, o torque produzido) estabelecido pelo motor a álcool vaporizado é inferior àquele do motor a álcool líquido, devido à queda da eficiência volumétrica determinada pela presença do combustível vaporizado;

j) alguns gases emitidos pelo motor a álcool vaporizado mostraram-se em menor concentração quando comparados com aqueles lançados pelo motor a álcool líquido, caso do monóxido de carbono e dos óxidos de nitrogênio; outros gases foram produzidos em maior concentração, como os hidrocarbonetos, devido à sistemática diminuição do ângulo de avanço para se evitar o fenômeno da detonação;

k) se a taxa de compressão fosse reduzida para um valor compatível com a queima de misturas pobres e aquecidas de álcool etílico, algo por volta de 10/1, a tendência à detonação poderia ser eliminada, melhorando, conseqüentemente, o nível de rendimento térmico e as emissões de gases poluentes.

5.2 – IMPORTÂNCIA DO TRABALHO

A relevância do trabalho científico em questão se acha fundamentada no fato de que o álcool combustível é uma fonte alternativa amplamente renovável, pois provém da biomassa, e absolutamente reciclável, porque todo o dióxido de carbono eliminado na sua queima é reaproveitado no processo fotossintético que gera essa biomassa.

Uma das limitações do álcool enquanto combustível é o seu poder calorífico relativamente menor que o da gasolina (60% do valor encontrado no combustível fóssil), composto propulsor tradicionalmente usado nos motores de combustão interna desde o século retrasado.

O estudo e desenvolvimento do motor a álcool vaporizado procuram trazer à realidade o grande ganho em termos de consumo e emissão de poluentes que esse motor pode apresentar frente àquele convencionalmente movido a álcool líquido, o que o habilita a ser uma das soluções, a médio prazo, para os possíveis problemas de escassez de combustíveis fósseis (derivados do petróleo) e de poluição dos grandes centros urbanos.

Através de contínuas pesquisas nesse campo da engenharia, é possível vislumbrar o emprego maciço de um novo tipo de alimentação de motores do ciclo Otto que conduza, numa situação extrema, à obtenção dos mesmos níveis de consumo determinados pelo uso da gasolina.

5.3 – SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Dado o trabalho experimental realizado, os resultados obtidos e a ampla e profunda análise elaborada a partir dos dados colhidos, conclui-se que a pesquisa foi de grande valia para o entendimento do novo tipo de alimentação aplicado a motores de ciclo Otto, dos aspectos positivos assim como das questões menos favoráveis envolvidas com a inovação proposta.

Deste modo, indica-se, agora, possíveis modificações no que diz respeito ao aparato experimental empregado, o que busca, objetivamente, ganhos substanciais em termos de funcionamento do motor a álcool vaporizado, sejam eles relacionados ao rendimento térmico total, à emissão de gases poluentes ou à própria operação do motor.

Entre as sugestões cabíveis, tem-se:

a) modificação nas dimensões do coletor de admissão procurando adequá-lo para o transporte da mistura ar/álcool vaporizado, já que o coletor original do motor foi

- projetado para o fluxo de ar puro, sem haver mistura com combustível (que, no caso, é vaporizado);
- b) mudança do formato da câmara de combustão, procurando otimizá-la para a combustão de misturas de ar e combustível na fase de vapor;
 - c) redução da taxa de compressão de 13,5/1 para cerca de 10/1, objetivando afastar qualquer possibilidade de ocorrência do fenômeno da detonação, o que deverá, com toda a certeza, melhorar substancialmente os índices de rendimento térmico;
 - d) utilização da água de refrigeração do motor como fonte de calor para a geração do vapor necessário à alimentação do mesmo, haja visto que a água apresenta elevado coeficiente de transferência convectiva e grande estabilidade quanto aos valores de temperatura que são atingidos (os quais se situam na faixa de 90°C a 100°C);
 - e) emprego de dois sistemas de injeção de combustível líquido, do tipo “single point”, para a alimentação do motor: um deles no coletor de admissão, na região da válvula-borboleta, para a partida a frio e início do funcionamento, até que as temperaturas alcançadas pelo álcool no trocador de calor sejam suficientes para vaporizá-lo; o outro no trocador de calor, para manter o fornecimento de combustível que vai sendo vaporizado e aspirado pelo motor através de uma espécie de venturi inserido, também, na região da válvula-borboleta.

COMPLEMENTO

C.1 - LITERATURA CITADA

- ANÔNIMO. 1988. Gaseous induction system offers true lean burn. Automot. Eng., London, 13 (4) : 58-60.
- AKUTSU, Y.; TOYODA, F.; TOMITA, K. I.; YOSHIZAWA, F.; TAMURA, M.; YOSHIDA, T. 1991. Effect of exhaust from alcohol fuel on ozone formation in the atmosphere. Atmospheric Environment, Tokyo, 25A (7): 1383-1389.
- AZPIAZU, M. N.; BUSTAMANTE, C.; MORQUILLAS, J. M. 1990. Effect of air preheating on automotive emissions. Water Air Soil Pollut., Bilbao, 51 (3-4): 231-237.
- BERDAN, L.; EPLING, R. 1985. Fleet conversion to compressed natural gas produces big savings. Public Works, Seattle, 116 (11): 71-72.
- BERGMANN, H. K. 1982. A highly efficient alcohol vapor aspirating spark-ignition engine with heat recovery. SAE Paper 821190: 77-87.
- BERTELLI, L. G. 2002. Petróleo: cada vez mais caro e escasso. Seção Opinião do "site" www.canaweb.com.br, Ribeirão Preto, mês de março.
- BINDON, J.; HIND, J.; SIMMONS, J.; MAHLKNECHT, P.; WILLIAMS, C. 1985. Development of a lean-burning carburetor for a hydrogen-powered vehicle. Int. J. Hydrogen Energy, London, 10 (5): 297-304.
- BLABOCK, W. S.; LITTLE, R. N. 1967. Carburation and others factors which affect propane fueled engines. SAE Paper 670058: 52-62.
- BÖHM, G. M.; MASSAD, E.; SALDIVA, P. H. N.; CALDEIRA, M. P. R.; CARDOSO, L. M. N.; CALHEIROS, D. F.; MORAES, A. M. E.; SILVA, R.

1985. Estudo comparativo da toxicidade dos gases de exaustão de automotores a álcool e a gasolina. Anais do 2º Simpósio em Engenharia Automotiva, São Paulo: 237-248.
- BRANCO, G. M.; SZWARC, A. 1992. Etanol: fonte de energia para a sociedade auto-sustentável. Publicações da CETESB - Companhia de Tecnologia de Saneamento Ambiental. São Paulo, 35 p.
- BREHM, C.; WHITELAW, J. H. 1999. Air and fuel characteristics in the intake port of a si engine. SAE Paper 1999-01-1491, 13 p.
- CELERE, S. W. 1981. Desempenho de Motor de Ignição por Centelha com Álcool Pré-Evaporado. São Carlos, tese de Doutorado (EESC-USP). 152 p.
- CORSINI, R. 1989. Processo e equipamento para alimentação de motores de combustão interna movidos a álcool. Carta Patente de Invenção número PI 8402740, São Paulo, Brasil.
- DANIS, A. M.; NAMER, T.; CERNANSKY, N. P. 1988. Droplet size and equivalence ratio effects on spark ignition of monodisperse n-heptane and methanol sprays. Combust. Flame, Philadelphia, 74 (3): 285-294.
- DUBOIS, J. P.; TOULY, M.; LE STRAT, G. 1987. Carburation automobile: contribution à d'un dispositif d'injection de GPL en phase gazeuse. Rev. Inst. Fr. Pet., Paris, 42 (4): 505-522.
- FUJIEDA, M.; OHYAMA, Y. 1985. Analysis of mixture transport delay in fuel supply for carbureted engine. Bull JSME, Takaba Katuta City Ibaraki Ken., 28 (243): 2034-2040.
- GABELE, P. A. 1990. Characterizations of emissions from a variable gasoline/methanol fueled car. J. Air Waste Manage. Assoc., 40 (3): 296-304.

- GALIB, F.; PEEL, R. B.; ISMAIL, K. A. R. 1991. O desempenho de um motor de ignição por centelha, alimentado com álcool etílico pré-vaporizado. Revista de Ciência e Tecnologia, 1 (1): 55-59.
- GIACOSA, D. 1964. Motores Endotermicos. Barcelona, Hoepli Editorial Cientifico-Medica. 722 p.
- GOERING, C. E.; SCHRADER, G. W. 1988. Effects of ethanol proof on engine performance. Trans. ASAE, 31 (4): 1059-1062.
- HIRAKOUCHI, N.; FUKANO, I.; NAGANO, H. 1990. Measurement of unregulated exhaust emissions from heavy duty Diesel engines with mini-dilution tunnel. SAE Paper 900643, 8 p.
- HOHSO, Y.; KANNO, K.; NAKAI, H.; KADOTA, I. 1985. Characteristics of response of carbureted s.i. engine under transient conditions. Bull. JSME, 28 (242): 1725-1732.
- JALBERT, J. 1944. Le Moteur a Alcool. Paris, Dunod Éditeur. 88 p.
- KARPOV, V. P.; POLITENKOVA, G. G.; SEVERIM, E. S. 1986. Turbulent combustion of alcohols. Combust. Explos. Shock Waves, 22 (4): 397-399.
- KOBAYASHI, N.; AHATSUKA, T.; NAKANO, J.; KAMO, T.; MATSUSHITA, S. 1984. Development of the Toyota lean combustion system. Int. J. Veh. Des., 5 (6): 731-738.
- KOUREMENOS, D. A.; RAKOPOULOS, C. D.; KOTSIPOULOS, P. 1990. Comparative performance and emission studies for vaporized diesel fuel and gasoline as supplements in swirl-chamber diesel engines. Energy, London, 15 (12): 1153-1160.

- KOYAMA, K.; DARLING, L. 1988. Methanol supply and demand issues from a California perspective. Transp. Res. Rec., Sacramento, (1175): 15-22.
- KUO, T. W. 1990. What causes slower flame propagation in the lean-combustion engine? J. Eng. Gas Turbines Power Trans. ASME, Dearborn, 112 (3): 348-356.
- KUWABARA, R. T. 1986. Injeção eletrônica de combustível em motores ciclo Otto. Anais do 3º Simpósio em Engenharia Automotiva, São Paulo: 559-580.
- LAW, C. K.; XIONG, T. Y.; WANG, C. H. 1987. Alcohol droplet vaporization in humid air. Int. J. Heat Mass Transfer, London, 30 (7): 1435-1443.
- LU, C.; SONG, R.; LUO, Y. 1988. Application of methanol vaporizer in d. i. diesel engine. Neiranji Gongcheng, Jinan, 9 (3): 53-59.
- MCCABE, R. W.; KING, E. T.; WATKINS, W. L. H.; GANDHI, H. S. 1990. Laboratory and vehicle studies of aldehydes emissions from alcohol fuels. SAE Transactions, 99: 289-302.
- MIRANDA, Z. B. 2000. Ambiente, desenvolvimento e saúde. Revista do Conselho Federal de Medicina Veterinária, Brasília, ano VI, 21: 20-24.
- MORAES, A. E. 2002. Brasil, primeiro mundo e Kyoto. Coluna da Seção Opinião do Jornal Folha de São Paulo, São Paulo, 24 de fevereiro.
- MUNN, R. E. 1992. Towards sustainable development. Atmospheric Environment, 26: 2725-2731.
- OHYAMA, Y.; UENO, S.; YANAGISAWA, S. 1986. Powertrain control for lean combustion engine. Hitachi Rev., 35 (3): 141-144.

- OMETTO, J. G. S. 1998. O Álcool Combustível e o Desenvolvimento Sustentado. São Paulo, PIC Editorial. 80 p.
- ORTOLAN, M. 2000. Álcool e meio ambiente. Seção Espaço Aberto do Caderno Agrícola do Jornal O Estado de São Paulo, São Paulo, 20 de dezembro.
- PENIDO FILHO, P. 1981. O Álcool Combustível. 1ª edição. São Paulo, Livraria Nobel S.A. 270 p.
- SAEED, M. N.; HENEIN, N. A. 1989. Combustion phenomena of alcohols in c. i. engines. J. Eng. Gas Turbines Power Trans. ASME, Houston, 111 (3): 439-444.
- SANTOS, A. M.; CELERE, S. W. 1991. Sistema de geração e alimentação de etanol vaporizado para motores a combustão interna. Anais do Congresso de Engenharia Mecânica Norte-Nordeste, Natal: 239-245.
- SANTOS, A. M.; VENANZI, D. 1984. Aproveitamento do calor rejeitado em motores à combustão interna para produção de frio. Anais do 3º Congresso Brasileiro de Energia, Rio de Janeiro: 130-137.
- SANTOS, A. M.; VENANZI, D.; TORRES, J. F. 1988. Utilização de gás metano em motor de ciclo Otto com alta taxa de compressão. Anais do 1º Simpósio Nacional sobre Fontes Novas e Renováveis de Energia, Brasília: 250-252.
- STAN, C.; TROEGER, R.; GUENTHER, S.; STANCIU, A.; MARTORANO, L.; TARANTINO, C.; LENSİ, R. 2001. Internal mixture formation and combustion – from gasoline to ethanol. SAE Paper 2001-01-1207, 11 p.
- TANNER, R. L.; MIGUEL, A. H.; ANDRADE, J. B.; GAFFNEY, J. S.; STREIT, G. E. 1988. Atmospheric chemistry of aldehydes: enhanced peroxyacetyl nitrate formation from ethanol-fueled vehicular emissions. Environ. Sci. Technol., 22: 1026-1034.



- THOMPSON, B. C.; HYDE, C. C. 1987. Closed loop system for engine control at lean air/fuel ratios. Int. J. Veh. Des., 8 (1): 49-59.
- VASCONCELOS, G. 2002. Dinheiro parindo dinheiro. Seção Livros do Caderno Mais! do Jornal Folha de São Paulo, São Paulo, 10 de março.
- VENANZI, D.; CELERE, S. W.; SANTOS, A. M. 1988. A atuação do etanol pré-evaporado em motor de ciclo Otto. Anais do 1º Simpósio Nacional sobre Fontes Novas e Renováveis de Energia, Brasília: 11-13.
- WIESER, R. 1986. Ein verbrennungsmotor mit dampferzeugungsanlage. Waerme, Mannheim, 92 (1): 1-4.
- WILLIAMS, B.; OBEL, M. 1987. Air quality concerns buoy hopes for U. S. makers of alcohol fuels. Oil Gas Journal, 85 (6): 13-16.
- XIAOFU, C. 1988. State of the art of research into methanol fuels for automotive engines in China. Int. J. Veh. Des., 9 (6): 632-640.

C.2 - LITERATURA CONSULTADA

- ARAÚJO, C. 1982. Transmissão de Calor. 2ª edição. Rio de Janeiro, Livros Técnicos e Científicos Editora. 444 p.
- ÁVILA, M. T. 1994. Estudo de Motor de Combustão Interna, do Ciclo Otto, Movido a Etanol Previamente Vaporizado. São Carlos, dissertação de Mestrado (EESC-USP). 160 p.
- KAKAÇ, S.; LIU, H. 1998. Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design. Boca Raton, Florida, CRC Press LLC. 432 p.
- INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. 1992. Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa. 3ª edição. Rio de Janeiro, Editora Guanabara Koogan S.A.
- MORETTI FILHO, J. 1982. Redação de Dissertações e Teses. Piracicaba, Fundação de Estudos Agrários Luiz de Queiroz. 70 p.
- OBERT, E. F. 1971. Motores de Combustão Interna. 2ª edição. Porto Alegre, Editora Globo S.A. 618 p.
- REID, R. C.; SMITH, J. M. 1952. Thermodynamics properties of ethyl alcohol. Chemical Engineering Progress, 47 (8): 415-418.
- TAYLOR, C. F. 1971. Análise de Motores de Combustão Interna. São Paulo, Editora Edgard Blücher Ltda. Vol. 1: 558 p; vol. 2: 531 p.

APÊNDICE

A.1 – CALIBRAÇÃO DO MEDIDOR DA DESCARGA DE AR

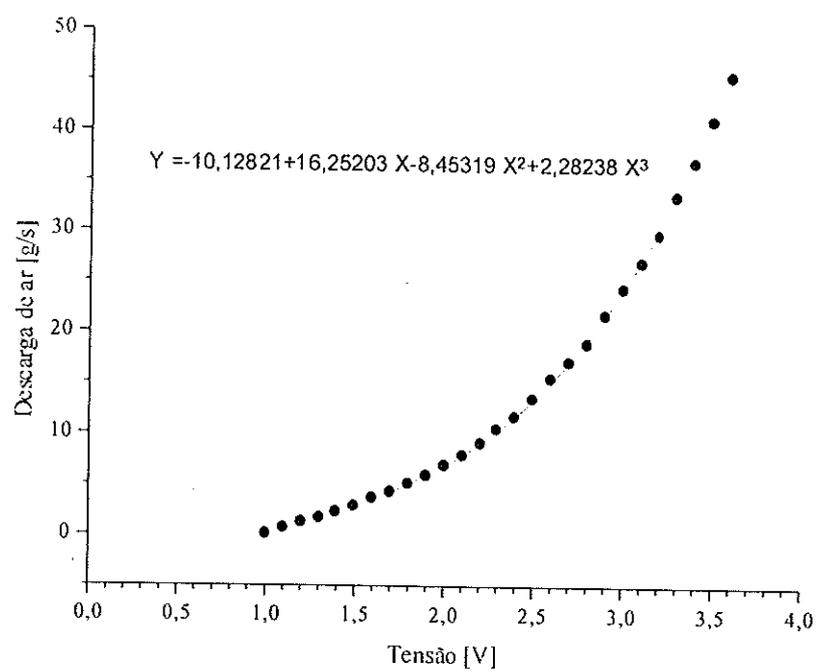


Figura A.1.1: curva de calibração do medidor da descarga de ar (anemômetro de fio quente)

A.2 – DIAGRAMA TERMODINÂMICO

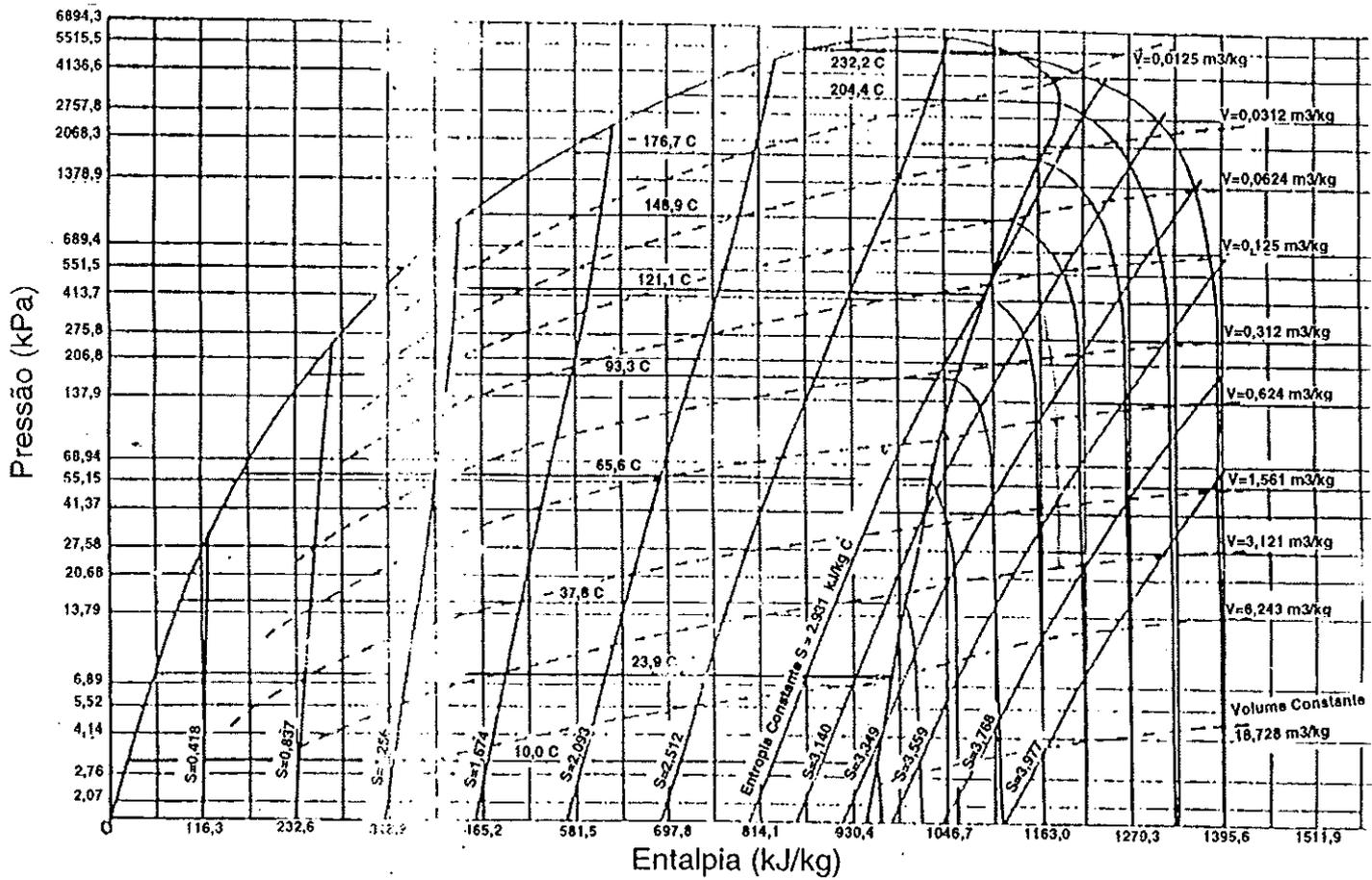


Figura A.2.1: diagrama pressão-entalpia para o álcool etílico.

A.3 – TABELAS DE DADOS COLETADOS NA EXPERIMENTAÇÃO

Cálculos efetuados:

a) rendimento térmico:

$$R.T. = \frac{T \cdot Rot. \cdot 9,8067 \cdot 2\pi}{C.\acute{A}l \cdot P.C. \cdot 60 \cdot 4,18} \quad (A.3.1)$$

em que:

T.: torque produzido pelo motor [kgf.m]

Rot.: rotação do motor [rpm]

C.Ál: consumo de combustível [g/s]

P.C.: poder calorífico do combustível (álcool: 6000 cal/g)

9,8067; 2π; 60; 4,18: coeficientes de uniformização de unidades

b) razão ar/álcool:

$$Rz.Ar / \acute{A}l. = \frac{C.Ar}{C.\acute{A}l} \quad (A.3.2)$$

em que:

C.Ar: consumo de ar [g/s]

Tabela A.3.1: Motor VW 1000 a álcool líquido – 25% da carga total

Rot. [rpm]	T. [kgf.m]	C.Ar [g/s]	C.Ál [g/s]	Rz.Ar/Ál.	T.S. [°C]	T.U. [°C]
1500	4,90	8,542	0,996	8,576	28,5	25,0
2000	4,42	10,091	1,185	8,517	32,0	27,5
2500	3,72	10,836	1,264	8,571	33,5	28,5
3000	2,90	11,033	1,287	8,573	34,5	29,5
3500	2,12	11,167	1,295	8,621	34,5	30,5
4000	1,40	10,796	1,244	8,680	36,0	30,5
4500	0,88	10,705	1,227	8,725	36,5	30,5

Rot. [rpm]	P. Atm [mmHg]	T. Mist. [°C]	P. Adm. [mm Hg]	T. Escape [°C]	P. Inj. [ms]	Avanço [graus]
1500	696,0	44,8	566,0	473,3	8,6	13,3
2000	696,0	48,2	486,0	547,0	8,0	14,3
2500	696,0	55,1	426,0	558,6	6,9	23,9
3000	696,0	58,1	356,0	591,9	5,8	24,2
3500	696,0	54,8	296,0	624,2	4,9	25,8
4000	696,0	54,0	246,0	648,8	4,4	26,4
4500	696,0	60,1	226,0	671,2	4,0	27,4

Rot. [rpm]	R.T.	HC [ppm]	CO [%]	NO _x [ppm]	CO ₂ [%]	O ₂ [%]
1500	0,302	696,830	0,338	1674,972	12,338	0,872
2000	0,306	701,906	0,514	1249,875	12,048	1,209
2500	0,301	731,654	0,507	1999,423	12,080	1,098
3000	0,277	811,128	0,492	1999,423	12,216	0,871
3500	0,235	877,723	0,433	1940,073	12,331	0,737
4000	0,184	939,322	0,428	1384,608	12,354	0,702
4500	0,132	936,065	0,430	1149,582	12,382	0,665

Tabela A.3.2: Motor VW 1000 a álcool líquido – 40% da carga total

Rot. [rpm]	T. [kgf.m]	C.Ar [g/s]	C.Ál [g/s]	Rz.Ar/Ál.	T.S. [°C]	T.U. [°C]
1500	5,24	9,067	1,012	8,958	28,0	26,0
2000	4,82	11,127	1,287	8,646	29,0	27,0
2500	4,24	11,973	1,383	8,657	30,0	27,0
3000	3,58	13,132	1,522	8,628	30,0	27,0
3500	2,80	13,375	1,548	8,640	30,0	27,5
4000	2,08	13,110	1,484	8,836	30,0	28,0
4500	1,44	13,131	1,497	8,772	31,0	28,0
5000	0,98	13,460	1,543	8,722	33,0	29,5

Rot. [rpm]	P. Atm [mmHg]	T. Mist. [°C]	P. Adm. [mm Hg]	T. Escape [°C]	P. Inj. [ms]	Avanço [graus]
1500	694,0	40,2	594,0	498,2	9,4	12,6
2000	694,0	48,6	534,0	549,3	8,5	13,6
2500	694,0	48,8	474,0	554,8	7,5	22,3
3000	694,0	54,3	404,0	589,0	6,8	23,1
3500	694,0	55,0	344,0	619,3	5,8	26,1
4000	694,0	54,7	304,0	652,6	5,2	27,3
4500	694,0	52,1	264,0	678,1	4,7	27,6
5000	694,0	52,0	264,0	711,4	4,5	27,8

Rot. [rpm]	R.T.	HC [ppm]	CO [%]	NO _x [ppm]	CO ₂ [%]	O ₂ [%]
1500	0,318	815,482	0,397	1487,169	13,774	1,063
2000	0,307	875,340	0,339	1258,548	13,993	0,861
2500	0,314	876,416	0,346	1948,167	14,014	0,853
3000	0,289	947,036	0,415	1875,500	13,866	1,093
3500	0,259	1009,942	0,443	1806,397	14,008	0,769
4000	0,230	1066,426	0,515	1373,149	13,911	0,852
4500	0,177	1100,024	0,544	1176,679	13,783	0,986
5000	0,130	1120,297	0,532	837,686	14,001	0,771

Tabela A.3.3: Motor VW 1000 a álcool líquido – 50% da carga total

Rot. [rpm]	T. [kgf.m]	C.Ar [g/s]	C.Ál [g/s]	Rz.Ar/Ál.	T.S. [°C]	T.U. [°C]
1500	6,30	10,747	1,230	8,737	31,0	27,0
2000	6,80	14,625	1,681	8,702	36,0	30,0
2500	7,04	18,563	2,105	8,818	37,5	31,5
3000	7,44	22,935	2,597	8,830	38,0	32,0
3500	7,52	37,900	3,135	8,900	40,0	33,0
4000	7,26	31,587	3,559	8,876	41,5	34,0
4500	6,90	34,637	3,906	8,867	43,0	35,0
5000	6,12	36,412	4,098	8,884	43,5	35,5

Rot. [rpm]	P. Atm [mmHg]	T. Mist. [°C]	P. Adm. [mm Hg]	T. Escape [°C]	P. Inj. [ms]	Avanço [graus]
1500	694,0	42,6	694,0	513,7	11,0	9,1
2000	694,0	52,3	694,0	580,0	11,0	10,6
2500	694,0	51,5	694,0	605,3	11,2	16,5
3000	694,0	47,1	664,0	645,1	11,4	14,8
3500	694,0	48,4	654,0	690,5	12,2	14,8
4000	693,5	53,9	643,5	720,0	11,8	15,2
4500	693,5	57,5	633,5	752,0	11,8	15,4
5000	693,5	64,4	623,5	780,0	11,4	16,2

Rot. [rpm]	R.T.	HC [ppm]	CO [%]	NO _x [ppm]	CO ₂ [%]	O ₂ [%]
1500	0,315	785,920	0,228	1769,453	13,651	0,616
2000	0,331	952,710	0,240	1296,435	13,649	0,863
2500	0,342	1055,414	0,327	1976,855	13,708	0,766
3000	0,352	853,769	0,396	2001,179	13,724	0,607
3500	0,344	845,963	0,468	1576,418	13,700	0,590
4000	0,334	865,093	0,408	1465,053	13,860	0,482
4500	0,325	755,078	0,385	1418,297	14,000	0,463
5000	0,306	1218,443	0,310	1610,531	13,908	0,595

Tabela A.3.4: Motor VW 1000 a álcool líquido – 75% da carga total

Rot. [rpm]	T. [kgf.m]	C.Ar [g/s]	C.Ál [g/s]	Rz.Ar/Ál.	T.S. [°C]	T.U. [°C]
1500	6,60	10,827	1,433	7,557	31,0	27,0
2000	7,18	14,807	1,938	7,640	33,5	28,5
2500	7,32	18,797	2,439	7,707	34,5	29,0
3000	7,84	23,900	3,030	7,887	37,5	31,5
3500	7,86	28,595	3,745	7,635	38,0	32,0
4000	7,96	33,069	4,329	7,639	40,0	33,0
4500	7,68	37,299	4,808	7,758	40,5	34,0
5000	7,18	39,379	5,102	7,718	41,5	35,0

Rot. [rpm]	P. Atm [mmHg]	T. Mist. [°C]	P. Adm. [mm Hg]	T. Escape [°C]	P. Inj. [ms]	Avanço [graus]
1500	697,0	47,5	697,0	496,0	12,5	7,8
2000	697,0	47,4	697,0	534,3	12,7	11,2
2500	697,0	47,6	697,0	579,0	12,7	15,0
3000	697,0	50,0	697,0	634,0	13,2	13,0
3500	697,0	46,5	697,0	670,0	14,1	13,1
4000	697,0	47,4	697,0	690,0	14,2	15,0
4500	697,0	45,3	697,0	709,0	14,0	15,0
5000	697,0	50,7	697,0	732,0	13,5	16,6

Rot. [rpm]	R.T.	HC [ppm]	CO [%]	NO _x [ppm]	CO ₂ [%]	O ₂ [%]
1500	0,283	1020,325	2,714	493,654	11,786	0,371
2000	0,303	1268,042	3,007	458,319	11,534	0,434
2500	0,307	1300,204	2,715	669,666	11,723	0,420
3000	0,318	1287,618	2,154	882,338	12,060	0,378
3500	0,301	1319,190	3,369	519,805	11,545	0,103
4000	0,301	1161,738	3,412	558,739	11,544	0,061
4500	0,294	977,244	3,188	572,469	11,715	0,035
5000	0,288	1097,113	3,063	616,961	11,769	0,008

Tabela A.3.5: Motor VW 1000 a álcool líquido – 100% da carga total

Rot. [rpm]	T. [kgf.m]	C.Ar [g/s]	C.Ál [g/s]	Rz.Ar/Ál.	T.S. [°C]	T.U. [°C]
2000	7,06	14,795	1,961	7,546	29,0	26,0
2500	7,30	18,803	2,457	7,653	31,5	27,0
3000	7,90	24,062	3,012	7,989	37,0	31,0
3500	7,92	28,589	3,774	7,576	38,0	32,0
4000	8,00	33,196	4,310	7,702	39,0	33,0
4500	7,86	37,198	4,762	7,812	40,5	34,0
5000	7,26	39,508	5,076	7,783	41,5	34,5

Rot. [rpm]	P. Atm [mmHg]	T. Mist. [°C]	P. Adm. [mm Hg]	T. Escape [°C]	P. Inj. [ms]	Avanço [graus]
2000	696,0	39,2	696,0	520,3	13,0	11,6
2500	696,0	41,8	696,0	569,1	13,0	12,3
3000	696,0	43,7	696,0	626,8	13,4	13,1
3500	696,0	46,5	696,0	652,5	14,3	11,8
4000	696,0	48,3	676,0	681,4	14,3	14,4
4500	696,0	43,5	676,0	715,0	14,1	13,3
5000	696,0	50,9	676,0	734,2	13,4	15,2

Rot. [rpm]	R.T.	HC [ppm]	CO [%]	NO _x [ppm]	CO ₂ [%]	O ₂ [%]
2000	0,295	1377,388	3,131	374,020	10,895	1,153
2500	0,304	1307,380	2,840	590,267	11,286	0,863
3000	0,322	1236,903	2,161	835,241	11,973	0,493
3500	0,301	1215,310	3,501	488,097	11,346	0,157
4000	0,304	1042,313	3,382	559,919	11,459	0,109
4500	0,304	942,220	3,178	590,948	11,637	0,048
5000	0,293	1011,198	2,808	715,081	11,878	0,000

Tabela A.3.6: Motor VW 1000 a álcool vaporizado – 25% da carga total

Rot. [rpm]	T. [kgf.m]	C.Ar [g/s]	C.Ál [g/s]	Rz.Ar/Ál.	T.S. [°C]	T.U. [°C]
1500	5,00	10,822	1,058	10,227	27,0	25,0
2000	4,40	14,625	1,361	10,749	28,0	26,0
2500	3,80	18,391	1,572	11,697	30,0	27,5
3000	2,80	23,120	1,961	11,791	30,0	27,5
3500	2,00	27,883	2,203	12,659	33,5	30,0
4000	1,90	31,974	2,457	13,013	34,0	30,0
4500	1,50	35,757	2,770	12,908	33,0	30,0

Rot. [rpm]	P. Atm [mmHg]	T. Mist. [°C]	P. Adm. [mm Hg]	T. Escape [°C]	P. Inj. [ms]	Avanço [graus]
1500	696,0	49,6	696,0	553,4	7,5	6,3
2000	696,0	56,7	696,0	591,0	7,0	10,5
2500	696,0	57,4	696,0	630,4	6,5	12,4
3000	696,0	62,0	696,0	652,0	6,5	12,1
3500	696,0	64,2	696,0	692,6	6,0	12,4
4000	696,0	64,6	696,0	717,0	6,0	13,0
4500	696,0	63,3	696,0	749,0	6,0	13,4

Rot. [rpm]	R.T.	HC [ppm]	CO [%]	NO _x [ppm]	CO ₂ [%]	O ₂ [%]
1500	0,290	1352,355	0,050	484,083	12,146	3,744
2000	0,265	2145,771	0,082	345,564	10,197	6,241
2500	0,247	1902,475	0,072	78,713	10,192	6,229
3000	0,175	2089,758	0,075	184,463	7,463	9,707
3500	0,130	3502,428	0,108	37,511	7,527	9,727
4000	0,127	3457,089	0,053	40,443	4,953	10,008
4500	0,100	5000,152	0,063	18,350	4,346	10,008

Tabela A.3.6: Motor VW 1000 a álcool vaporizado – 25% da carga total
(continuação)

Rot. [rpm]	T.Ál. [°C]	T.E.A.T. [°C]	T.E.D.T. [°C]
1500	95,4	457,4	245,7
2000	109,6	495,4	277,0
2500	124,8	539,9	334,0
3000	141,9	462,0	392,0
3500	140,1	554,0	398,0
4000	154,2	488,9	447,0
4500	133,2	490,0	396,0

Tabela A.3.7: Motor VW 1000 a álcool vaporizado – 40% da carga total

Rot. [rpm]	T. [kgf.m]	C.Ar [g/s]	C.Ál [g/s]	Rz.Ar/Ál.	T.S. [°C]	T.U. [°C]
1500	5,40	10,652	1,092	9,757	31,5	27,5
2000	4,80	14,207	1,420	10,002	33,0	29,5
2500	4,20	18,320	1,605	11,413	34,0	30,0
3000	3,50	22,883	1,996	11,465	34,5	31,0
3500	2,80	27,854	2,326	11,977	35,5	31,5
4000	2,00	31,613	2,519	12,550	36,0	33,0
4500	1,40	35,519	2,747	12,929	37,0	34,0
5000	0,80	37,209	2,933	12,688	37,0	33,5

Rot. [rpm]	P. Atm [mmHg]	T. Mist. [°C]	P. Adm. [mm Hg]	T. Escape [°C]	P. Inj. [ms]	Avanço [graus]
1500	695,0	51,3	695,0	557,0	7,5	7,5
2000	695,0	56,8	695,0	596,0	7,0	10,2
2500	695,0	56,5	695,0	632,0	6,5	12,1
3000	695,0	59,1	695,0	657,0	6,5	12,6
3500	695,0	61,4	695,0	696,0	6,0	13,0
4000	695,0	63,1	695,0	707,0	6,0	13,7
4500	695,0	61,7	695,0	744,0	6,0	14,1
5000	695,0	65,0	695,0	714,0	6,0	15,3

Rot. [rpm]	R.T.	HC [ppm]	CO [%]	NO _x [ppm]	CO ₂ [%]	O ₂ [%]
1500	0,304	1547,421	0,051	682,386	12,608	2,906
2000	0,277	1784,258	0,082	654,886	11,514	4,152
2500	0,268	1875,458	0,068	121,305	10,259	5,910
3000	0,215	3452,482	0,084	342,555	8,492	8,031
3500	0,173	4895,745	0,093	56,920	8,102	9,080
4000	0,130	5000,152	0,043	43,344	5,294	10,008
4500	0,094	5000,152	0,048	15,514	4,182	10,008
5000	0,056	5000,152	0,108	13,196	3,987	10,008

Tabela A.3.7: Motor VW 1000 a álcool vaporizado – 40% da carga total
(continuação)

Rot. [rpm]	T.Ál. [°C]	T.E.A.T. [°C]	T.E.D.T. [°C]
1500	106,5	490,0	289,0
2000	115,6	496,0	273,0
2500	122,9	538,0	317,0
3000	134,5	509,0	357,0
3500	135,1	564,0	393,0
4000	151,5	475,0	421,0
4500	124,4	483,0	361,0
5000	122,8	585,0	400,0

Tabela A.3.8: Motor VW 1000 a álcool vaporizado – 100% da carga total

Rot. [rpm]	T. [kgf.m]	C.Ar [g/s]	C.Ál [g/s]	Rz.Ar/Ál.	T.S. [°C]	T.U. [°C]
2000	5,90	14,129	1,493	9,467	28,5	26,5
2500	5,80	17,728	1,799	9,857	29,5	27,5
3000	5,80	22,229	2,273	9,781	35,0	31,5
3500	5,90	26,909	2,740	9,822	31,0	28,5
4000	5,20	25,958	2,695	9,630	35,0	33,0
4500	4,50	28,259	2,825	10,004	33,0	31,0
5000	4,00	29,561	2,865	10,317	32,5	30,0

Rot. [rpm]	P. Atm [mmHg]	T. Mist. [°C]	P. Adm. [mm Hg]	T. Escape [°C]	P. Inj. [ms]	Avanço [graus]
2000	696,0	55,4	696,0	597,5	8,0	10,2
2500	696,0	58,0	696,0	620,5	7,5	13,0
3000	696,0	64,8	696,0	677,4	8,0	12,6
3500	696,0	68,3	696,0	714,0	8,5	13,0
4000	696,0	67,2	576,0	718,0	7,0	14,6
4500	696,0	67,2	576,0	736,0	7,5	15,4
5000	696,0	70,1	566,0	733,0	9,0	15,0

Rot. [rpm]	R.T.	HC [ppm]	CO [%]	NO _x [ppm]	CO ₂ [%]	O ₂ [%]
2000	0,324	1008,478	0,221	932,349	12,384	3,037
2500	0,330	1252,586	0,046	1081,290	12,522	2,912
3000	0,313	1115,563	0,263	915,699	12,246	2,961
3500	0,309	1260,253	0,084	945,536	12,610	2,806
4000	0,276	2105,288	0,067	985,655	12,763	2,433
4500	0,261	2584,255	0,079	619,580	12,023	3,553
5000	0,257	3054,369	0,097	640,947	11,900	3,663

Tabela A.3.8: Motor VW 1000 a álcool vaporizado – 100% da carga total
(continuação)

Rot. [rpm]	T.Ál. [°C]	T.E.A.T. [°C]	T.E.D.T. [°C]
2000	122,4	507,8	295,6
2500	129,5	550,0	339,0
3000	140,8	614,4	391,1
3500	152,8	655,0	437,0
4000	153,7	645,0	408,0
4500	155,0	658,0	424,0
5000	163,3	666,0	439,0