

✓

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

ESTUDO DE MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA,
DO CICLO OTTO,
MOVIDO A ETANOL PREVIAMENTE VAPORIZADO

Eng. Márcio Turra de Ávila

Orientador: Prof. Dr. Antônio
Moreira dos Santos

DEDALUS - Acervo - EESC



31100013520

Dissertação apresentada à
Escola de Engenharia de São
Carlos, da Universidade de São
Paulo, para a obtenção do
título de Mestre em Engenharia
Mecânica.

SÃO CARLOS
Estado de São Paulo - Brasil
Janeiro de 1994



DEDICATÓRIA

A meus queridos pais,
José Márcio e Marlene,
e a meus irmãos,
Ricardo e Reinaldo.

AGRADECIMENTOS

O autor agradece, sinceramente:

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

Ao CNPq, pela concessão da bolsa de estudos;

A todos os funcionários do Laboratório de Termodinâmica, pelo auxílio na realização dos experimentos;

À Sra. Helena Peres Mirdhaui, pelo empenho na busca bibliográfica;

Ao colega André Ricardo Borsato, pela ajuda nas traduções de publicações científicas;

Ao colega Alan Carlos Bueno da Rocha, pela orientação nos trabalhos de microcomputador;

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

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

PREFÁCIO

O trabalho completa o homem em sua existência, tornando possível a sua sobrevivência. O trabalho, em última análise, engrandece e gratifica o ser humano.

E muito mais grandiosa e gratificante é a pesquisa pois busca fatos e valores novos para a felicidade da humanidade.

É exatamente nesse contexto que Deus se manifesta, criando a possibilidade da evolução humana através da intervenção dos pesquisadores, Seus instrumentos no mundo.

Verifica-se, então, uma relação completamente entrosada entre trabalho, pesquisa e o Criador, o que conduz o homem ao caminho da perfeição, já que foi criado à imagem e semelhança D'Ele.

José Márcio de Ávila

CONTEÚDO

	Página
CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO.....	1
1.1 - O Aspecto Energético Mundial.....	2
1.2 - O Álcool como Combustível Alternativo.....	3
1.3 - O Álcool Previamente Vaporizado.....	5
CAPÍTULO 2 - REVISÃO DA LITERATURA.....	8
2.1 - Combustível Vaporizado.....	9
2.2 - Combustível Gasoso.....	22
2.3 - Aspectos da Alimentação via Carburação.....	29
2.4 - Aspectos da Combustão.....	31
2.5 - Combustão de Misturas Pobres.....	32
2.6 - Considerações sobre Emissões.....	36
2.7 - Tempo de Permanência das Válvulas e os Aspectos da Alimentação dos Motores.....	42
2.8 - O Uso de Alcoóis como Combustível.....	45
2.9 - Considerações sobre o Aproveitamento da Energia Calorífica do Combustível.....	56
CAPÍTULO 3 - METODOLOGIA.....	62
3.1 - Materiais.....	63
3.2 - Métodos.....	66

3.3 - Projeto do Experimento (Trocador de Calor).....	72
CAPÍTULO 4 - RESULTADOS E DISCUSSÃO..... 79	
4.1 - Análise da Temperatura do Vapor de Álcool.....	80
4.2 - Análise da Temperatura da Mistura Ar/Combustível.....	83
4.3 - Análise da Eficiência Volumétrica.....	85
4.4 - Análise da Relação Ar/Combustível.....	87
4.5 - Análise do Rendimento Térmico.....	92
4.6 - Análise do Ângulo de Avanço da Centelha.....	96
4.7 - Análise da Temperatura dos Gases de Escape.....	99
4.8 - Análise da Potência.....	102
CAPÍTULO 5 - CONCLUSÃO..... 106	
5.1 - Considerações sobre os Resultados.....	107
5.2 - Importância do Trabalho.....	109
5.3 - Sugestões para Trabalhos Futuros.....	110
COMPLEMENTO..... 113	
C.1 - Literatura Citada.....	114
C.2 - Literatura Consultada.....	120

APÊNDICE.....	121
A.1 - Roteiro de Cálculo da Descarga de Ar.....	122
A.2 - Calibração do Medidor da Descarga de Ar.....	126
A.3 - Tabelas de Dados Coletados na Experimentação...	127
A.4 - Cálculo da Eficiência Volumétrica do Motor CFR.....	158

LISTA DE FIGURAS

Figura	Página
3.2.1: vista geral do motor CFR.....	67
3.2.2: motor CFR com dispositivo vaporizador de álcool.....	69
3.3.1: trocador de calor para vaporização do álcool.....	78
4.1.1: temperatura do vapor de álcool em função da taxa de compressão e da rotação.....	81
4.1.2: diagrama pressão-entalpia do álcool etílico.....	82
4.2.1: temperatura da mistura ar/combustível em função da rotação e do tipo de alimentação (taxa de compressão: 10/1).....	84
4.3.1: eficiência volumétrica do motor CFR em função da rotação.....	86
4.3.2: tempo de permanência das válvulas do motor CFR.....	88
4.4.1: relação ar/combustível em função da taxa de compressão e da rotação (álcool líquido).....	90
4.4.2: relação ar/combustível em função da taxa de compressão e da rotação (álcool vaporizado).....	91
4.5.1: rendimento térmico em função da taxa de compressão e da rotação (álcool vaporizado).....	93
4.5.2: rendimento térmico em função da taxa de compressão e da rotação (álcool líquido).....	94
4.6.1: ângulo de avanço da centelha de ignição em função da taxa de compressão e da rotação (álcool vaporizado).....	97

Figura	Página
4.6.2: ângulo de avanço da centelha de ignição em função da taxa de compressão e da rotação (álcool líquido).....	98
4.7.1: temperatura dos gases de escape em função da taxa de compressão e da rotação (álcool vaporizado).....	100
4.7.2: temperatura dos gases de escape em função da taxa de compressão e da rotação (álcool líquido).....	101
4.8.1: potência em função da rotação e do tipo de alimentação (taxa de compressão: 10/1).....	103
5.3.1: sistema de alimentação a álcool previamente vaporizado.....	112
A.1.1: carta indicativa da descarga de ar para os orifícios calibrados do sistema ar/combustível M-1100.....	123
A.1.2: carta do fator de correção atmosférica (temperatura e pressão) para a descarga de ar....	124
A.1.3: carta do fator de correção pela umidade para a descarga de ar.....	125
A.2.1: curva de calibração do tambor medidor da descarga de ar.....	126

LISTA DE TABELAS

Tabela	Página
2.9.1: balanço térmico de motores.....	56
A.3.1: motor movido a álcool vaporizado ("gicleur": 1.15 mm; rotação: 1000 rpm).....	128
A.3.2: motor movido a álcool líquido ("gicleur": 1.15 mm; rotação; 1000 rpm).....	129
A.3.3: motor movido a álcool vaporizado ("gicleur": 1.20 mm; rotação: 1000 rpm).....	130
A.3.4: motor movido a álcool líquido ("gicleur": 1.20 mm; rotação: 1000 rpm).....	131
A.3.5: motor movido a álcool vaporizado ("gicleur": 1.25 mm; rotação: 1000 rpm).....	132
A.3.6: motor movido a álcool líquido ("gicleur": 1.25 mm; rotação: 1000 rpm).....	133
A.3.7: motor movido a álcool vaporizado ("gicleur": 1.30 mm; rotação: 1000 rpm).....	134
A.3.8: motor movido a álcool líquido ("gicleur": 1.30 mm; rotação; 1000 rpm).....	135
A.3.9: motor movido a álcool vaporizado ("gicleur": 1.325 mm; rotação: 1000 rpm).....	136
A.3.10: motor movido a álcool líquido ("gicleur": 1.325 mm; rotação: 1000 rpm).....	137
A.3.11: motor movido a álcool vaporizado ("gicleur": 1.15 mm; rotação: 800 rpm).....	138
A.3.12: motor movido a álcool líquido ("gicleur": 1.15 mm; rotação: 800 rpm).....	139

A.3.13: motor movido a álcool vaporizado ("gicleur": 1.20 mm; rotação: 800 rpm).....	140
A.3.14: motor movido a álcool líquido ("gicleur": 1.20 mm; rotação: 800 rpm).....	141
A.3.15: motor movido a álcool vaporizado ("gicleur": 1.25 mm; rotação: 800 rpm).....	142
A.3.16: motor movido a álcool líquido ("gicleur": 1.25 mm; rotação: 800 rpm).....	143
A.3.17: motor movido a álcool vaporizado ("gicleur": 1.30 mm; rotação: 800 rpm).....	144
A.3.18: motor movido a álcool líquido ("gicleur": 1.30 mm; rotação: 800 rpm).....	145
A.3.19: motor movido a álcool vaporizado ("gicleur": 1.325 mm; rotação: 800 rpm).....	146
A.3.20: motor movido a álcool líquido ("gicleur": 1.325 mm; rotação: 800 rpm).....	147
A.3.21: motor movido a álcool vaporizado ("gicleur": 1.15 mm; rotação: 700 rpm).....	148
A.3.22: motor movido a álcool líquido ("gicleur": 1.15 mm; rotação: 700 rpm).....	149
A.3.23: motor movido a álcool vaporizado ("gicleur": 1.20 mm; rotação: 700 rpm).....	150
A.3.24: motor movido a álcool líquido ("gicleur": 1.20 mm; rotação: 700 rpm).....	151
A.3.25: motor movido a álcool vaporizado ("gicleur": 1.25 mm; rotação: 700 rpm).....	152
A.3.26: motor movido a álcool líquido ("gicleur": 1.25 mm; rotação: 700 rpm).....	153

A.3.27: motor movido a álcool vaporizado ("gicleur": 1.30 mm; rotação: 700 rpm).....	154
A.3.28: motor movido a álcool líquido ("gicleur": 1.30 mm; rotação: 700 rpm).....	155
A.3.29: motor movido a álcool vaporizado ("gicleur": 1.325 mm; rotação: 700 rpm).....	156
A.3.30: motor movido a álcool líquido ("gicleur": 1.325 mm; rotação: 700 rpm).....	157

NOTAÇÃO UTILIZADA

Símbolo	Unidade
a: coeficiente específico do álcool etílico.....	[]
A: área de transferência de calor.....	[m ²]
A.A.: ângulo de avanço da centelha de ignição.....	[graus]
A/C: relação ar/combustível.....	[]
A.P.M.S.: antes do ponto morto superior.....	[]
A _{te} : área do tubo externo.....	[m ²]
A _{ti} : área do tubo interno.....	[m ²]
b: coeficiente específico para o álcool etílico.....	[]
c: curso do pistão.....	[m]
C.A.: consumo de ar.....	[g/s]
C.C.: consumo de combustível.....	[g/s]
C _p _(al) _l : calor específico do álcool etílico a pressão constante.....	[J/kg.K]
C _p _(al) _v : calor específico do vapor de álcool etílico a pressão constante.....	[J/kg.K]
C _p _(ar) : calor específico do ar a pressão constante.....	[J/kg.K]
d: diâmetro do cilindro.....	[m]
D _e : diâmetro do tubo externo.....	[m]
D _{eq} : diâmetro equivalente do tubo externo.....	[m]
D _i : diâmetro do tubo interno.....	[m]
F _P : fator de correção em função da pressão.....	[]
F _t : fator de correção em função da temperatura.....	[]
F _u : fator de correção em função da umidade.....	[]
G.L.: Gay Lussac.....	[graus GL]

Símbolo	Unidade
$h_{(al)}$: coeficiente de transferência convectiva do álcool etílico.....	[W/m ² .°C]
$h_{(ar)}$: coeficiente de transferência convectiva do ar.....	[W/m ² .°C]
ICE: motor a ignição por centelha.....	[]
ICO: motor a ignição por compressão.....	[]
K: coeficiente isoentrópico.....	[]
$K_{(ar)}$: coeficiente de condutividade térmica do ar.....	[W/m.°C]
$L_{(al)}$: calor latente de vaporização do álcool etílico.....	[J/kg]
L: comprimento do trocador de calor.....	[m]
$m'_{(al)}$: descarga mássica de álcool.....	[kg/s]
$m'_{(ar)}$: descarga mássica de ar.....	[kg/s]
M'_l : leitura da descarga de ar fornecida pelo manômetro.....	[kg/s]
$M'_{\bar{m}}$: leitura corrigida do consumo de ar.....	[kg/s]
$M'_{\bar{r}}$: valor real da descarga de ar.....	[kg/s]
$M'_{\bar{t}}$: valor teórico da descarga de ar.....	[kg/s]
n: rotação do motor.....	[rpm]
P: pressão.....	[kPa]
P.A.: pressão ambiente.....	[kPa]
P.C.: poder calorífico do combustível.....	[cal/g]
P.M.I.: ponto morto inferior.....	[]
P.M.S.: ponto morto superior.....	[]
POT.: potência produzida pelo motor.....	[kW]
$Pr_{(ar)}$: número de Prandtl para o ar.....	[]
Q' : fluxo de calor.....	[W]
$Q'_{(al)}$: fluxo de calor para o álcool.....	[W]

Símbolo	Unidade
$Q_{(ar)}$: fluxo de calor para o ar.....	[J/s]
r: razão de compressão.....	[]
R: constante universal dos gases.....	[kgf.m/kg.K]
$Re_{(ar)}$: número de Reynolds para o ar.....	[]
T: temperatura.....	[K]
T.A.: temperatura ambiente.....	[°C]
Ta: temperatura de entrada do fluido frio.....	[K]
Ta': temperatura de entrada do fluido quente.....	[K]
Tb: temperatura de saída do fluido frio.....	[K]
Tb': temperatura de saída do fluido quente.....	[K]
T.C.: taxa de compressão.....	[]
T.E.: temperatura dos gases de escape.....	[°C]
T.E.(i): temperatura dos gases de escape antes do trocador de calor.....	[°C]
T.E.(f): temperatura dos gases de escape após o trocador de calor.....	[°C]
T.M.: temperatura da mistura ar/combustível.....	[°C]
$T_{med\,(al)}^l$: temperatura média do álcool etílico líquido.....	[K]
$T_{med\,(al)}^v$: temperatura média do vapor de álcool etílico.....	[K]
$T_{med\,(ar)}$: temperatura média dos gases de escape (ar)....	[K]
T.V.: temperatura do vapor de álcool.....	[°C]
$T_{sat\,(al)}$: temperatura de saturação do álcool etílico...[K]	
U: coeficiente total de transmissão de calor.....	[W/m ² .°C]
$V_{(al)}$: velocidade de escoamento do álcool.....	[m/s]
$V_{(ar)}$: velocidade de escoamento dos gases de escape (ar).....	[m/s]
η : rendimento térmico do motor.....	[]

Símbolo	Unidade
η_v : eficiência volumétrica.....[]	
λ : relação entre a razão ar/combustível usada e a razão ar/combustível estequiométrica.....[]	
$\mu_{(ar)}$: viscosidade absoluta ou dinâmica do ar.....[kg/m.s]	
π : número pi.....[]	
ρ : massa específica do ar.....[kg/m ³]	
$\rho_{(al)}$: massa específica do álcool etílico.....[kg/m ³]	
$\rho_{(ar)}$: massa específica do ar.....[kg/m ³]	
ΔT : diferença entre a temperatura da superfície e a temperatura de saturação do álcool etílico.....[K]	
ΔT_{max} : variação máxima de temperatura.....[K]	
ΔT_{med} : variação média de temperatura.....[K]	
ΔT_{min} : variação mínima de temperatura.....[K]	

RESUMO

O etanol (álcool etílico) tem sido cada vez mais estudado e testado como combustível alternativo para substituição do uso de alguns derivados de petróleo em motores de combustão interna.

O presente trabalho procura abordar o emprego do etanol na forma vaporizada em motores do ciclo Otto, objetivando a obtenção de melhores níveis de rendimento térmico total.

Deste modo, um motor para teste de octanagem (motor CFR) foi equipado com um vaporizador de álcool instalado no coletor de escapamento, e após uma série de ensaios, várias análises puderam ser feitas.

Essas considerações procuraram se ater a aspectos como rendimento térmico, relação ar/combustível, ângulo de avanço da centelha, temperatura de escape, assim como potência e eficiência volumétrica, levando em conta, sempre, a sua influência no funcionamento geral do motor.

Ficou constatado que o motor movido a etanol vaporizado apresenta rendimento consideravelmente maior, menor consumo de combustível e funcionamento mais suave que aqueles verificados quando o mesmo motor é alimentado com álcool líquido.

SUMMARY

The ethanol (ethyl alcohol) has been studied more and more as alternative fuel to replace some petroleum derivatives for internal combustion engines.

The attached study examines the application of vaporized ethanol for Otto cycle engines, searching for better levels of total thermal efficiency.

Therefore, an engine for test of octane number (CFR motor) was equipped with an alcohol vaporizer installed inside the escape pipe, and after many experiences, several analysis were made.

The various analysis included aspects as thermal efficiency, air/fuel ratio, advance ignition, escape temperature, power and volumetric efficiency, always considering their influence on the operation of the engine.

It was confirmed that the engine moved by vaporized ethanol presents higher thermal efficiency, smaller fuel consumption and smoother working than in case of alimentation by liquid alcohol.

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

1.1 - O ASPECTO ENERGÉTICO MUNDIAL

Próximo ao início de um novo século, o homem se moderniza cada vez mais, através do desenvolvimento de novas técnicas conseguidas pelas diversas e profundas pesquisas em tecnologia, com o que busca, sempre, melhorar as suas condições de vida.

A sociedade como um todo avança nesse sentido, modificando hábitos e se incorporando à nova realidade mundial que é viver as facilidades proporcionadas pelos grandes avanços conquistados por ela mesma.

Mas, para o alcance de alguma evolução no campo tecnológico, por menor que seja, é necessária, além de dedicados estudos e, portanto, capacidade técnica individual, uma grande disponibilidade energética, haja visto que tudo no mundo se faz às custas de algum tipo de energia.

Assim, o homem, desde a mais remota época, passou a explorar diversas formas de energia, passando pela lenha, carvão, eletricidade e, principalmente, petróleo, o "ouro negro" processado por grandes temperaturas e pressões ao longo de milhares de anos nas profundezas da crosta terrestre.

O advento do descobrimento do petróleo permitiu ao planeta enorme desenvolvimento com a obtenção de uma infinidade de novos produtos, entre eles, o bem sucedido automóvel.

Porém, o progresso da humanidade aumentou exponencialmente a demanda mundial de petróleo ao longo do último século, tornando o nível de consumo extremamente

preocupante. Como o petróleo é uma fonte finita de energia (estudos apontam o seu possível fim em 30 a 80 anos, dependendo dos patamares de consumo e das reservas existentes), é absolutamente necessário que o homem encontre novas fontes de energia, e que sejam renováveis (geráveis quando e onde se desejar), para se evitarem grandes transtornos na vida na Terra.

Nesse sentido, o Brasil "sai na frente" da maioria dos outros países, inclusive daqueles pertencentes ao chamado Primeiro Mundo, com a proposição de buscar caminhos concretos para dotar o país de fontes alternativas de energia.

1.2 - O ÁLCOOL COMO COMBUSTÍVEL ALTERNATIVO

Curiosamente, a história da evolução do motor a explosão mostra que, em 1861, Nicolau Augusto Otto (o criador do conhecido motor de ciclo Otto) usou, nos seus primeiros experimentos, o álcool etílico ou etanol como combustível, o que significa que o álcool precedeu a gasolina na alimentação dos motores; igualmente, há dados de que, em 1894, a Alemanha realizou pesquisas de laboratório no sentido de empregar o álcool nos motores recém-desenvolvidos por Renault, Ford, Herbert Austin, Armand Peugeot e outros.

Um século depois, mais precisamente em novembro de 1975 (após a apresentação das propostas de 1968 e 1973 pela Universidade de São Paulo), movido pela necessidade de produzir combustíveis alternativos e pela boa capacidade

instalada na fabricação do açúcar e álcool, o Brasil criou o Programa Nacional do Álcool (PROÁLCOOL), procurando a substituição, em larga escala, do uso da gasolina como combustível propulsor de motores do ciclo Otto.

Com o Proálcool surgiu, consequentemente, uma fonte energética que economiza divisas, amplia o emprego e exige um fator econômico amplamente disponível pelos brasileiros: o fator terra.

Gradativamente, a capacidade produtiva de um combustível novo, limpo e renovável foi aumentando, sem haver prejuízos na produção de alimentos, o que é muito importante; novas fronteiras agrícolas passaram a existir pois terras agricultáveis, anteriormente ociosas, começaram a ser utilizadas para o plantio da cana-de-açúcar, principal matéria-prima do combustível genuinamente brasileiro.

A opção pelo álcool permitiu a libertação do país de um endividamento externo que poderia comprometer definitivamente o seu Produto Interno Bruto no final desse século, significando, atualmente, a substituição de milhares de barris de petróleo, economia nas importações e oportunidade de emprego a muitos brasileiros.

O Brasil é hoje, sem dúvida alguma, um dos raros países que fizeram notáveis progressos na busca de fontes alternativas de energia.

Para a adaptação à nova conjuntura energética, inúmeras pesquisas foram realizadas visando à transformação de motores, nas quais se destacaram o Instituto de Pesquisas Tecnológicas (IPT) e o Laboratório de Termodinâmica da Escola de Engenharia de São Carlos, o que permitiu alcançar resultados bastante importantes no que

diz respeito ao novo combustível: automóveis até então movidos a gasolina passaram a funcionar perfeitamente bem com o álcool.

Hoje em dia, os motores a álcool etílico hidratado combustível atingiram um nível tal de desenvolvimento que passaram a ser mais duráveis que os consagrados motores a gasolina, em razão da melhor qualidade do álcool como combustível (mais puro e mais limpo), que proporciona pouquíssimos resíduos de combustão e pequenas contaminações do óleo lubrificante, além de baixo nível de emissões de poluentes.

O Brasil já possui uma frota de mais de 4,5 milhões de automóveis movidos exclusivamente a álcool, sendo que a atual participação de veículos a álcool, nas vendas totais de veículos novos, corresponde a cerca de 25%; o país é, portanto, pioneiro na conquista de uma nova fonte de combustível renovável, o que tem despertado grande interesse do mundo desenvolvido, sobretudo dos Estados Unidos e Europa, em tomar conhecimento das soluções tecnológicas aqui adotadas.

Desta forma, o Programa Nacional do Álcool se acha totalmente consolidado e isso tem motivado diversos estudos no sentido de implementá-lo, tornando a substituição da gasolina pelo álcool cada vez mais vantajosa e tecnicamente viável.

1.3 - O ÁLCOOL PREVIAMENTE VAPORIZADO

Em março de 1977, Corsini apresentou um pedido de

reconhecimento de patente que versava sobre uma nova forma de alimentação de motores de combustão interna movidos a álcool e cujo título era "Inovação do Sistema de Alimentação Ar/Combustível no Motor de Combustão Interna".

Decorridos sete anos sem que a patente fosse aprovada, em maio de 1984 novo requerimento foi feito no qual constavam modificações de conteúdo e de título, que passou a ser "Processo e Equipamento para Alimentação de Motores de Combustão Interna movidos a Álcool". Desta feita, a expedição de patente foi realizada, porém, somente em outubro de 1989, ou seja, cinco anos após o segundo pedido.

A partir de 1991, usando a idéia de Corsini como referência, foram desenvolvidos estudos visando à utilização de álcool na forma vaporizada para a alimentação de motores do ciclo Otto, procurando obter motores movidos a álcool etílico hidratado combustível que fossem mais econômicos, em termos de consumo de combustível, mas que mantivessem ou melhorassem o seu nível de potência desenvolvida, ou de outra forma, motores com maior rendimento que aquele verificado nos modelos até então existentes.

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 dessa experimentação em laboratório, o presente trabalho foi redigido 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 feito 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 "caminhos" ou diretrizes para futuras pesquisas.

CAPÍTULO 2

REVISÃO DA LITERATURA

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

A busca desses artigos procurou se ater a pesquisas realizadas nos últimos dez anos.

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 desenvolvida objetivando apresentar um novo processo de alimentação de motores de combustão interna que se caracteriza pelo aumento do rendimento termodinâmico, eliminando os inconvenientes intrínsecos da carburação convencional e utilizando como combustível o álcool hidratado que é um composto único, ao invés da gasolina que é uma mistura de dezenas de hidrocarbonetos, com propriedades físicas distribuídas em larga faixa.

O processo elaborado por CORSINI apresenta várias 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 consequente 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 índices 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.

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 entra, 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 evaporação é

facilitada, formando-se a mistura combustível. Iniciado o funcionamento do motor, a injeção contínua garante o regime de marcha lenta, além de retirar calor do cabeçote para sua vaporização.

Resumidamente, o equipamento proposto é constituído de um estequiômetro mecânico ou eletrônico interligado a um vaporizador 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, antes da válvula de admissão.

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.

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

A ausência de mudanças nas partes essenciais do motor permitia o fácil retorno ao uso do combustível originalmente designado para alimentá-lo.

De acordo com CELERE, a introdução do álcool na fase vapor diretamente na tubulação de admissão permitia melhor homogeneização da mistura e, consequentemente, queima mais completa, resultando num desempenho melhor que aquele verificado com o sistema convencional (carburação).

Pelos experimentos, ficou determinado que a curva do ângulo do distribuidor era mais inclinada que a mesma para o motor com carburador; isso se explicava pelo aumento da taxa de compressão utilizada na versão a álcool líquido

que, aliada ao pré-aquecimento da mistura, restringia o ângulo de avanço para evitar a detonação.

Ainda em relação à maior homogeneização da mistura, foi constatado que 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.

A eficiência volumétrica, utilizando-se o método proposto por CELERE, era sempre maior que nos métodos convencionais, pois não havia nenhuma restrição à entrada de ar.

BERGMANN (1982) relatou que o calor perdido no líquido de refrigeração dos motores podia ser recuperado para vaporizar o combustível de alimentação dos mesmos e, assim, melhorar o rendimento desses motores, além de se obterem queimas em nível bastante pobre.

Pela modificação de um motor do ciclo Diesel para o ciclo Otto (do tipo usado em ônibus), objetivando a utilização de álcool vaporizado, foi possível chegar a essas conclusões.

A água de refrigeração empregada para vaporizar o combustível, segundo BERGMANN, permitia reduzir as perdas de calor verificadas no motor e preparar melhor a mistura ar/combustível, enquanto que um possível uso dos gases de escape para o mesmo propósito foi descartado por motivos de segurança.

Na conversão do ciclo Diesel para o ciclo Otto, o sistema de refrigeração não precisou ser redimensionado, o que normalmente ocorre, pois a vaporização do álcool possibilitava o aproveitamento do calor e assim, o

atendimento das necessidades de refrigeração do motor, uma vez que esse calor era retirado da água.

Os testes 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 álcool vaporizado.

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 muito 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 motor Diesel de injeção direta, especialmente nas cargas mais altas.

De acordo com as observações de BERGMANN, o ganho na eficiência volumétrica era acompanhado pelo aumento da potência e pela diminuição do consumo específico, já que as perdas por atrito não mudavam显著mente com aumento da carga e sim com o aumento da rotação.

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) pois, além desse número, o consumo específico de combustível crescia; essa flexibilidade quanto ao limite superior de empobrecimento se devia 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 melhorias na potência do motor e na sua eficiência volumétrica.

GALIB et alli (1991) montaram e testaram um sistema vaporizador de álcool para alimentar um motor convencional de 4 cilindros e 1.6 litros de cilindrada.

O sistema empregado aproveitava o calor dos gases de escape para vaporizar o álcool etílico destinado a alimentar o motor, que foi, inicialmente, utilizado com sua carburação original; os testes com álcool vaporizado foram feitos fixando-se pontos de torque e rotação iguais aos obtidos no ensaio inicial.

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 fazer 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 pobres, 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.

Ainda de acordo com as observações de GALIB et alli, o aumento da descarga com combustível pré-vaporizado ocorria em função da sua condensação ao se misturar com o ar, provocando menor deslocamento desse, e não comprometendo a homogeneidade da mistura devido à perfeita atomização do combustível na corrente de ar.

O rendimento, dessa forma, se achava 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.

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 melhorias 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 da 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 melhorias 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 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 decorrentes da experimentação demonstraram que os ângulos de avanço se mantiveram um 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 de partículas ativadoras da combustão.

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 na performance 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 ou pressões médias efetivas maiores que 480 kPa, o consumo específico de combustível, usando metanol vaporizado, era entre 8% e 15% menor que aquele quando se empregava diesel combustível puro.

KOUREMENOS et alii (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 ao ar aspirado (onde era vaporizada), em várias proporções em relação ao diesel combustível principal, que era injetado de maneira usual.

Segundo KOUREMENOS et alii, para melhorar o processo de queima, especialmente na região de partículas atomizadas de diesel combustível, gasolina ou diesel vaporizado era introduzido no ar do coletor de admissão.

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 virabrequim (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 uma baixa octanagem da mesma podia desencadear o fenômeno da detonação; quando se usava diesel suplementar, a detonação dependia da quantidade de combustível em jogo pois o limite de inflamabilidade era o fator determinante.

O uso de diesel combustível suplementar concorria, ainda, para o aumento das pressões e temperaturas, elevando o consumo específico de combustível (pelo aumento do trabalho negativo) e influindo 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 algo 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, consequentemente, 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.

Notou-se que os gases de escape eram mais quentes em todas as condições, o que exigia atenção para a solicitação a que eram submetidas as velas de ignição, as válvulas e seus assentos.

A distribuição da mistura de cilindro a cilindro 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 alii (1988) pesquisaram o uso de gás metano em motores do ciclo Otto com alta taxa de compressão, convertendo um motor originalmente do ciclo Diesel para funcionar no ciclo Otto, o que permitiu alimentá-lo, também, com álcool etílico já que a taxa de compressão era de 13/1.

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 em relação 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 combustão ocorresse.

BINDON et alli (1985) desenvolveram um sistema de carburação de hidrogênio a misturas pobres, mostrando que o dispositivo era bastante prático e não mais complexo que um sistema de carburação a gás liquefeito de petróleo. O mecanismo básico usado para o controle qualitativo da mistura consistia em conectar o pedal do acelerador à válvula normalmente usada para a formação da mistura

através do controle da descarga de gás.

Como o hidrogênio é um combustível de queima naturalmente pobre e inflamável em motores de ignição por centelha a taxas de equivalência (relação entre a razão combustível/ar usada e a razão estequiométrica) 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 constante.

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.

Como o hidrogênio normalmente não pode 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.

Motores a hidrogênio com qualidade de mistura controlada, 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.

Outros pesquisadores sugeriram ganho ainda maior no rendimento que podia alcançar até 100% de aumento em relação aos motores a gasolina.

A dirigibilidade de veículos com motores movidos a hidrogênio com controle de queima pobre era melhor que

aqueles tradicionalmente alimentados por sistemas cujo combustível era dosado por válvula-borboleta.

Um sistema de injeção de gás liquefeito de petróleo foi estudado por DUBOIS et alii (1987), que procuraram melhorar os dispositivos tradicionais de carburação a gás através da adoção de mecanismos de controle que comportavam:

- a) um medidor da quantidade do ar admitido através de uma válvula-borboleta;
- b) um dosador, ligado à válvula-borboleta, fornecendo a mistura ar/gás pré-determinada;
- c) um vaporizador permitindo enriquecimento à plena carga e segurança em caso de parada do motor;
- d) um módulo de partida a frio evitando o transbordamento do vaporizador a temperaturas em torno de -10°C.

As vantagens do sistema desenvolvido por DUBOIS et alii se ligavam a:

- a) flexibilidade pois podia ser utilizado em modelos de motores de 60 a 130 CV;
- b) ausência de regulagens periódicas do aparelho;
- c) obtenção de taxas ar/gás desejáveis;
- d) bom compromisso desempenho/consumo.

Os dados obtidos em experimentos permitiram observar algumas características da operação de um motor a injeção de gás liquefeito de petróleo. Assim, foi notado um regime de funcionamento a misturas pobres que correspondia a taxas baixas de CO e NOx emitidos e, logicamente, a níveis baixos de potência; em contrapartida, uma zona de misturas ricas foi obtida, concorrendo para um máximo de potência seguido de teores de CO e NOx ainda aceitáveis.

Desta 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 de gasolina (700°C para CNG contra 450°C para gasolina). Além do fato 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 alii (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, ficou evidente que havia um atraso entre a abertura da válvula-borboleta e o início da descarga de combustível no alimentador principal, sendo que esse atraso aumentava quando a velocidade de abertura da válvula-borboleta era maior; com esse comportamento do sistema de alimentação via carburador, o que ocorria era 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, consequentemente, a integrar a corrente de ar, à medida em que o fluxo de ar aumentava; isso acontecia ao combustível descarregado pelo sistema de marcha lenta já que o combustível que fluía pelo alimentador principal não era suficientemente atomizado devido à baixa velocidade do ar, especialmente no estágio inicial de aceleração.

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 alii 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 o motor alcançar 2000 rpm, após o início da aceleração, tempo esse que levava em conta, inclusive, o atraso do fluxo do filme de combustível líquido; as flutuações de 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, sendo o aquecimento da mistura muito útil para se reduzir esse atraso e, consequentemente, melhorar as características de resposta do motor.

FUJIEDA et alii (1985) pesquisaram, igualmente, o atraso no fornecimento da mistura ar/combustível em motores alimentados por carburador e constataram que o combustível suprido pelo carburador, quando não contido no coletor de

admissão inicialmente, apresentava um atraso de fornecimento devido ao enchimento tardio do mesmo, o que ocorria mesmo sem haver problemas no processo de vaporização.

Observaram, ainda, que o débito de combustível para os cilindros era bastante afetado pelo tempo de início de fornecimento quando somente parte desse combustível era vaporizado.

2.4 - ASPECTOS DA COMBUSTÃO

KUO (1990) procurou algumas causas da propagação de chama lenta em motores de combustão a misturas pobres, colhendo dados a partir de duas classes de modelagem que, embora diferindo entre si, apresentaram resultados bastante similares.

Foi constatada uma 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, definida como a diferença entre a velocidade de queima turbulenta e a velocidade de propagação da chama; a velocidade de expansão térmica era menor, no caso da queima de misturas pobres, porque a temperatura do gás queimado era mais baixa, o que, provavelmente, podia ser minimizado com o aumento da temperatura de combustão.

O pico da temperatura média do gás queimado cai 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.

Também foi observado por KUD que tanto a velocidade laminar de chama como a velocidade de propagação de chama diminuíam com o aumento da relação ar/combustível, porém, a contribuição da componente laminar na velocidade de propagação total era pequena. Assim, a redução na velocidade de propagação em condições de misturas pobres era devida, principalmente, a mudanças na velocidade de expansão térmica.

No que diz respeito à taxa de queima turbulenta, ficou determinado pelos experimentos que a mesma era muito sensível às variações na relação ar/combustível.

KARPOV et alli (1986) procuraram relacionar a taxa de combustão de alcoóis, como metanol e etanol, ao nível de turbulência da mistura ar/combustível.

Pelos estudos e experimentos realizados, verificaram que a intensidade de combustão tendia a ser maior no caso de uma queima turbulenta, sendo que as misturas ricas apresentavam maior índice de combustão turbulenta que as misturas pobres.

Foi obtido, igualmente, que a adição de água reduzia a concentração de óxidos de nitrogênio nos gases de exaustão da combustão dos alcoóis, aumentando, também, a eficiência volumétrica pela queda da temperatura final da mistura fresca; os níveis de monóxido de carbono e hidrocarbonetos, em comparação com aqueles expelidos na combustão da gasolina, eram praticamente os mesmos.

2.5 - COMBUSTÃO DE MISTURAS POBRES

KOBAYASHI et alli (1984) desenvolveram um sistema de combustão para misturas pobres no qual a razão ar/combustível era controlada precisamente numa certa faixa através do uso de um sensor de mistura pobre, permitindo ao motor funcionar com grande economia de combustível.

Para atender aos níveis de emissões de NOx regulamentados, ao invés de se utilizar um catalisador de 3 vias, foi empregado o sistema para queimas pobres que possibilitava 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 nos moldes estabelecidos.

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 que era feito com base no princípio de "feedback".

A obtenção de condições de dirigibilidade em situação de alimentação do motor com misturas muito 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. Um novo sensor da razão ar/combustível e um método de controle integrado para o fluxo de ar foram desenvolvidos para se conseguir um controle rápido e preciso do motor na faixa de razões ar/combustível desde 8 até 26.

Quanto ao atomizador, especificamente, OHYAMA et alii 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 NOx 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 alii (1987), sistema esse baseado no princípio da "malha fechada" ou retroação.

Todo o controle da alimentação a misturas pobres era feito eletronicamente visando à maximização do rendimento do motor, através do uso de dispositivos para a obtenção de um sistema de queima pobre totalmente interativo.

O princípio da 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 seqüencial 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.

2.6 - CONSIDERAÇÕES SOBRE EMISSÕES

BÖHM et alii (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 alii, 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 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 NOx 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 até valores de 80°C e não ocorrendo, apesar disso, variações significantes nas temperaturas dos gases de escape, do óleo e da água.

Os níveis de CO emitidos eram reduzidos mais rapidamente que no caso do ar sem aquecimento, a partir do momento da partida a frio, principalmente se o sistema de afogamento 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 àquelas 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 significantemente afetadas pelo teor de metanol contido nas misturas; entretanto, quanto à quantidade do 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 contribuíram 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 as qualidades do ar nas grandes cidades neste século, 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.

Outro problema enfrentado pelos defensores dos combustíveis oxigenados é o seu preço frente aos derivados de petróleo uma vez que o preço do barril no mercado mundial tem estado baixo, ao passo que os custos de produção do metanol são relativamente altos, correndo o risco de serem superiores.

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, 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.

De acordo com estudos realizados, a garantia de menores custos do metanol frente à gasolina é incerta; novos processos tecnológicos podem diminuir esse custos numa situação de ampla produção de metanol, como por exemplo, usando os estoques de gás natural de baixo custo de exploração, existentes em grande quantidade, e utilizando os meios de transporte mais econômicos.

A Califórnia vem tentando 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 a solução de problemas energéticos vêm sendo colocados a público.

Para vencer o espaço entre a penetração no mercado e os interesses desse mercado dominado pelo petróleo, esforços governamentais devem ser empreendidos com o objetivo de assegurar um amplo convênio, entre os setores públicos e privados, que venha garantir as chances de sucesso do metanol como combustível.

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 grande escala, de automóveis cujos motores sejam alimentados por combustível alternativo.

2.7 - TEMPO DE PERMANÊNCIA DAS VÁLVULAS E OS ASPECTOS DA ALIMENTAÇÃO DOS MOTORES

ASSANIS & POLISHAK (1989) realizaram estudos sobre a influência do comando de válvulas no desempenho dos motores de ignição por centelha, buscando através desses estudos a otimização dos tempos de abertura e fechamento das válvulas, assim como o melhor valor do levantamento das mesmas.

Analizando o tempo de abertura das válvulas de admissão, ASSANIS & POLISHAK observaram que quanto mais cedo elas abrissem, maior abertura existiria quando o pistão chegasse ao ponto morto superior, permitindo, assim, que maior quantidade de mistura fresca entrasse no interior

do cilindro durante o tempo de admissão. Entretanto, um problema passava a ocorrer com a abertura prematura das válvulas de admissão e que se relacionava ao retorno dos gases de exaustão para dentro do coletor de admissão devido às altas pressões quando o pistão se aproximava do ponto morto superior, no final do tempo de escape.

De acordo com experimentos, a eficiência volumétrica melhorava substancialmente quando a abertura das válvulas de admissão era adiantada, alcançando um máximo para todas as rotações; além desse ponto, o retorno excessivo dos gases de escape causava queda na eficiência volumétrica.

Também verificaram que a eficiência era menor a rotações mais elevadas, em função do aumento das perdas pelo maior arrasto aerodinâmico ao longo das paredes do sistema de admissão; apesar desse aspecto, em certas rotações maiores que outras, o rendimento volumétrico se achava maior, porque o retorno dos gases de escape ao coletor de admissão era menor.

Quanto ao tempo de fechamento das válvulas de admissão, ASSANIS & POLISHAK notaram que um fechamento mais atrasado das mesmas contribuía para um melhor enchimento do cilindro pela mistura ar/combustível, porém, se o atraso fosse muito grande, parte considerável da mistura retornava ao coletor de admissão durante o tempo de compressão, devido à diminuição da quantidade de movimento do fluxo de mistura; assim, um maior atraso no fechamento das válvulas de admissão melhorava a eficiência volumétrica em altas rotações, enquanto a penalizava em baixas rotações, pela queda da quantidade de movimento do fluxo.

No que diz respeito ao tempo de abertura das

válvulas de escapamento, constatou-se que elas abriam bem antes do tempo de expansão ser concluído (antes do ponto morto inferior), para a obtenção de um melhor processo de exaustão através da redução da pressão durante o tempo de escape, o que beneficiava as trocas de gases. Com a abertura das válvulas de escape sendo mais prematura, as perdas ocorridas no tempo de escape diminuíam pois o trabalho de bombeamento dos gases de exaustão era menor, já que os valores de pressão eram menores.

Na análise do tempo de fechamento das válvulas de escape, foi observado que esse ocorria tarde, o que buscava evitar grandes aumentos de pressão no interior do cilindro ; esse aspecto, porém, concorria para o aumento do chamado cruzamento de válvulas (válvulas de admissão e escape abertas simultaneamente), aumentando a contaminação do coletor de admissão pelos gases de exaustão.

A eficiência volumétrica, para rotações mais baixas, era maior quando o fechamento das válvulas de escape era prematuro pois se evitava o retorno dos gases para o coletor de admissão; na situação de rotações mais elevadas, a eficiência crescia com o atraso no fechamento das válvulas de escape, devido ao fato de se diminuir a pressão no interior do cilindro quando o pistão atingia o ponto morto superior, facilitando a entrada de mistura fresca.

A altura do levantamento das válvulas também foi estudada sendo que alturas maiores que o valor ótimo diminuíam a eficiência volumétrica pelo aumento do retorno dos gases ao coletor de admissão; já alturas menores prejudicavam a entrada da mistura ar/combustível no interior do cilindro, pela diminuição da área pela qual

passavam os gases.

Pela pesquisa realizada, ASSANIS & POLISHAK concluíram que, otimizando tempo de abertura e fechamento das válvulas de admissão e escape e a altura do levantamento das mesmas, era possível melhorar o pico do torque dos motores em cerca de 3%, em comparação com os valores padrões utilizados.

2.8 - O USO DE ALCOÓLIS COMO COMBUSTÍVEL

KELKAR et alii (1988) realizaram uma série de experimentos buscando estudar os efeitos do uso de alcoóis (metanol, etanol, isopropanol e butanol) como combustível em motores de ignição por centelha, tanto puros como misturados à gasolina em diferentes proporções.

O motor utilizado era, por construção, um modelo de 6 cilindros com taxa de compressão de 6.77, usado originalmente para o consumo de gasolina.

Foi investigado o desempenho do referido motor quando queimando misturas de álcool e gasolina com relações volumétricas de 10/90 e 50/50, e também utilizando álcool puro.

O carburador foi recalibrado para a utilização dos novos combustíveis, através de um aumento no diâmetro do "gicleur", buscando, consequentemente, maior débito de combustível.

O ângulo de avanço da centelha (tempo de ignição) foi adiantado em função da menor velocidade de queima do álcool combustível em relação à gasolina.

Quanto à taxa de compressão, além de ser usada a original para o motor a gasolina, outro valor (7.76) foi empregado graças à redução do volume da câmara de combustão conseguida com a preparação do cabeçote.

Os resultados experimentais demonstraram que a potência obtida pelo motor com os mais diferentes combustíveis era bastante similar, sendo que entre os alcoóis, o butanol apresentou os melhores níveis de potência; o metanol, em contrapartida, gerou os menores índices, em função do seu menor valor energético.

Os valores de consumo específico eram sempre maiores para os alcoóis puros e suas misturas com gasolina do que aqueles observados quando do uso da gasolina pura.

O aumento na potência do motor, com melhor consumo específico e maior rendimento térmico, foi constatado quando a taxa de compressão era a maior, ou seja, 7.76 contra o valor original de 6.77.

Ficou comprovado que a mudança no tipo de combustível deve ser associada a modificações na calibração do carburador, no tempo de ignição e no valor da taxa de compressão.

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 monodisperso e de metanol pulverizado em ambientes à pressão atmosférica, usando um sistema de ignição a centelha por descargas capacitivas.

Através de experimentos, foi observada a mínima

energia de ignição, para os combustíveis totalmente vaporizados, encontrando-se, 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; a avaliação do metanol ficou prejudicada para misturas ricas pois o combustível freqüentemente se condensava.

Quanto ao efeito do diâmetro das gotículas em conjunto com a taxa de equivalência, DANIS et alii descobriram que a energia de ignição caía com a diminuição do diâmetro de gotículas 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 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 taxa 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 consequente

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.

As operações com óleo diesel apresentavam o menor atraso de ignição e a mais baixa taxa de aumento da 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 diminuíam, 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 disso, 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, a partir de pesquisas em artigos publicados em jornais chineses, a situação atual no campo do desenvolvimento de combustíveis alternativos para uso automotivo na China, que enfoca, principalmente, o estudo e a realização de testes sobre a utilização de metanol em larga escala.

De acordo com os últimos estudos efetuados por órgãos de pesquisa chineses, diz XIAOFU, as reservas mundiais de petróleo são suficientes para um período de 30 anos, ou menos, dependendo do consumo mundial e das novas descobertas de jazidas; assim sendo, a China tem, historicamente, desenvolvido estudos sobre combustíveis alternativos desde os anos da 2^a Guerra Mundial, notadamente com etanol, entre outros.

Nos últimos tempos, a Comissão de Tecnologia e de Ciência da China 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 consequente 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.

Quanto à partida a frio, não houve dificuldades pois a utilização do recurso de se completar o radiador dos veículos com água aquecida sanava qualquer problema.

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, demonstraram ser menos nocivos por conterem 38% menos monóxido de carbono, 39% menos hidrocarbonetos e 40% menos óxidos de nitrogênio; de qualquer forma, aldeídos fórmicos e metanol não queimado aumentavam levemente.

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 grande emprego, nos dias de hoje, do sistema de injeção eletrônica de combustível, observando que grande parte 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 "multi point"), 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 eletrônica se subdividia em quatro partes:

- a) sistema de combustível;
- b) sistema de admissão de ar;
- c) sistema de ignição;
- d) 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 eletro-mecânicas 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.

Apesar da evolução dos componentes eletrônicos e do progresso conseguido em termos de projeto e protótipo, alguns problemas existem, e se solucionados, podem levar à produção e aplicação desse dispositivo em larga escala; entre esses obstáculos, foram citados:

- a) disponibilidade de fabricantes nacionais de componentes eletrônicos;
- b) garantia de durabilidade dos componentes em contato com o álcool;
- c) diminuição dos custos do microcomputador;

d) treinamento de mão-de-obra especializada na manutenção do sistema.

2.9 - CONSIDERAÇÕES SOBRE O APROVEITAMENTO DA ENERGIA CALORÍFICA DO COMBUSTÍVEL

GIACOSA (1970) 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.

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

Tabela 2.9.1: balanço térmico de motores.

Distribuição do calor	Tipos de Motores		
	4 tempos-ICE	4 tempos-ICO	2 tempos-ICO
Trabalho útil	25%	36,3%	36%
Calor por radiação	20%	11%	20%
Calor por refrigeração	20%	21%	30%
Calor de escape	35%	31,7%	32%

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 influia, 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 130ºC.

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 tradicional para a partida e funcionamento até o regime de operação com vapor de etanol ser alcançado.

Através de estudos sobre um motor de 6 cilindros, 4 tempos e 4100 cm³ de cilindrada movido a etanol combustível, foi possível quantificar a energia disponível na água de refrigeração e a energia necessária para a vaporização do etanol, ficando estabelecido que os valores encontrados permitem o aproveitamento do calor retido na água para a vaporização do combustível.

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.

No que se relaciona ao sistema de alimentação, SANTOS & CELERE propuseram um dispositivo

constituído do gerador de vapor, do carburador a gás, do misturador no venturi do carburador e da chave comutadora.

A partida do motor era feita com álcool líquido carburado; quando o gerador de vapor entrava em regime de funcionamento, o manômetro acusava determinado valor de pressão, indicando que a chave comutadora podia ser mudada, fazendo o motor funcionar a etanol vaporizado.

O gerador de vapor foi previsto para garantir segurança mesmo quando a pressão atingisse níveis consideráveis (cerca de 2 bar), para o que uma válvula de alívio promovia o retorno de combustível ao tanque.

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 consequente

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 etanol e metanol, 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 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, consequentemente, 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 (vapor superaquecido) 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 gerador de vapor 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 anual são ideais para a utilização da estação geradora de vapor, como, por exemplo, motores de navio ou de locomotiva.

CAPÍTULO 3

METODOLOGIA

3.1 - MATERIAIS

A seguir, descrevem-se todos os materiais e equipamentos utilizados durante a fase experimental, assim como as características principais do motor empregado como objeto de estudos:

a) Motor CFR (COOPERATIVE FUEL RESEARCH):

Marca: Basf, fabricado por Hermann Ruf Mannheim Elektrotechnische Spezialfabrik

Tipo: ciclo Otto a 4 tempos

Número de cilindros: 1, disposto verticalmente

Refrigeração: a água, por sistema termo-sifão

Cilindrada: 332 cm³

Diâmetro do pistão: 65 mm

Curso do pistão: 100 mm

Razão de compressão: continuamente variável por ação de manivela que modifica a posição do cabeçote, podendo assumir valores desde 4/1 até 12/1

Rotações: 700, 800 ou 1000 rpm

b) Sistema medidor de potência:

Marca: Basf

Tipo: wattímetro

Menor valor da escala: 25 W

c) Sistema medidor de tempo:

Marca: Sports Timer, fabricado por Horioka Tokei Inc.

Tipo: cronômetro

d) Sistema medidor de temperatura:

Marca do módulo indicador: Doric Trendicator 400A

Tipo: termopar de ferro constantan

Precisão: 2.2 °C

Faixa de utilização: -210 °C a 1200 °C

e) Sistema medidor de vácuo:

Marca: Emfase

Tipo: vacuômetro

Menor valor da escala: 2 cm Hg

f) Sistema medidor de temperatura:

Marca: Wilh. Lambrecht K.G.

Tipo: termômetro

Menor valor da escala: 1.0 °C

g) Sistema medidor de pressão:

Marca: Wilh. Lambrecht K.G.

Tipo: barômetro

Menor valor da escala: 0.5 mm Hg

h) Sistema medidor de temperatura:

Marca: Asahi Style

Tipo: termômetro de bulbo seco

Menor valor da escala: 1.0 °C

i) Sistema medidor de temperatura:

Marca: Asahi Style

Tipo: termômetro de bulbo úmido

Menor valor da escala: 1.0 °C

j) Sistema medidor de massa específica:

Marca: Assistent

Tipo: densímetro

Menor valor da escala: 0.005 g/cm³

k) Sistema medidor do teor alcoólico:

Marca: Assistent

Tipo: densímetro (Graus G.L.)

Menor valor da escala: 1.0 %

l) Sistema medidor de rotação:

Marca: Philips

Tipo: tacômetro a lâmpada estroboscópica

Menor valor da escala: 25 rpm

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

Marca: Mini-Tune Timing Light

Tipo: "pistola" de luz estroboscópica

Menor valor da escala: 0.5°

n) Sistema medidor de consumo de ar:

Marca: Go Power M-1100

Tipo: manômetro conectado à tampa medidor de vazão de ar

Precisão: calibrado de acordo com figura A.2.1 (ver item A.2 do apêndice)

o) Sistema medidor de volume de combustível líquido:

Marca: Assistent

Tipo: bureta graduada

Menor valor da escala: 0.5 ml

3.2 - MÉTODOS

Em toda a fase experimental da pesquisa foi utilizado um motor de teste de octanagem, conhecido por motor CFR (COOPERATIVE FUEL RESEARCH), cuja característica peculiar se prendia ao fato de admitir variações na taxa de compressão, variações essas possíveis graças à existência de uma manivela que comandava a mudança de posição do cabeçote do motor mesmo quando em funcionamento; a taxa de compressão, para efeitos de experimentos, podia assumir valores desde 4/1 até 12/1.

O motor-teste era ligado, através de uma correia em "V", a um motor de indução elétrica cuja rotação se mantinha constante e igual a 1750 rpm; para que o motor-teste pudesse funcionar a rotações diferentes, três polias de tamanhos distintos eram acopláveis ao eixo do motor elétrico, o que permitia fazer a redução da rotação de 1750 rpm para 700, 800 ou 1000 rpm, dependendo da polia empregada; uma vez instalada determinada polia, o motor CFR funcionava à rotação constante determinada por ela, não havendo possibilidade de variação de rotação, a não ser que a polia fosse trocada.

Quanto ao regime de funcionamento, o motor CFR possuía um carburador onde era feita a mistura do combustível com o ar admitido, não apresentando válvula-borboleta dosadora da quantidade de mistura aspirada pelo motor; o regime era, portanto, de borboleta total e continuamente aberta.

O motor de indução elétrica funcionava como uma espécie de freio dinamométrico ao motor CFR, sendo que a

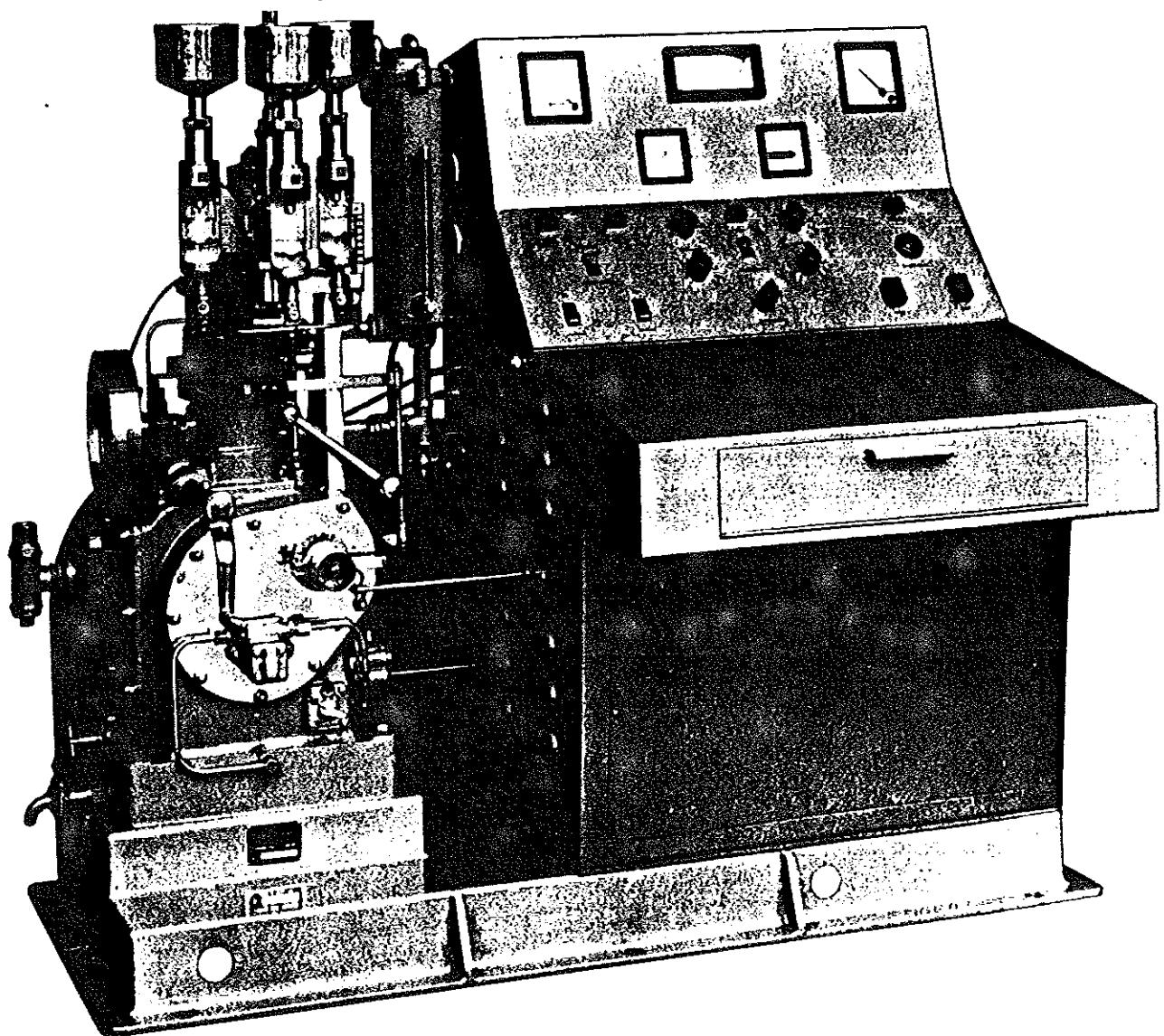


Figura 3.2.1: vista geral do motor CFR.

potência fornecida por este último podia ser lida em um wattímetro acoplado a ele, devidamente calibrado pelo fabricante.

Para a realização de experimentos utilizando álcool na forma vaporizada como combustível de alimentação do motor, um trocador de calor foi projetado e montado dentro do coletor de escape, com o objetivo único de promover a vaporização do álcool etílico hidratado combustível.

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 no interior do coletor de escape.

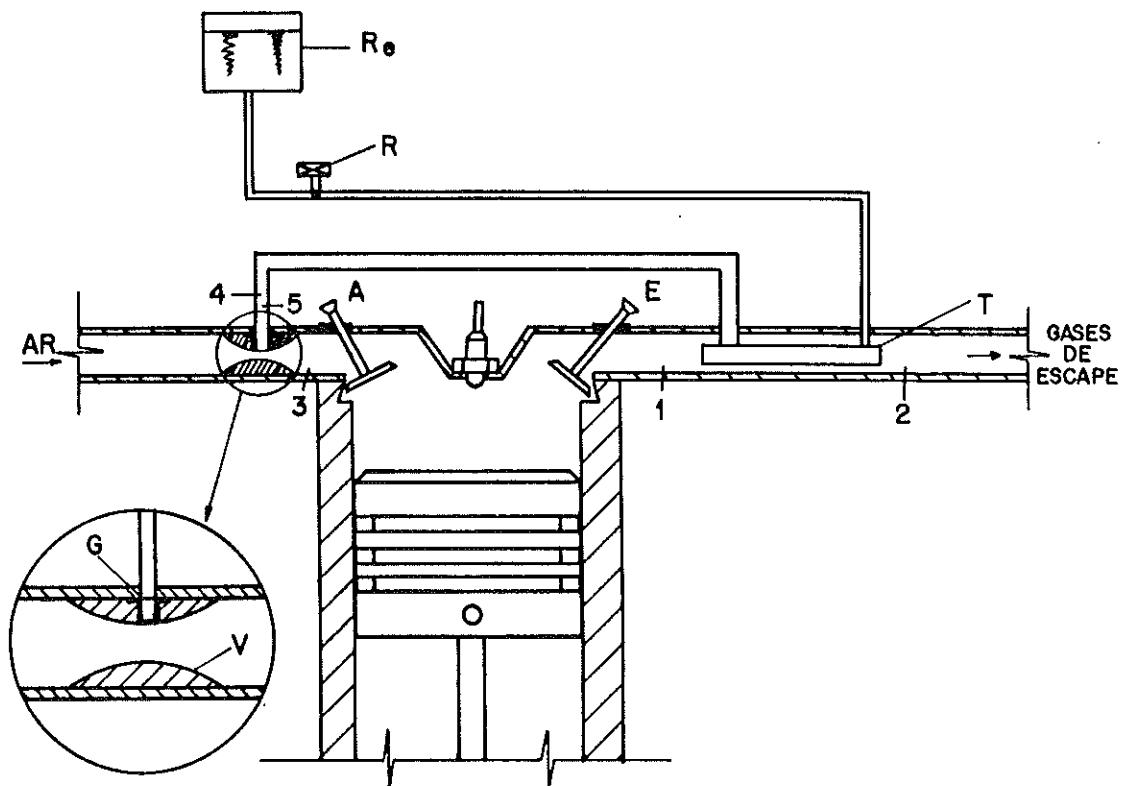
No caso dos experimentos com álcool vaporizado, o fluxo de combustível líquido se fazia por uma válvula controlada manualmente; após a sua vaporização no trocador de calor, o combustível era misturado ao ar de admissão em um venturi, onde era dosado por um "gicleur" ali instalado; quando o motor funcionava movido a álcool líquido, o "gicleur" do carburador 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, e quando alimentado por álcool líquido.

Assim, diversos dados foram obtidos submetendo-se o motor a taxas de compressão de 7/1, 8/1, 9/1, 10/1 e 11/1, em cada uma das rotações (700, 800 e 1000 rpm) e utilizando-se os "gicleurs" de 1.15, 1.20, 1.25, 1.30 e 1.325 mm, movido tanto a álcool líquido como a álcool vaporizado.

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 álcool vaporizado.

Deste modo, através de termopares instalados no coletor de escape, mediram-se as temperaturas dos gases de



- A - VÁLVULA DE ADMISSÃO.
- E - VÁLVULA DE ESCAPE.
- 1 - TERMOPAR (GÁS DE ESCAPE).
- 2 - TERMOPAR (GÁS DE ESCAPE).
- 3 - TERMOPAR (MISTURA A/C).
- 4 - TERMOPAR (VAPOR DE ÁLCOOL).
- 5 - VACUÔMETRO (VAPOR DE ÁLCOOL).
- R - VÁLVULA PARA CONTROLE DA VAZÃO DE ÁLCOOL.
- G - "GICLEUR".
- V - TUBO VENTURI.
- T - TROCADOR DE CALOR.
- R_o - RESERVATÓRIO DE ÁLCOOL.

Figura 3.2.2: motor CFR com dispositivo vaporizador de álcool.

escape antes de passarem pelo trocador de calor e após terem passado pelo trocador de calor, quando o motor era movido a vapor de álcool, enquanto que no motor movido a álcool líquido, somente um valor de temperatura de escape era anotado; 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 a 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, antes da sua entrada na câmara de combustão.

Também foram anotados, em cada experimento, a temperatura e pressão atmosféricas, a abertura entre eletrodos da vela de ignição e a densidade do álcool, além do teor alcoólico do mesmo.

A rotação e o ângulo de avanço da centelha da vela de ignição foram determinados por aparelhos que utilizavam luz estroboscópica, a qual era emitida sobre o volante do motor devidamente marcado no ponto correspondente ao momento de explosão; no caso do ângulo de avanço, modificações na posição do distribuidor, que era móvel, tornavam possível a obtenção do ponto de ignição ótimo o qual determinava a maior potência desenvolvida para uma certa rotação e uma dada taxa de compressão.

A taxa de compressão era lida em um disco graduado e conectado ao motor, tendo sido calibrado de acordo com especificações técnicas do fabricante do motor CFR.

A potência desenvolvida era verificada no wattímetro acoplado ao motor, calibrado pelo fabricante para levar em consideração a ação do motor elétrico de indução como uma espécie de freio dinamométrico.

O consumo de combustível foi estimado através da

tomada de tempo, em cronômetro, gasto para a queima de 30 ml de combustível, procedimento utilizado para os casos do motor movido a álcool líquido e a álcool vaporizado; o volume de combustível pode ser determinado através do emprego de uma bureta graduada para combustíveis líquidos.

No que diz respeito ao consumo de ar, a medida foi feita através de um manômetro conectado a um tambor que por sua vez era ligado, por duto, à tomada de ar de admissão do motor; esse tambor possuía um orifício calibrado, o que determinava, para uma certa vazão de ar, uma dada depressão que se fazia ler no manômetro. Utilizando-se ábacos (ver item A.1 do apêndice), obtinha-se o consumo de ar pelo valor da depressão que o manômetro mostrava; o número obtido era majorado por coeficientes de correção existentes em função da temperatura ambiente, da pressão atmosférica e da umidade relativa do ar, para o que era necessária a anotação das temperaturas de bulbo seco, bulbo úmido e pressão atmosférica reinante.

O dispositivo medidor de consumo de ar acima citado foi calibrado em laboratório e a curva de calibração se acha inserida no item A.2 do apêndice.

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; ainda deve ser ressaltado 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 não se comprometer a 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 o calor dos 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.

Passa-se, então, a descrever o projeto feito para a construção do dispositivo vaporizador de álcool etílico hidratado combustível:

Fluido quente: gases de escape

T_{a'}: temperatura de entrada do fluido quente

T_{b'}: temperatura de saída do fluido quente

Fluido frio: álcool etílico (com mudança de fase)

T_a: temperatura de entrada do fluido frio

T_b: temperatura de saída do fluido frio (aproximada)

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

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

Propriedades do ar na temperatura encontrada:

$\rho_{(ar)}$: massa específica do ar

$Cp_{(ar)}$: calor específico do ar a pressão constante

$\mu_{(ar)}$: viscosidade absoluta ou dinâmica do ar

$K_{(ar)}$: coeficiente de condutibilidade térmica do ar

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

$$T_{med\,(al)\,l} = (Ta + Tsat_{(al)})/2 \quad (3.3.2)$$

onde:

$Tsat_{(al)}$: temperatura de saturação do álcool etílico

Propriedades do álcool etílico na temperatura encontrada:

$\rho_{(al)}$: massa específica do álcool etílico

$Cp_{(al)\,l}$: calor específico do álcool etílico a pressão constante

$L_{(al)}$: calor latente de vaporização do álcool etílico

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

$$T_{med\,(al)\,v} = (Tsat_{(al)} + Tb)/2 \quad (3.3.3)$$

Propriedades do vapor de álcool etílico na temperatura encontrada:

$Cp_{(al)\,v}$: calor específico do vapor de álcool etílico

d) Cálculo da temperatura final do álcool vaporizado:

$$Q'_{(ar)} = Q'_{(al)}$$

$$m'_{(ar)} \cdot Cp_{(ar)} \cdot (Ta' - Tb') =$$

$$m'_{(al)} \cdot Cp_{(al)} \cdot (Tsat_{(al)} - Ta) + m'_{(al)} \cdot L_{(al)} +$$

$$m'_{(al)} \cdot Cp_{(al)v} \cdot (Tb - Tsat_{(al)}) \quad (3.3.4)$$

onde:

$m'_{(ar)}$: descarga mássica de ar

$m'_{(al)}$: descarga mássica de álcool etílico

Observação: 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)

e) Cálculo das áreas de escoamento:

Tubo interno:

$$A_{ti} = 25 \cdot 10^{-2} \cdot \pi \cdot D_i^2 \quad (3.3.5)$$

onde:

D_i : diâmetro do tubo interno

* Diâmetro equivalente do tubo externo:

$$D_{eq} = (D_e^2 - D_i^2) / D_i \quad (3.3.6)$$

onde:

D_e : diâmetro do tubo externo

Tubo externo:

$$A_{te} = 25 \cdot 10^{-2} \cdot \pi \cdot D_{eq}^2 \quad (3.3.7)$$

f) Cálculo das velocidades de escoamento (o álcool escoa pelo tubo interno e os gases de escape fluem pela carcaça):

$$V_{(ar)} = m'_{(ar)} / (\rho_{(ar)} \cdot A_{te}) \quad (3.3.8)$$

$$V_{(al)} = m'_{(al)} / (\rho_{(al)} \cdot A_{ti}) \quad (3.3.9)$$

g) Cálculo do fluxo de calor envolvido no processo:

$$Q' = m'_{(ar)} \cdot C_p_{(ar)} \cdot (T_a' - T_b') \quad (3.3.10)$$

h) Cálculo da variação média de temperatura:

Na escolha do tipo de trocador, opta-se pelo permutador de contra-corrente ou de correntes opostas, com o objetivo único de se conseguir o melhor rendimento possível em termos de troca de calor.

$$\Delta T_{\max} = T_b' - T_a \quad (3.3.11)$$

$$\Delta T_{\min} = T_a' - T_b \quad (3.3.12)$$

$$\Delta T_{\text{med}} = (\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}) / \ln (\Delta T_{\max} / \Delta T_{\min}) \quad (3.3.13)$$

i) Cálculo dos coeficientes de transferência convectiva:

Para os gases de escape:

* Número de Reynolds:

$$Re_{(ar)} = V_{(ar)} \cdot D_{eq} \cdot \rho_{(ar)} / \mu_{(ar)} \quad (3.3.14)$$

* Número de Prandtl:

$$Pr_{(ar)} = \mu_{(ar)} \cdot Cp_{(ar)} / K_{(ar)} \quad (3.3.15)$$

Então:

$$h_{(ar)} = 27 \cdot 10^{-3} \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,33} \cdot K_{(ar)} / D_{eq} \quad (3.3.16)$$

Para o álcool etílico:

$$\log h_{(al)} = -a + 2.5 \log \Delta T + bT \quad (3.3.17)$$

onde:

T: temperatura de saturação do álcool etílico

ΔT : diferença entre a temperatura da superfície e a temperatura de saturação do álcool etílico (adota-se a temperatura da superfície como a temperatura média do ar)

a, b: coeficientes específicos do álcool etílico

j) Cálculo do coeficiente total de transmissão de calor:

Para paredes cilíndricas, a fórmula simplificada pode ser escrita:

$$U = h_{(ar)} \cdot h_{(al)} / (h_{(ar)} + h_{(al)}) \quad (3.3.18)$$

Observação: despreza-se a correção do coeficiente global de transmissão de calor através dos fatores de sedimentação por ser possível a limpeza sistemática do equipamento

K) Cálculo da área de transferência de calor:

$$Q' = U \cdot A \cdot \Delta T_{\text{med}} \quad (3.3.19)$$

l.) Cálculo do comprimento do permutador de calor:

$$A = \pi \cdot D_i \cdot L \quad (3.3.20)$$

onde:

L: comprimento do trocador de calor

Com base no roteiro de cálculos acima, construiu-se um trocador de calor com 150 mm de comprimento, 12 mm de diâmetro de tubo interno e 30 mm de diâmetro de tubo externo ou carcaça.

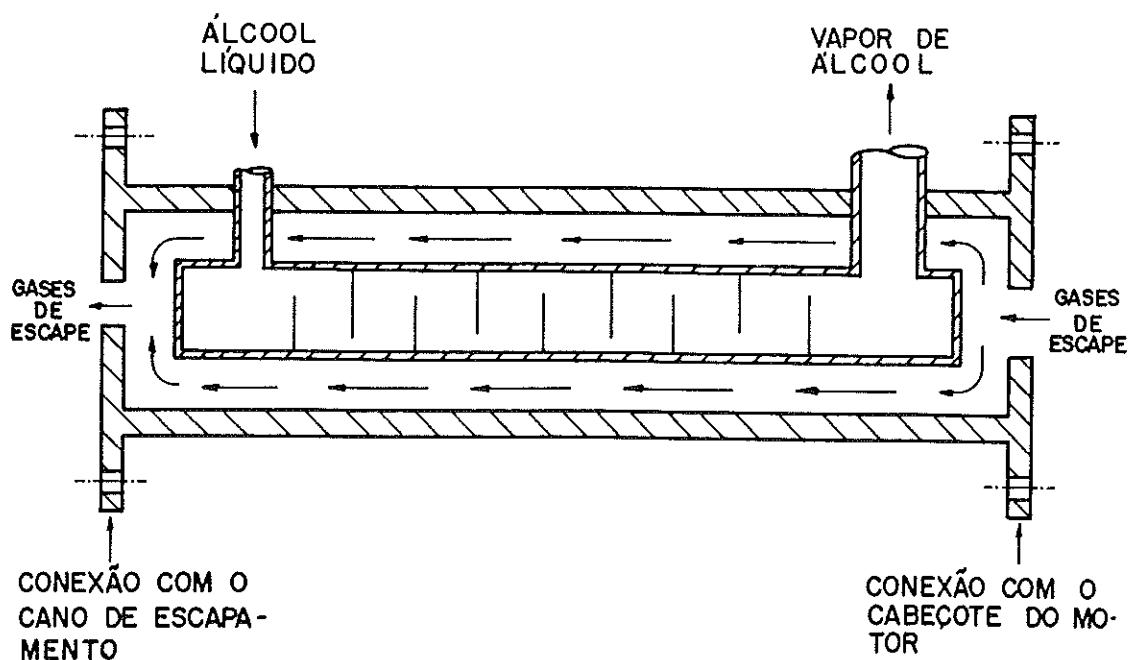


Figura 3.3.1: trocador de calor para vaporização do álcool.

CAPÍTULO 4

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Diversos dados colhidos explicitam o que de mais relevante foi observado, sendo discutidos, agora, os principais aspectos relacionados à pesquisa propriamente dita.

É extremamente importante salientar que os gráficos traçados foram baseados em valores médios calculados a partir de outros dados coletados através do funcionamento do motor utilizando cinco "gicleurs" diferentes; todas as medições realizadas se acham integralmente 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 (medido através de vacuômetro que marcava mínimo vácuo); assim, com temperaturas médias do álcool girando em torno de 100°C e pressão praticamente igual à atmosférica, o estado era de vapor superaquecido de álcool etílico (ver diagrama pressão-entalpia na figura 4.1.2). É de se notar, também, que as mínimas temperaturas atingidas pelo álcool eram de cerca de 77°C , o que, para a pressão reinante, configurava o estado de vapor saturado.

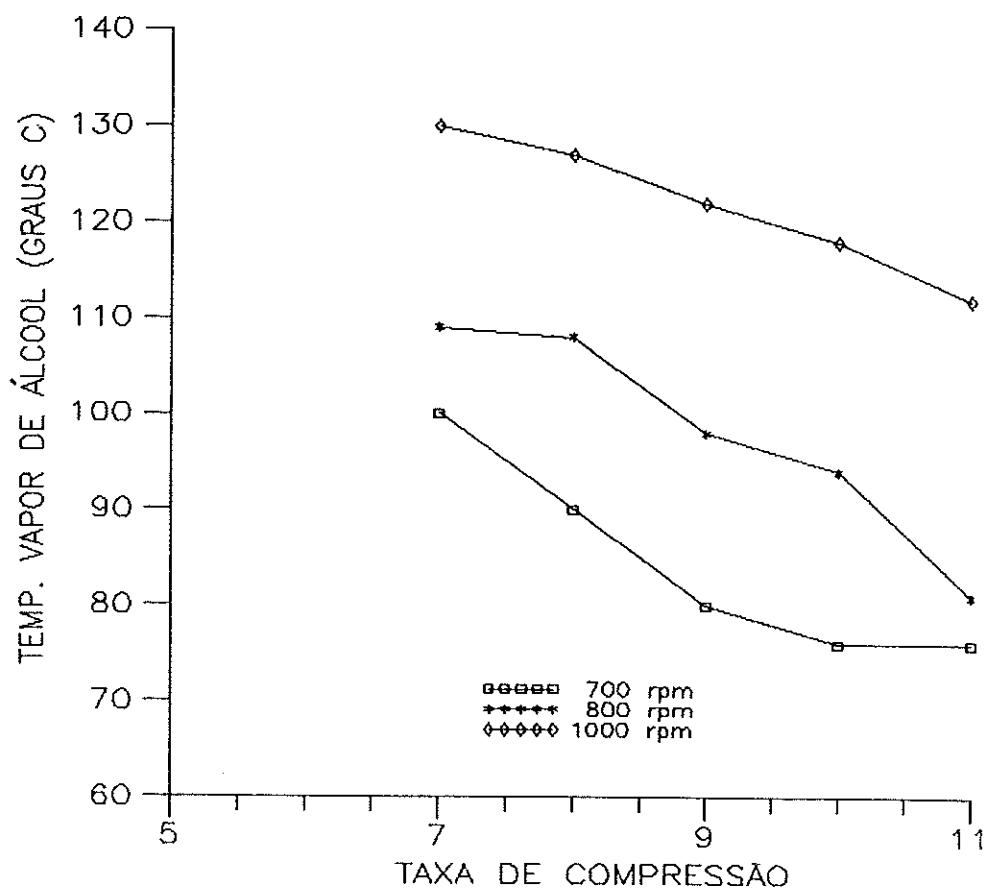


Figura 4.1.1: temperatura do vapor de álcool em função da taxa de compressão e da rotação.

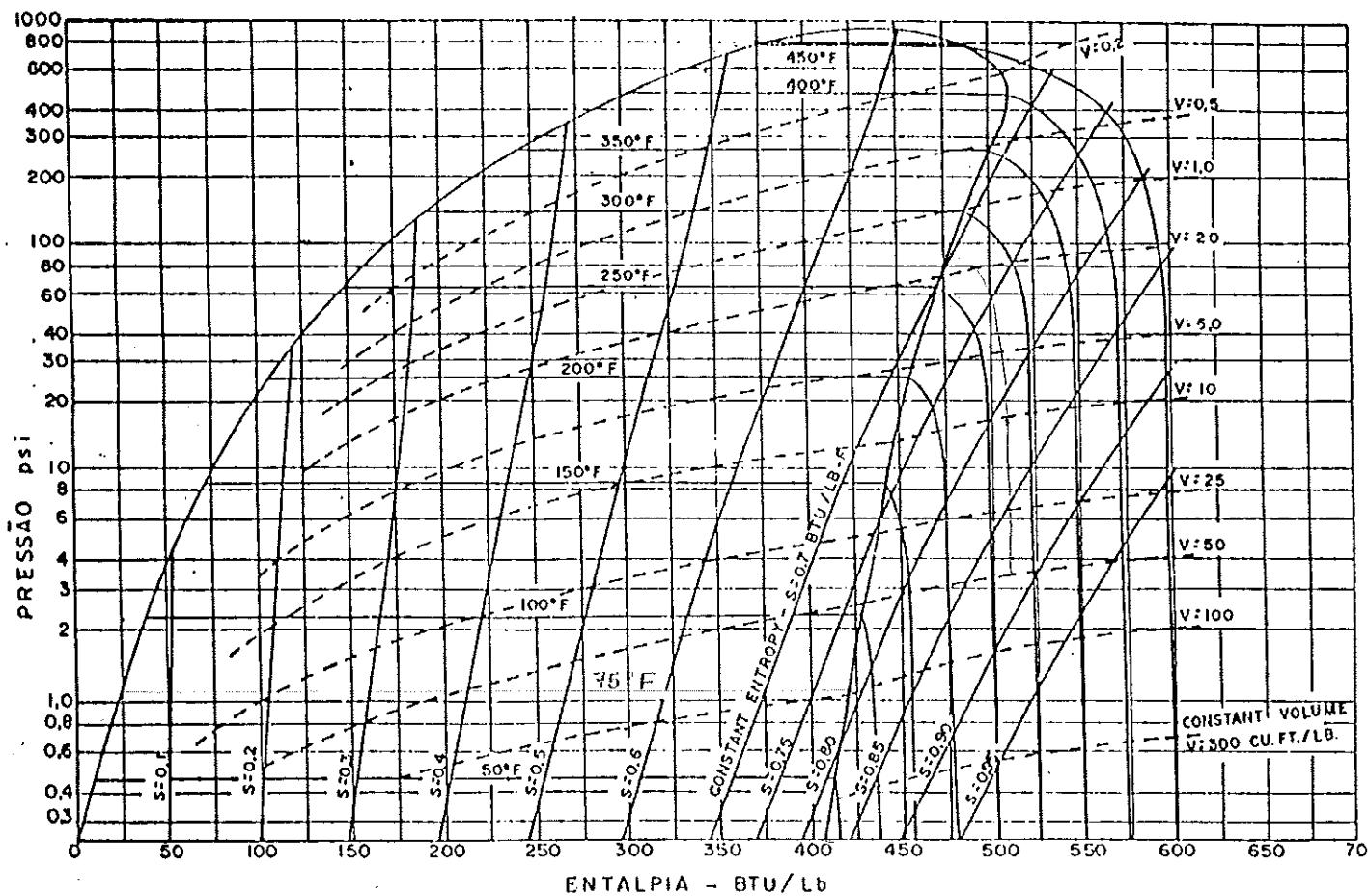


Figura 4.1.2: diagrama pressão-entalpia do álcool etílico
[REID & SMITH (1951)].

A figura 4.1.1 mostra a variação da temperatura do vapor de álcool (em graus Celsius) contra taxa de compressão, para cada uma das rotações de funcionamento do motor, ou seja, 700, 800 e 1000 rpm.

Pelo gráfico, verifica-se claramente que as temperaturas do vapor de álcool eram maiores para taxas de compressão menores, tendendo a cair com o aumento dessas taxas, o que se explicava pelo fato das temperaturas dos gases de escape caírem com esse aumento, já que o vapor era gerado no trocador de calor instalado dentro do coletor de escapamento; as razões para a queda da temperatura dos gases de escape, ao se aumentar a taxa de compressão, serão discutidas logo mais adiante.

Observa-se, igualmente, um aumento das temperaturas do vapor de álcool com a elevação dos valores da rotação pois as temperaturas de escape também subiam com o aumento da rotação.

4.2 - ANÁLISE DA TEMPERATURA DA MISTURA AR/COMBUSTÍVEL

A mistura ar/combustível apresentou comportamento distinto conforme o tipo de alimentação do motor, ou seja, quando o motor era movido a álcool vaporizado, a temperatura da mistura assumia determinados valores que diferiam totalmente daqueles relacionados ao motor movido a álcool líquido.

De acordo com a figura 4.2.1, a temperatura da mistura do motor a álcool vaporizado aumentava com a elevação da rotação, varrendo uma faixa desde 49⁰C até

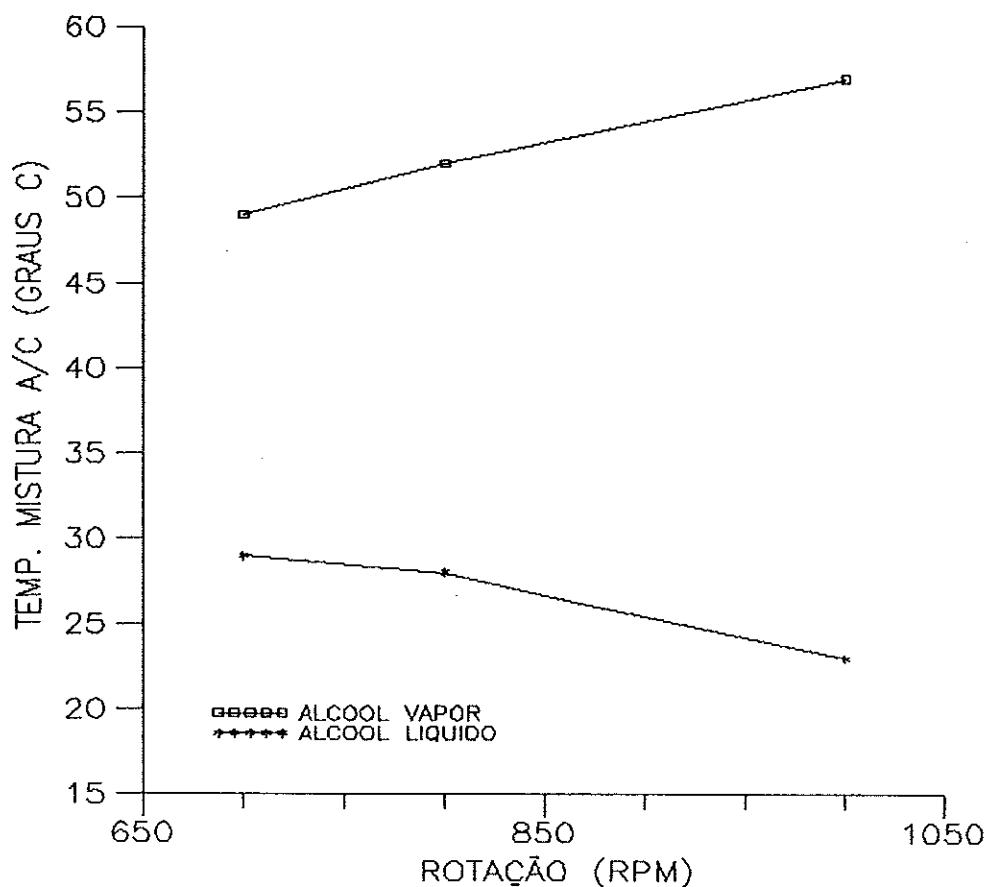


Figura 4.2.1: temperatura da mistura ar/combustível em função da rotação e do tipo de alimentação (taxa de compressão: 10/1).

57°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 caía com o aumento da rotação devido ao aumento da vazão do ar admitido pelo motor; como o fluxo de ar era maior para maiores rotações, a velocidade do ar era grande, não havendo tempo suficiente para trocas de calor consideráveis entre ele (ar) e o coletor de admissão, verificando-se a tendência de diminuição de temperatura; por sua vez, a vaporização do álcool na corrente de ar acentuava, sensivelmente, esse fato.

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

Uma observação deve ser feita quanto às mínimas temperaturas atingidas pela mistura de ar e álcool vaporizado: os valores mais baixos encontrados foram de 40°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, com o que foram evitadas perdas na eficiência volumétrica.

4.3 - ANÁLISE DA EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA

Analizando a figura 4.3.1, percebe-se que a eficiência volumétrica do motor CFR se achava maior quando

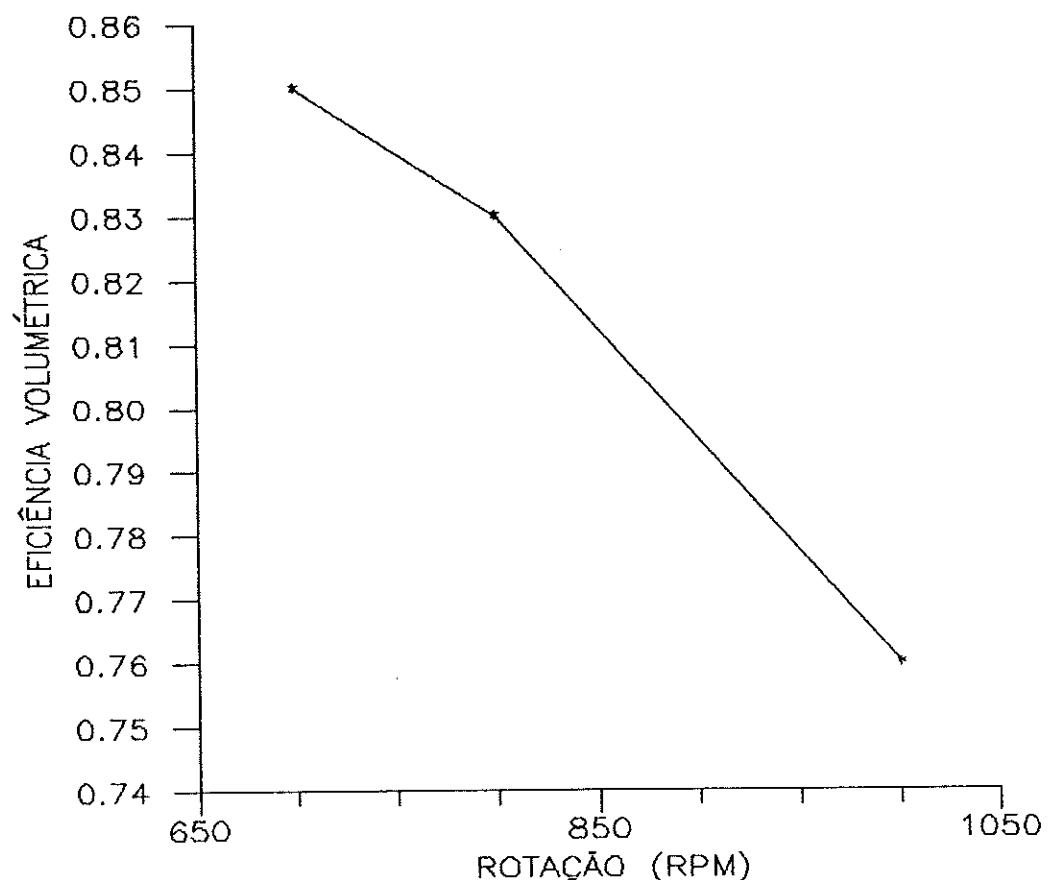


Figura 4.3.1: eficiência volumétrica do motor CFR em função da rotação (cálculos no item A.4 do apêndice).

as rotações eram mais baixas; à medida em que a rotação aumentava, a eficiência diminuía. A razão principal disto se devia ao aumento das perdas por atrito (arrasto aerodinâmico) no coletor e na válvula de admissão com o crescimento da velocidade da mistura ar/combustível, o que decorria da elevação da rotação.

Os tempos de permanência das válvulas (figura 4.3.2) também concorriam para a existência desse comportamento, haja visto que a abertura da válvula de admissão era bastante tardia enquanto que o fechamento da válvula de escape acontecia prematuramente, não havendo um mínimo do chamado "cruzamento de válvulas" que permitisse a melhora no enchimento do cilindro utilizando a maior quantidade de movimento do fluxo de mistura nas rotações mais elevadas.

Essa situação contribuía, decisivamente, para que os valores do rendimento térmico do motor fossem profundamente baixos.

4.4 - ANÁLISE DA RELAÇÃO AR/COMBUSTÍVEL

As figuras 4.4.1 e 4.4.2 representam a relação ar/combustível em função da taxa de compressão e da rotação, respectivamente, para o motor a álcool líquido e para o motor a álcool vaporizado.

A figura 4.4.1 mostra que o motor a álcool líquido funcionava com misturas ricas para a rotação de 1000 rpm, e com misturas tendendo ao valor estequiométrico (razão 9/1) para as rotações de 700 e 800 rpm.

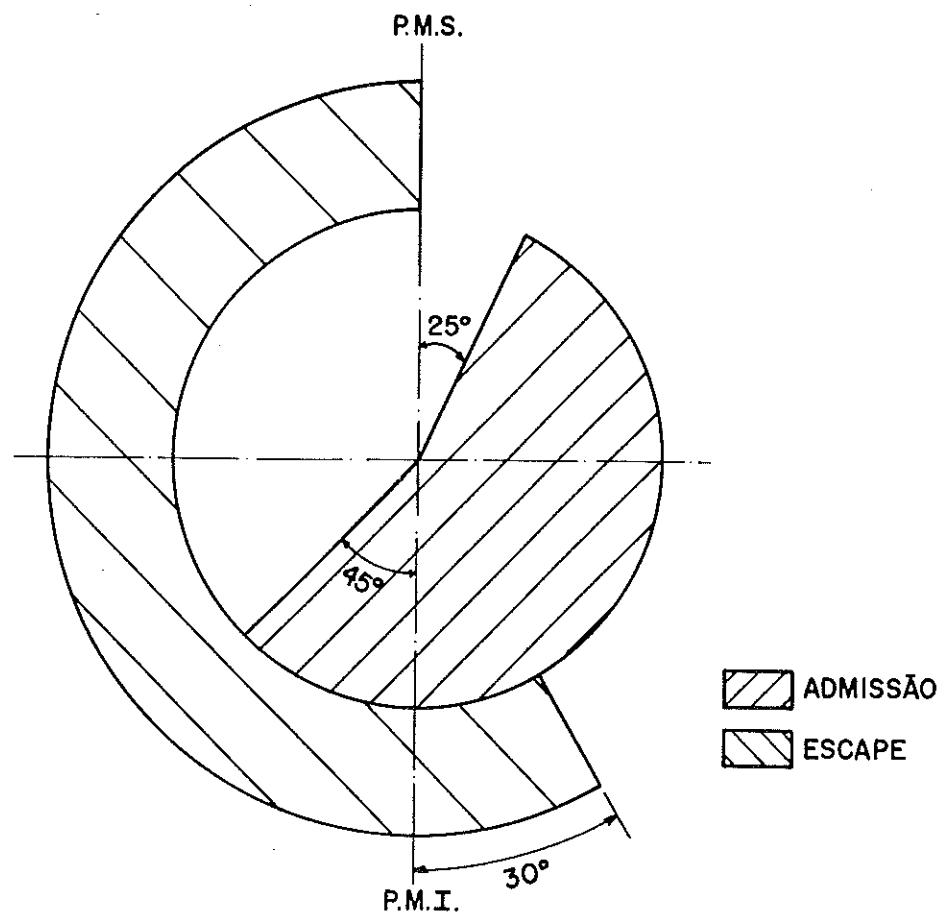


Figura 4.3.2: tempo de permanência das válvulas do motor CFR.

Na figura 4.4.2, observa-se que as misturas ar/combustível eram pobres para o motor movido a álcool vaporizado, seguindo o comportamento da figura 4.4.1, ou seja, misturas mais pobres para as rotações mais baixas e pouco menos pobres para rotações mais altas, se aproximando da razão estequiométrica.

Quanto à variação da taxa de compressão, não houve grandes mudanças observadas na relação ar/combustível, como, de fato, se esperava.

A diminuição da relação ar/combustível (enriquecimento da mistura) com o aumento da rotação ocorria para que os regimes de rotação mais elevada fossem sustentados por pressões médias efetivas mais altas, o que era conseguido com aumento da participação do combustível para diminuir o nível de oxigênio não queimado e liberar maior quantidade de energia química.

A mistura rica no motor a álcool líquido existia para suprir as deficiências de alimentação pois o combustível 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 era irregular, com porções da mistura mais pobres e outras mais ricas, exigindo grande presença de combustível para o aproveitamento do ar admitido.

No motor a álcool vaporizado, o combustível na forma de vapor se misturava perfeitamente bem com o ar, formando uma mistura com propriedades bastante 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

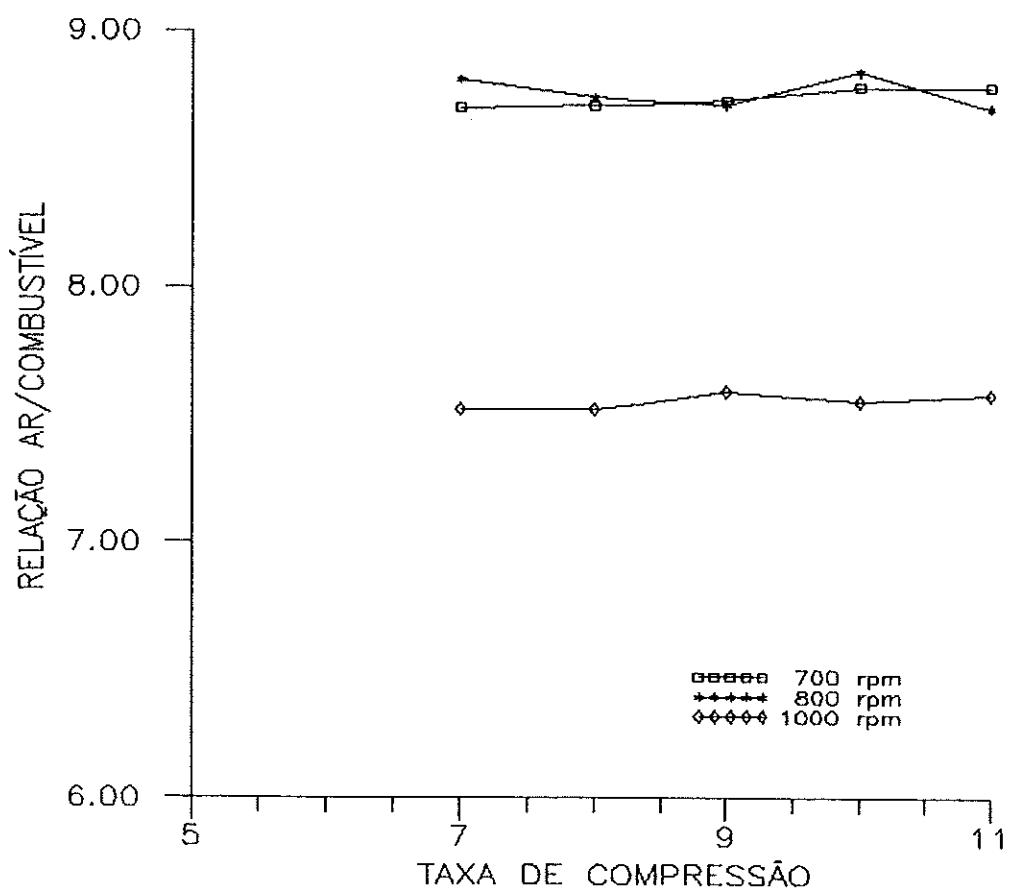


Figura 4.4.1: relação ar/combustível em função da taxa de compressão e da rotação (álcool líquido).

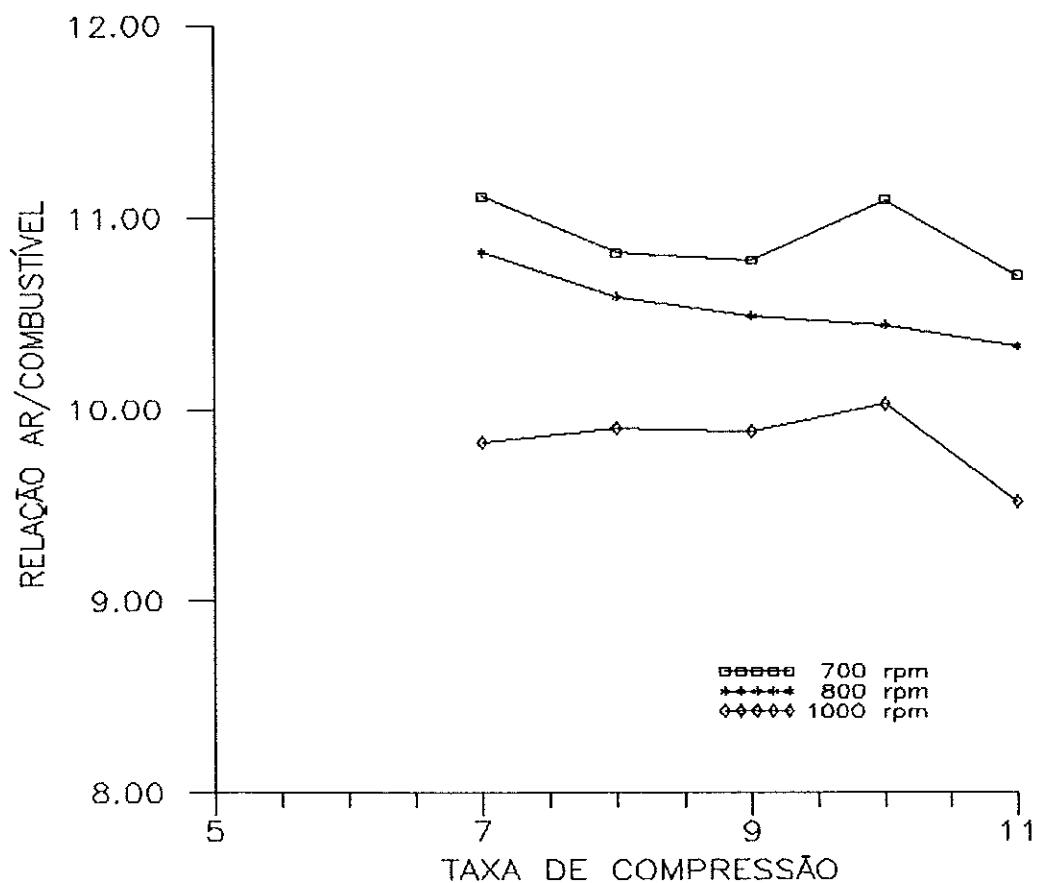


Figura 4.4.2: relação ar/combustível em função da taxa de compressão e da rotação (álcool vaporizado).

grande, como grande era o consumo de oxigênio, com consequente aumento da energia liberada.

Normalmente, o dispositivo medidor da vazão de ar que é empregado junto a motores de combustão interna funciona como uma espécie de estrangulador do ar, fornecendo leituras aquém das reais; por essa razão, foi feita uma calibração do sistema, traçando-se uma curva (ver item A.2 do apêndice) para relacionar os valores lidos com valores reais, os quais foram empregados na confecção dos gráficos acima.

4.5 - ANÁLISE DO RENDIMENTO TÉRMICO

O rendimento térmico do motor CFR está representado nas figuras 4.5.1 e 4.5.2, onde aparece em função da taxa de compressão e da rotação.

Pelas figuras, constata-se que o rendimento, em ambos os casos (motor a álcool líquido e motor a álcool vaporizado) crescia com a taxa de compressão, concordando com as informações da literatura corrente, pois as taxas de compressão mais elevadas permitiam maior formação das partículas ativadoras da combustão e, consequentemente, queima mais completa.

As rotações maiores também levavam a rendimentos melhores porque os níveis de potência aumentavam proporcionalmente mais que o consumo de combustível, já que as misturas eram mais ricas nas rotações mais elevadas, o que determinava maior liberação de energia.

Confrontando os gráficos, observa-se que o motor a

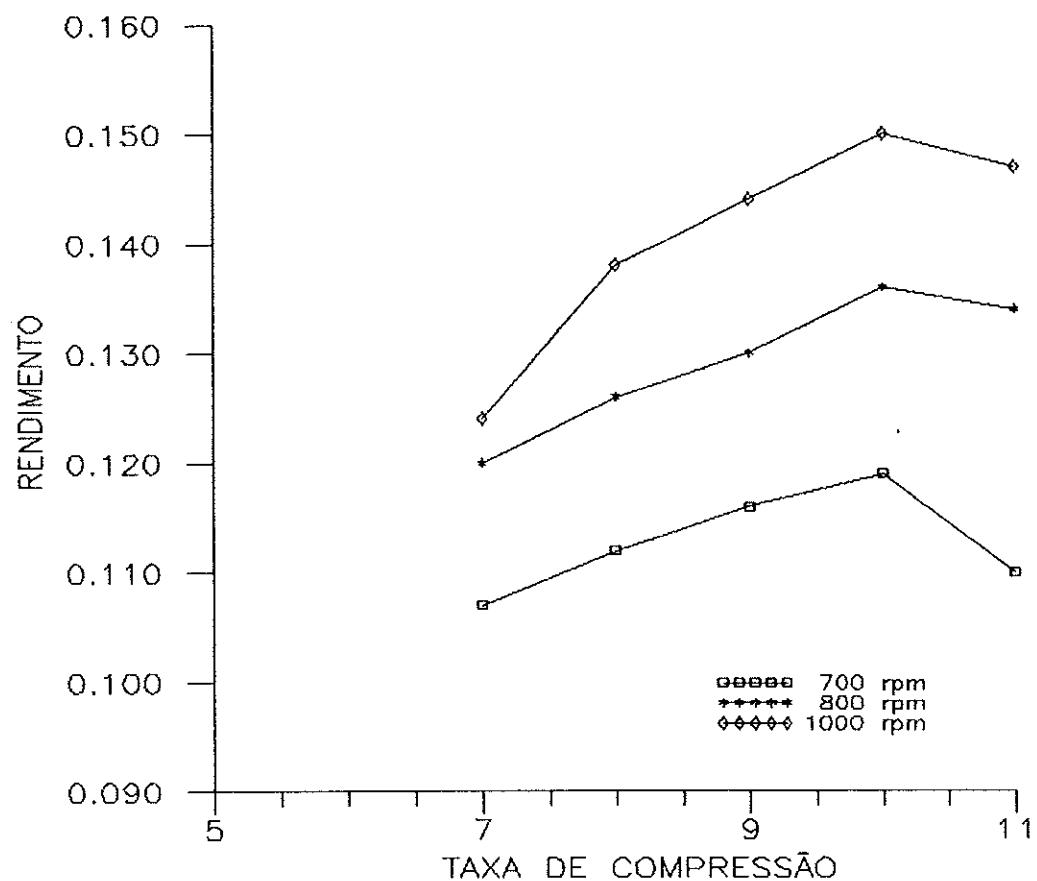


Figura 4.5.1: rendimento térmico em função da taxa de compressão e da rotação (álcool vaporizado).

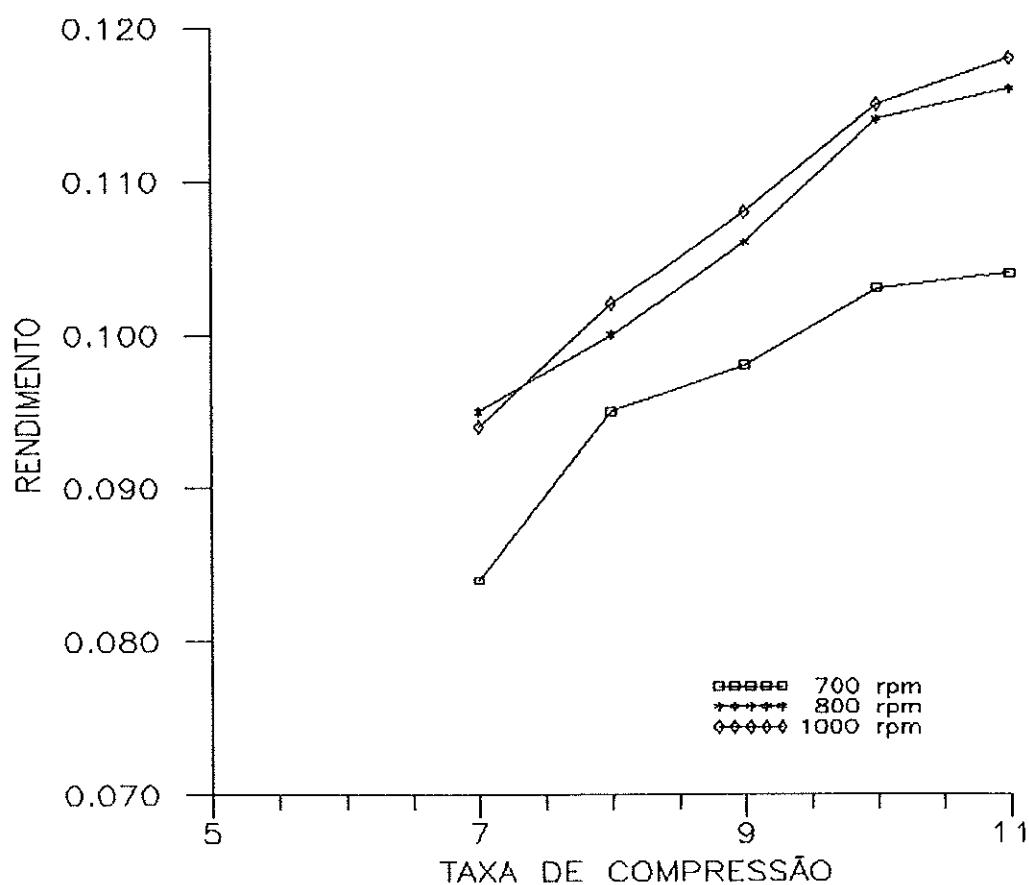


Figura 4.5.2: rendimento térmico em função da taxa de compressão e da rotação (álcool líquido).

álcool vaporizado apresentava rendimento térmico superior àquele do motor a álcool líquido, sob as mesmas condições de funcionamento.

Uma das razões principais desse melhor rendimento se devia à queima de misturas mais pobres, que se aproximavam bastante do chamado padrão-ar (motor operando idealmente com ar somente); 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:

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

onde:

r : taxa 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 sinal, 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 maneira mais completa, favorecendo o aumento do rendimento.

De outro lado, de acordo com a figura 4.5.1, foi detectada uma diminuição sistemática no rendimento para taxas de compressão de 11/1, em qualquer uma das rotações

empregadas; isso acontecia como resultado de uma tendência à detonação observada nessas circunstâncias nesse motor.

Como as temperaturas da mistura, no motor a álcool vaporizado, eram razoáveis, as temperaturas de final de compressão atingiam valores consideráveis, se aproximando do nível de auto-inflamação do combustível; como se não bastasse, a presença do vapor de álcool contribuía para maior atividade molecular, que aliada à característica homogênea da mistura, levava a um menor atraso no período de indução da queima; assim, o efeito acelerador das altas taxas 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 e 4.6.2 trazem o comportamento do ângulo de avanço da centelha contra a taxa de compressão e a rotação; por elas, para os dois tipos de alimentação, percebe-se que o ângulo de avanço decrescia com o aumento da taxa de compressão, para compensar as maiores velocidades de queima proporcionadas pelas taxas mais altas. A rotação também exerceia grande influência sobre o ângulo de avanço pois em regime de rotação elevada, o ângulo devia ser grande para que a rapidez do processo de combustão pudesse ser assegurada.

As diferenças entre as figuras se baseiam em dois aspectos que são os maiores valores do ângulo de avanço para taxas de compressão baixas, no caso do álcool vaporizado, e a menor amplitude de variação do ângulo de

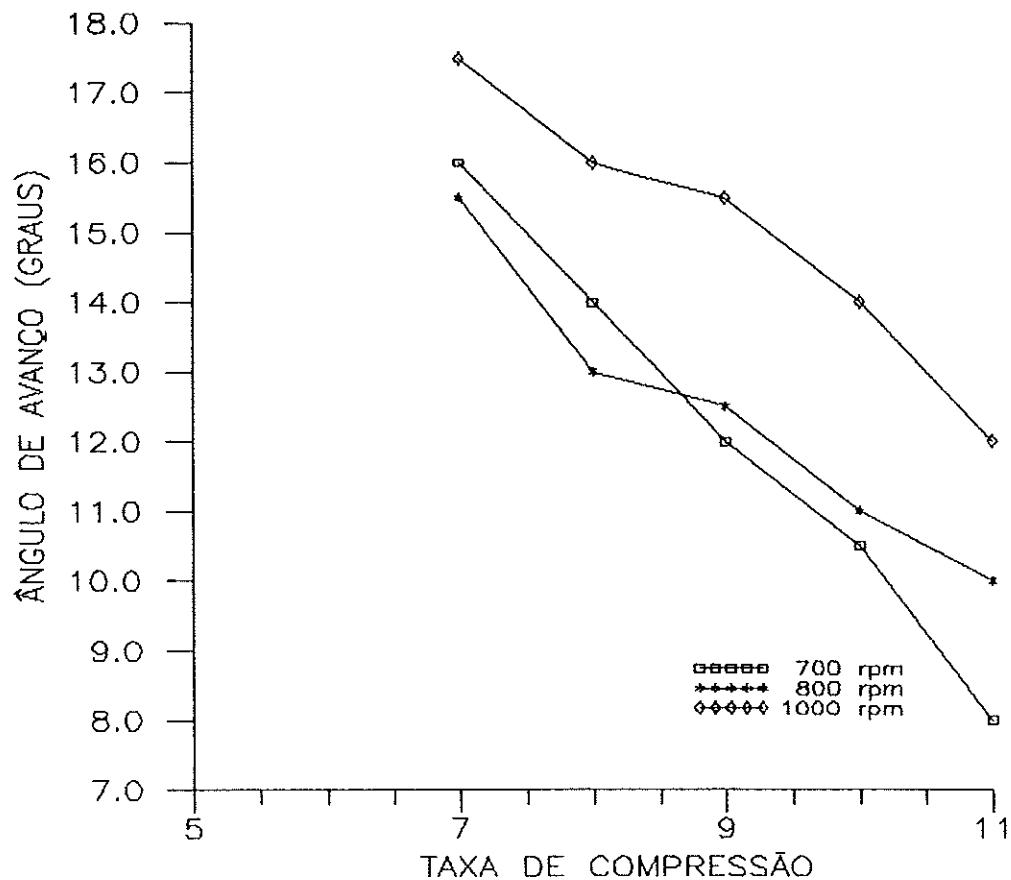


Figura 4.6.1: ângulo de avanço da centelha de ignição em função da taxa de compressão e da rotação (álcool vaporizado).

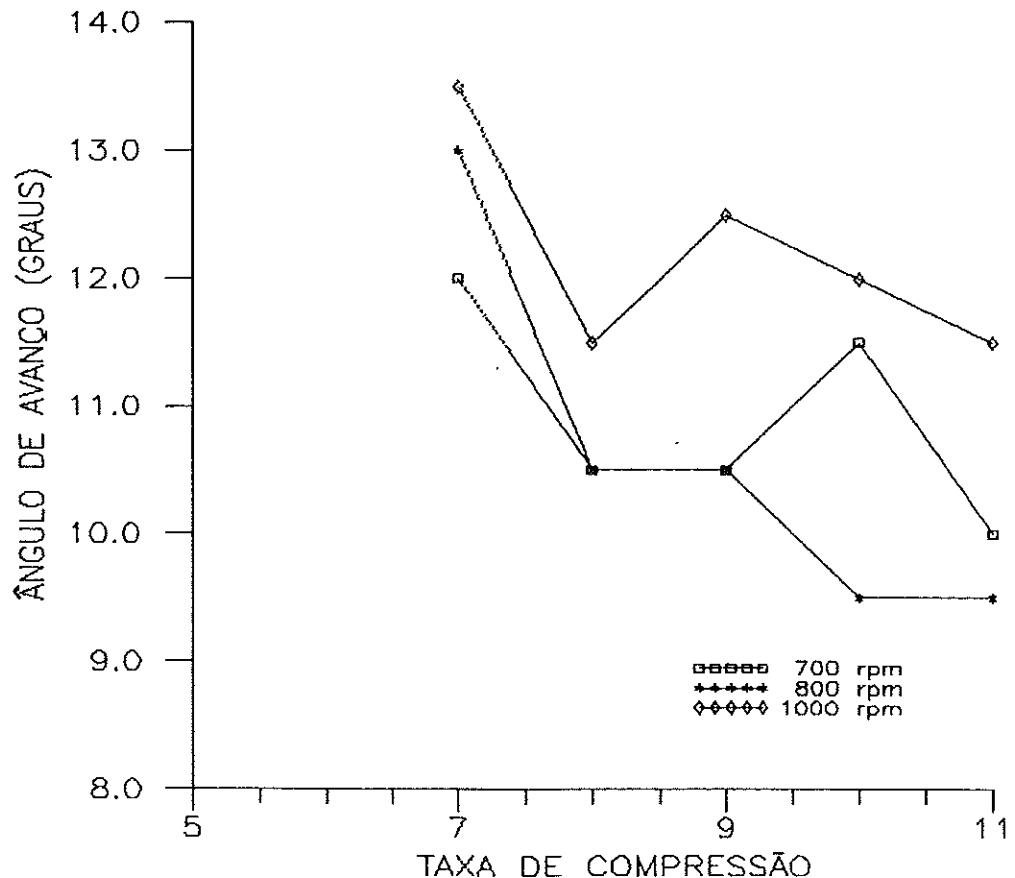


Figura 4.6.2: ângulo de avanço da centelha de ignição em função da taxa de compressão e da rotação (álcool líquido).

avanço, no caso do álcool líquido.

Os maiores ângulos de avanço, usando álcool vaporizado, ocorriam para as taxas de compressão mais baixas, caindo bastante para as taxas mais elevadas, o que se explicava pela velocidade de queima menor no motor a álcool vaporizado, pois as misturas eram mais pobres; porém, elevando-se as taxas de compressão, aumentava-se a velocidade de queima que associada à maior temperatura da mistura ar/álcool vaporizado e à sua maior homogeneidade, provocava uma certa detonação, exigindo grande diminuição do ângulo de avanço. Nessa situação, a presença de misturas homogeneamente formadas contribuía para que os ditos elementos vizinhos da própria mistura reagissem simultaneamente, invertendo 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 ricas do álcool líquido.

Essa tendência é mostrada pelas figuras que explicitam a queda do ângulo de avanço de 18 graus (APMS) para 8 graus (APMS), no caso do motor a álcool vaporizado, considerando-se todas as taxas de compressão e todas as rotações, simultaneamente; sob o mesmo ponto de vista, para o caso do motor a álcool líquido, o declínio dos valores do ângulo é menor, varrendo a faixa desde 13.5 graus (APMS) até 9.5 graus (APMS).

4.7 - ANÁLISE DA TEMPERATURA DOS GASES DE ESCAPE

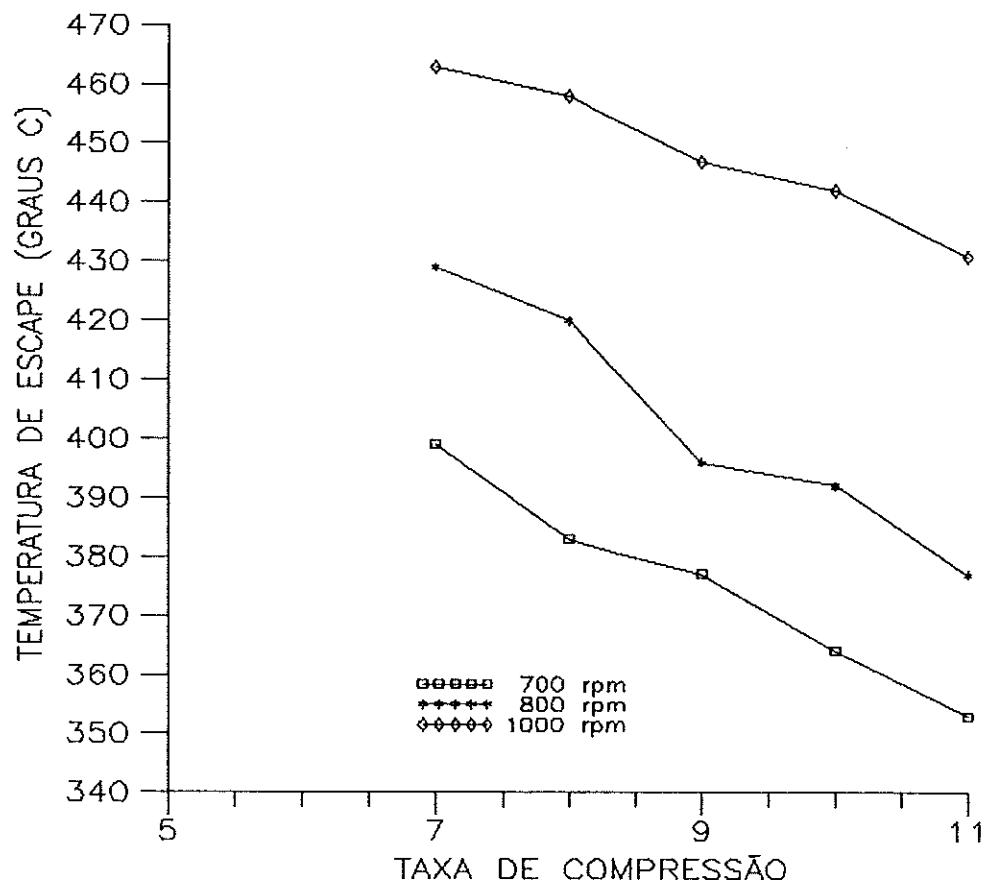


Figura 4.7.1: temperatura dos gases de escape em função da taxa de compressão e da rotação (álcool vaporizado).



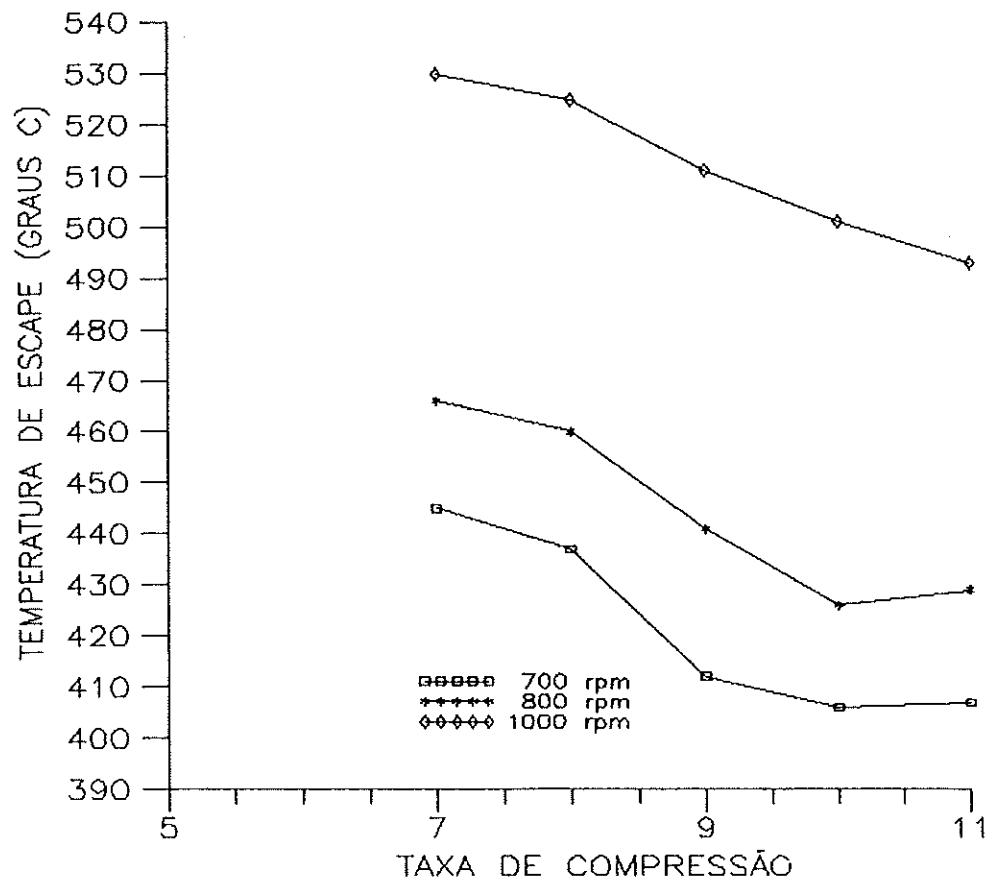


Figura 4.7.2: temperatura dos gases de escape em função da taxa de compressão e da rotação (álcool líquido).

A temperatura dos gases de escape é retratada pelas figuras 4.7.1 e 4.7.2, em função da taxa de compressão e da rotação do motor, para o motor movido a álcool vaporizado e a álcool líquido, respectivamente.

As curvas mostram que a temperatura dos gases de escape caíam com o aumento da taxa de compressão, em ambos os casos, o que se explicava pela maior velocidade de queima provocada por aquele aumento, determinando que maior parte da energia química do combustível ficasse confinada à câmara de combustão e fosse convertida em trabalho.

Também é visível o aumento da temperatura de escape com o crescimento da rotação, em razão do maior montante de energia envolvido pois nas rotações mais elevadas, a quantidade de combustível consumido era bem maior.

O grande contraste entre os gráficos se verifica na diferença entre as temperaturas de escape, comparando o álcool vaporizado com o álcool líquido: as temperaturas de escape no motor a álcool vaporizado eram bem menores que aquelas do motor a álcool líquido, devido à queima de misturas pobres homogêneas que, por conterem excesso de ar, asseguravam reações de combustão mais completas no início do curso de expansão. Quando a válvula de escape se abria, a temperatura dos gases já havia diminuído em decorrência do melhor aproveitamento da energia contida no combustível, sobrando pequenissima quantia de combustível a ser queimada, eventualmente, no duto de escapamento.

4.8 - ANÁLISE DA POTÊNCIA

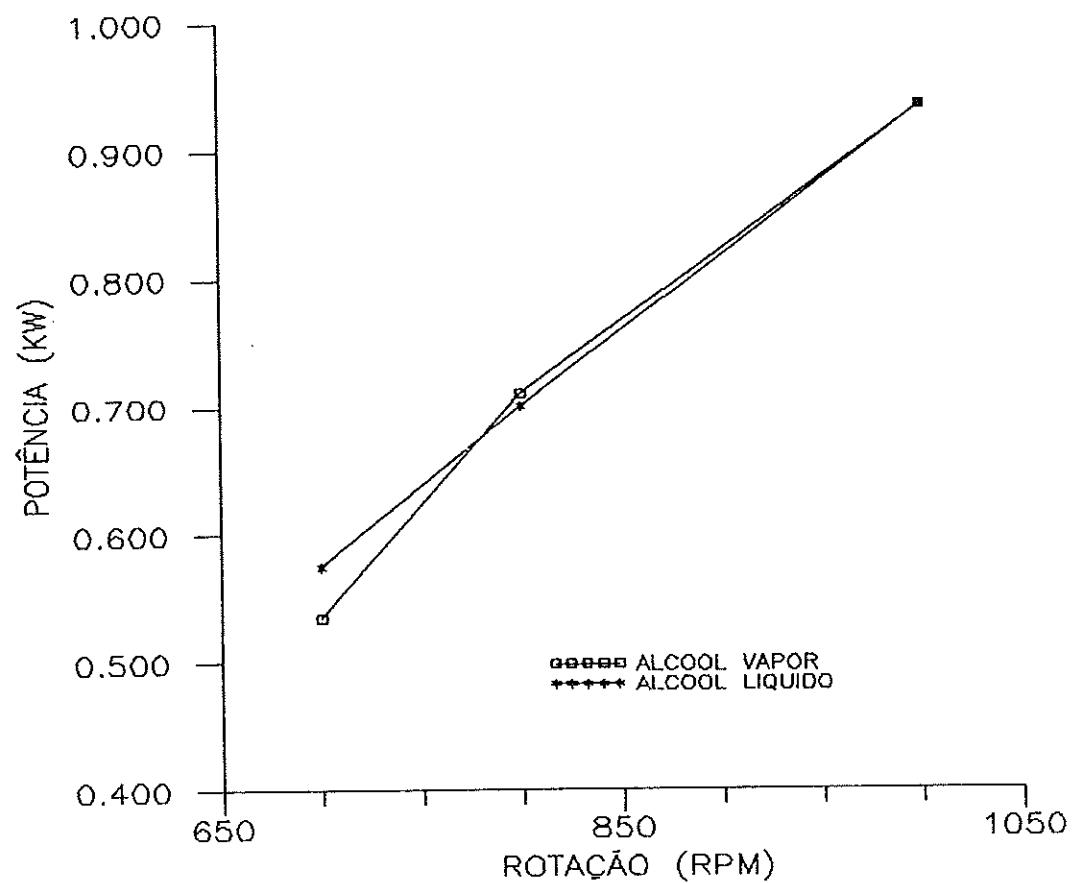


Figura 4.8.1: potência em função da rotação e do tipo de alimentação (taxa de compressão: 10/1).

Normalmente, os motores movidos a combustível gasoso ou vaporizado 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 toma, de certa forma, o "lugar" do ar no processo de admissão, conduzindo a uma pequena queda na potência final produzida; 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 consequência, preenche menos o espaço interior do cilindro.

Porém, no motor experimental em questão, o que se notou foi a manutenção dos mesmos níveis de potência do motor a álcool líquido quando o álcool vaporizado era usado, como demonstra a figura 4.8.1.

Essa constatação pode ser explicada pelo menor atraso no tempo de percurso da mistura desde o venturi até a câmara de combustão uma vez que não havia combustível líquido se deslocando pelo coletor de admissão, somente combustível vaporizado homogeneamente misturado ao ar; no motor a álcool líquido, a mistura ar/combustível era composta por uma fração de líquido, por partículas de combustível pulverizado no ar e por combustível vaporizado, formando uma massa heterogênea.

Além disso, o excesso de ar das misturas do motor a álcool vaporizado permitia reações de combustão mais completas, pois como a mistura fresca e os produtos da combustão geralmente entram em equilíbrio químico, havia a exigência de participação de grande quantidade de oxigênio para a queima de todo o combustível admitido.

Por essas razões descritas, o possível efeito de decréscimo na eficiência volumétrica causado pela presença do vapor de álcool era amplamente compensado pela maior liberação de energia do combustível, possibilitando real melhora dos índices de potência obtidos com o motor a álcool vaporizado.

CAPÍTULO 5

CONCLUSÃO

5.1 - CONSIDERAÇÕES SOBRE OS RESULTADOS

Os resultados obtidos na fase experimental foram substanciais, correspondendo totalmente às expectativas e alcançando os objetivos traçados anteriormente à experimentação.

Como consequência desse trabalho de pesquisa, procurou-se desenvolver um novo tipo de alimentação de motores do ciclo Otto movidos a álcool etílico hidratado combustível, buscando melhor desempenho em termos de consumo e rendimento, o que significa, em última análise, menor gasto com combustível por tempo de funcionamento desses motores.

As conclusões finais podem ser assim enumeradas:

- a) é perfeitamente realizável a alimentação de motores de combustão interna com combustível (álcool etílico, no caso) vaporizado previamente à etapa de formação da mistura ar/combustível, através do uso de trocador de calor que aproveite o calor dos gases de escape;
- b) o estado termodinâmico alcançado pelo álcool realmente o caracteriza como vapor de álcool etílico;
- c) as temperaturas atingidas pela mistura ar/álcool vaporizado permitem a ausência de aquecimento do ar de admissão para evitar a recondensação do álcool, o que possibilita a obtenção de bons níveis de eficiência volumétrica;
- d) no motor a álcool vaporizado, as misturas ar/combustível são bastante pobres, graças à homogeneidade dessas misturas que amplia os limites de inflamabilidade do álcool;
- e) o rendimento do motor movido a álcool vaporizado é

consideravelmente maior que o do motor a álcool líquido, devido ao grande aproveitamento da energia contida no combustível presente nas misturas pobres;

f) as temperaturas dos gases de escape são bastante menores para o motor a álcool vaporizado, demonstrando que resta menor quantidade de combustível queimando no duto de escapamento;

g) as misturas pobres, no caso do álcool vaporizado, apresentam pequena velocidade de queima em baixas taxas de compressão, porém, a velocidade de queima é muito aumentada nas taxas de compressão mais elevadas (como evidenciam os valores do ângulo de avanço da centelha);

h) a taxa de compressão de 11/1 conduz a certa detonação do combustível, no motor CFR, em função da elevada velocidade de queima das misturas pobres homogêneas quando se utiliza álcool vaporizado em altas taxas de compressão;

i) a potência desenvolvida pelo motor a álcool vaporizado é basicamente a mesma do motor a álcool líquido, apesar da tendência à queda de eficiência volumétrica determinada pela presença do combustível vaporizado;

j) se algum controle fosse efetuado na geração do vapor de álcool, é provável que o grau de superaquecimento do mesmo não fosse tão elevado, o que diminuiria a tendência à detonação do combustível em altas taxas de compressão e, consequentemente, melhoraria o nível de rendimento térmico.

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 do processamento 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, composto propulsor inflamável tradicionalmente usado nos motores de combustão interna desde o século passado.

O estudo e desenvolvimento do motor a álcool vaporizado evidenciam o grande ganho em consumo de combustível que esse motor apresenta 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 derivados de petróleo.

Através da continuidade das pesquisas nesse campo, é possível vislumbrar o estabelecimento de um novo tipo de alimentação de motores do ciclo Otto que permita, numa situação extrema, a obtenção, com o álcool vaporizado, dos mesmos níveis de consumo providos pela gasolina, possibilitando enorme redução nos gastos realizados para a movimentação da frota de veículos do país.

5.3 - SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Todos os experimentos foram realizados utilizando-se o motor CFR (COOPERATIVE FUEL RESEARCH) originalmente destinado a testes de octanagem de combustíveis diversos.

Esse tipo de motor difere bastante dos motores dos automóveis pois os seus vários sistemas são muito simplificados.

Sendo assim, sugere-se que futuros trabalhos sejam feitos com os ditos "motores de linha", onde todas as variáveis envolvidas possam ser analisadas e manipuladas, como por exemplo, as modificações nas condições de alimentação provenientes das variações de carga do motor (aceleração ou desaceleração) e os diferentes graus de superaquecimento do vapor de álcool, para o que um bom sistema de controle (eletrônico, se for possível) é absolutamente necessário.

Quanto à geração do vapor de álcool, essa também poderá ser realizada, alternativamente, aproveitando o calor contido no líquido de refrigeração do motor que sai do bloco aquecido, com a vantagem de facilitar o controle do superaquecimento do vapor uma vez que as temperaturas da água, imediatamente após deixar o motor, giram em torno de 90°C.

A seguir, ilustra-se um possível sistema de alimentação de um motor de combustão interna a álcool previamente vaporizado, sendo mostrados os vários aspectos relacionados com os controles necessários a um bom funcionamento do mesmo.

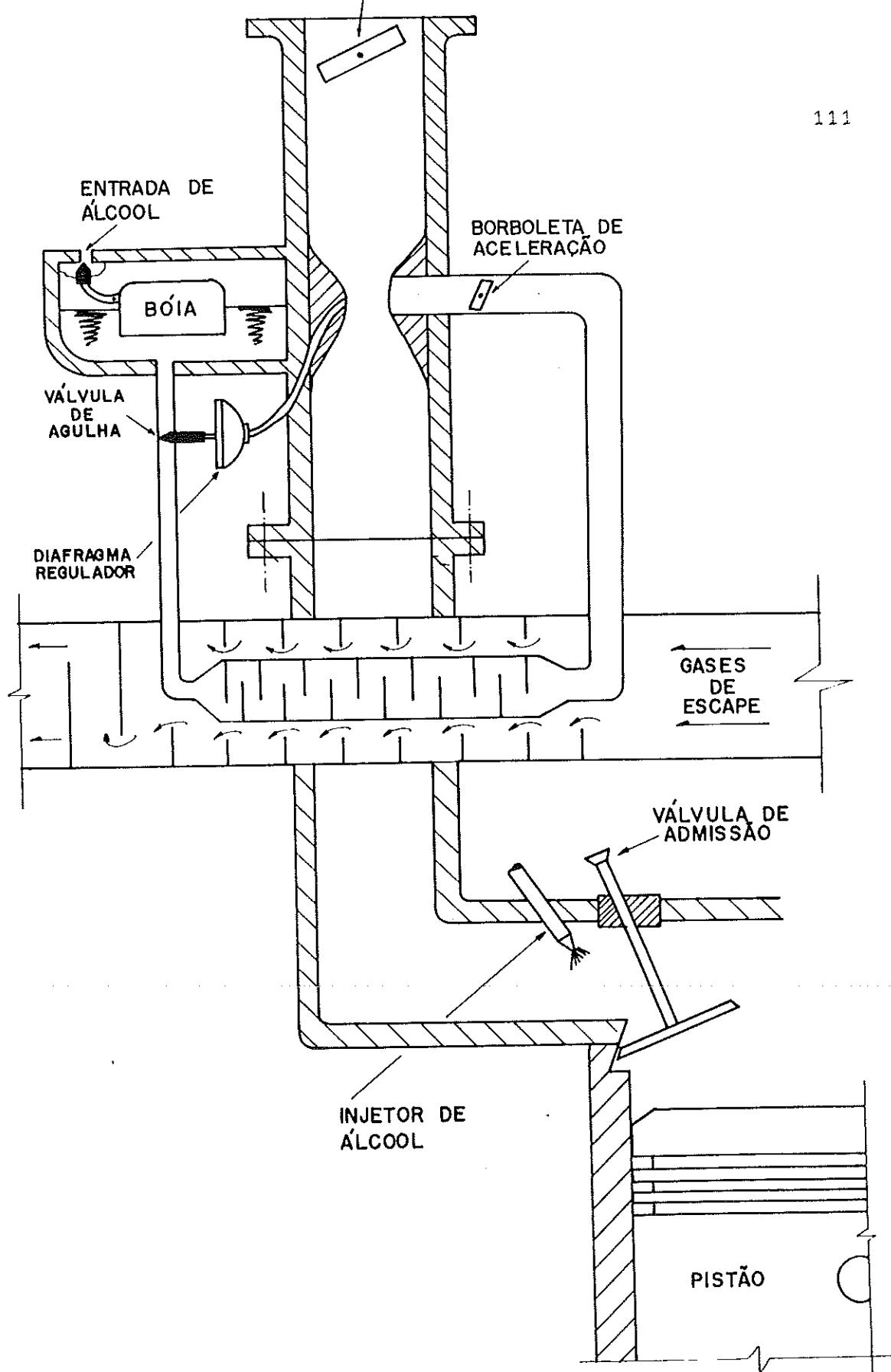


Figura 5.3.1: sistema de alimentação a álcool previamente vaporizado.

O desenho esquemático representa um sistema de alimentação que lembra um carburador, porém, os mecanismos de ação são algo diferentes.

A quantidade de ar admitido pelo motor é sempre total uma vez que não há borboleta dosadora do ar; a borboleta de aceleração está localizada no alimentador de vapor de álcool, controlando a sua vazão.

Uma cuba com bóia mantém o volume de álcool estocado praticamente constante; uma válvula de agulha controlada por um diafragma regulador determina a quantia de álcool que deve seguir para o vaporizador contido no coletor de escapamento, de acordo com as necessidades do motor pois aumentando-se a vazão de ar com a elevação da rotação, maior é a queda de pressão no venturi e maior a deflexão da válvula de agulha comandada pelo diafragma.

O injetor de álcool, próximo à válvula de admissão, é energizado pela bomba de combustível, se destinando a manter o regime de marcha lenta e a resfriar o cabeçote do motor; a borboleta do afogador tem como objetivo promover a queda de pressão no coletor de admissão e facilitar as partidas a frio.

COMPLEMENTO

C.1 - LITERATURA CITADA

ANÔNIMO. 1988. Gaseous induction system offers true lean burn. Automot. Eng., Londres, 13 (4): 58-60.

ASSANIS, D. N.; POLISHAK, M. 1989. Valve event optimization in a spark-ignition engine. Int. J. Veh. Des., Urbana, 10 (6): 625-638.

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.

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, Londres, 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.

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 l'étude d'un dispositif d'injection de GPL en phase gazeuse. Rev. Inst. Fr. Pet., Paris, 42 (4): 505-522.

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 Ciéncia & Tecnologia, 1 (1): 55-59.

GIACOSA, D. 1964. Motores Endotermicos. Barcelona, Hoepli Editorial Científico-Médica. 722 p.

GOERING, C. E.; SCHRADER, G. W. 1988. Effects of ethanol proof on engine performance. Trans. ASAE, 31 (4): 1059-1062.

HOHSHO, 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.

KARPOV, V. P.; POLITENKOVA, G. G.; SEVERIM, E. S. 1986. Turbulent combustion of alcohols. Combust. Explos. Shock Waves, 22 (4): 397-399.

KELKAR, A. D.; HOOKS, L. E.; KNOFZYNSKI, C. 1988. Comparative study of methanol, ethanol, isopropanol and butanol as motor fuels, either pure or blended with gasoline. Proc. Intersoc. Energy Convers. Eng. Conf., 4: 381-386.

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.; KOTSIOPoulos, P.

1990. Comparative performance and emission studies for vaporized diesel fuel and gasoline as supplements in swirl-chamber diesel engines. Energy, Londres, 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, Londres, 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.
- OHYAMA, Y.; FUJIEDA, M. 1985. Analysis of mixture transport delay in fuel supply for carbureted engine. Bull JSME, Takaba Katuta City Ibaraki Ken., 28 (243): 2034-2040.
- OHYAMA, Y.; UENO, S.; YANAGISAWA, S. 1986. Powertrain

control system for lean combustion engine. Hitachi Rev., 35 (3): 141-144.

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.

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.

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 dampferzeugungsanhage. 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. 2^a edição. Rio de Janeiro, Livros Técnicos e Científicos Editora. 444 p.

JALBERT, J. 1944. Le Moteur a Alcool. Paris, Dunod Éditeur. 88 p.

MORETTI, J. FILHO. 1982. Redação de Dissertações e Teses. Piracicaba, Fundação de Estudos Agrários Luiz de Queiroz. 70 p.

OBERT, E. F. 1971. Motores de Combustão Interna. 2^a edição. Porto Alegre, Editora Globo S.A. 618 p.

PENIDO, P. FILHO. 1981. O Álcool Combustível. 1^a edição. São Paulo, Livraria Nobel S.A. 270 p.

SANTOS, A. M. 1986. Contribuições ao Uso de Combustíveis Aditivados em Motores de Ignição por Compressão. São Carlos, tese de Doutorado (EESC-USP). 106 p.

TAYLOR, C. F. 1971. Análise de Motores de Combustão Interna. São Paulo, Editora Edgard Blücher Ltda. Vol.1: 558 p.; vol.2: 531 p.

APÉNDICE

A.1 = ROTEIRO DE CÁLCULO DA DESCARGA DE AR

M^*_l : leitura do consumo de ar fornecida pelo manômetro conectado ao tambor

F_t : fator de correção em função da temperatura

F_p : fator de correção em função da pressão

F_u : fator de correção em função da umidade

M^*_m : leitura corrigida do consumo de ar

$$M^*_m = M^*_l * F_t * F_p * F_u \quad (\text{A.1.1})$$

Observações:

a) 1b/h = 453.5 g/3600 s

b) 1pol Hg = 25.4 mm Hg

c) 760 mm Hg = 1.02 kgf/cm²

d) $({}^\circ\text{F} - 32)/9 = {}^\circ\text{C}/5$

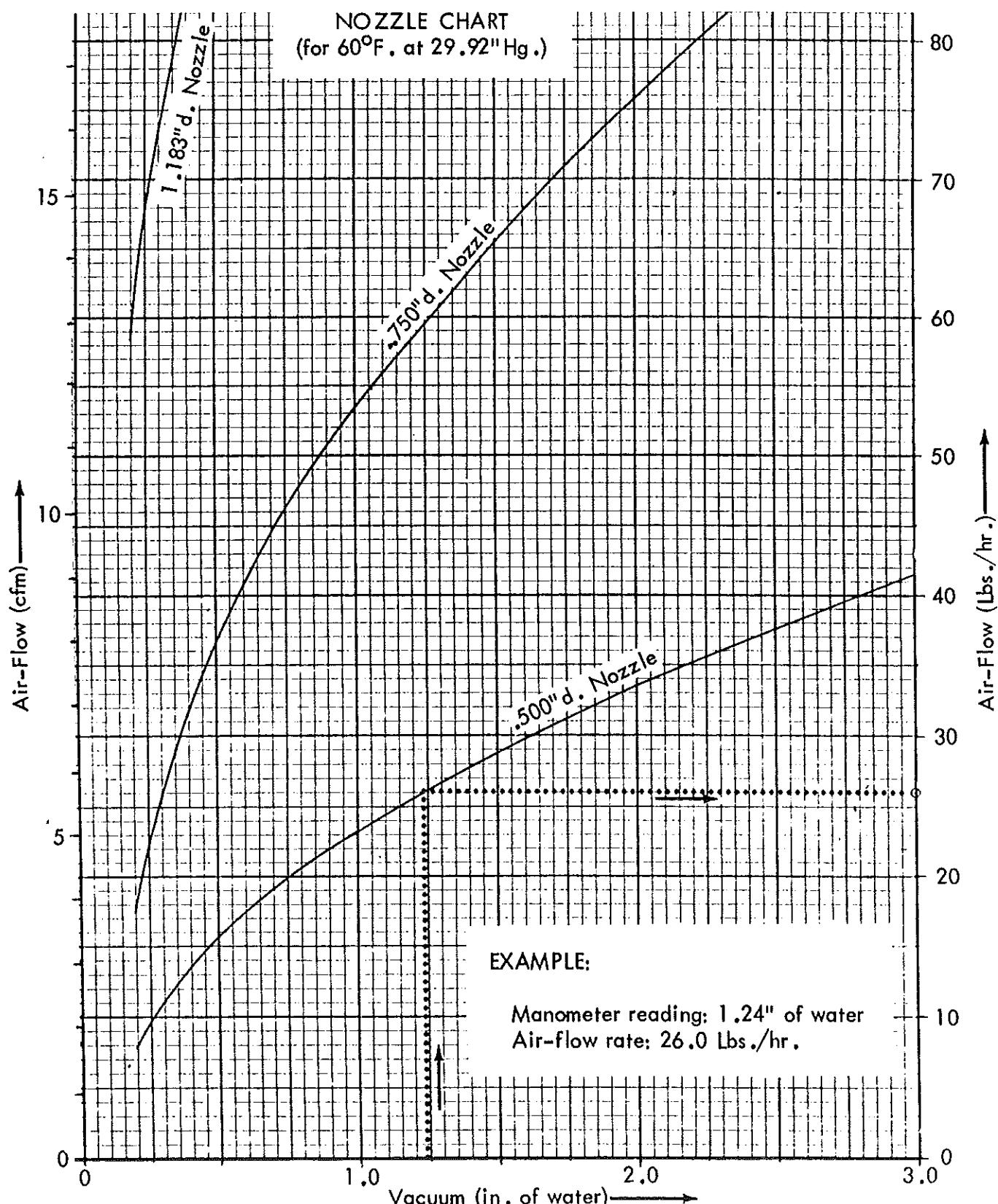


Figura A.1.1: carta indicativa da descarga de ar para os orifícios calibrados do sistema ar/combustível M-1100.

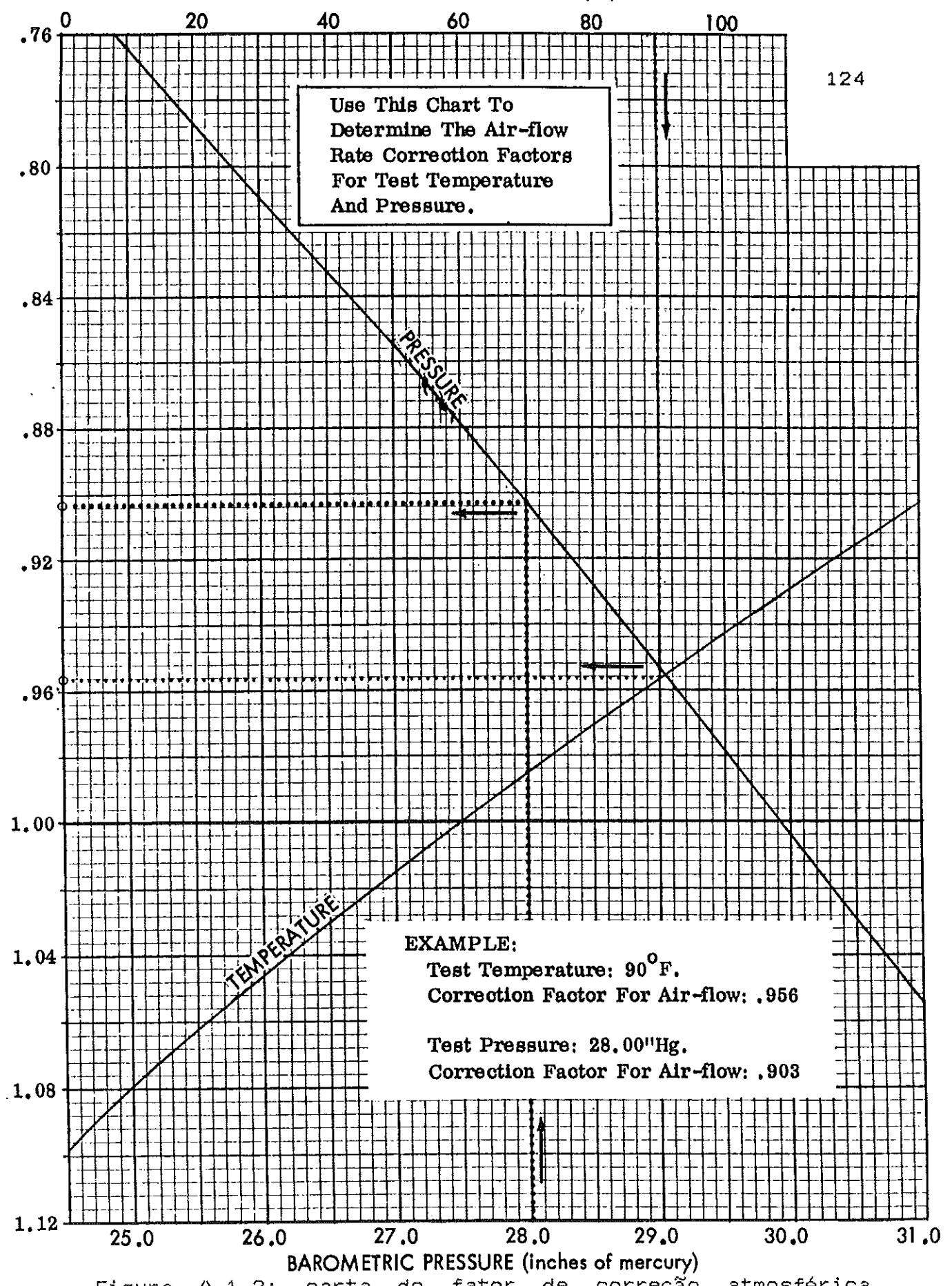


Figura A.1.2: carta do fator de correção atmosférica
 (temperatura e pressão) para descarga de ar.

Use This Chart To
Determine The Air-flow
Rate Correction Factors
For Humidity

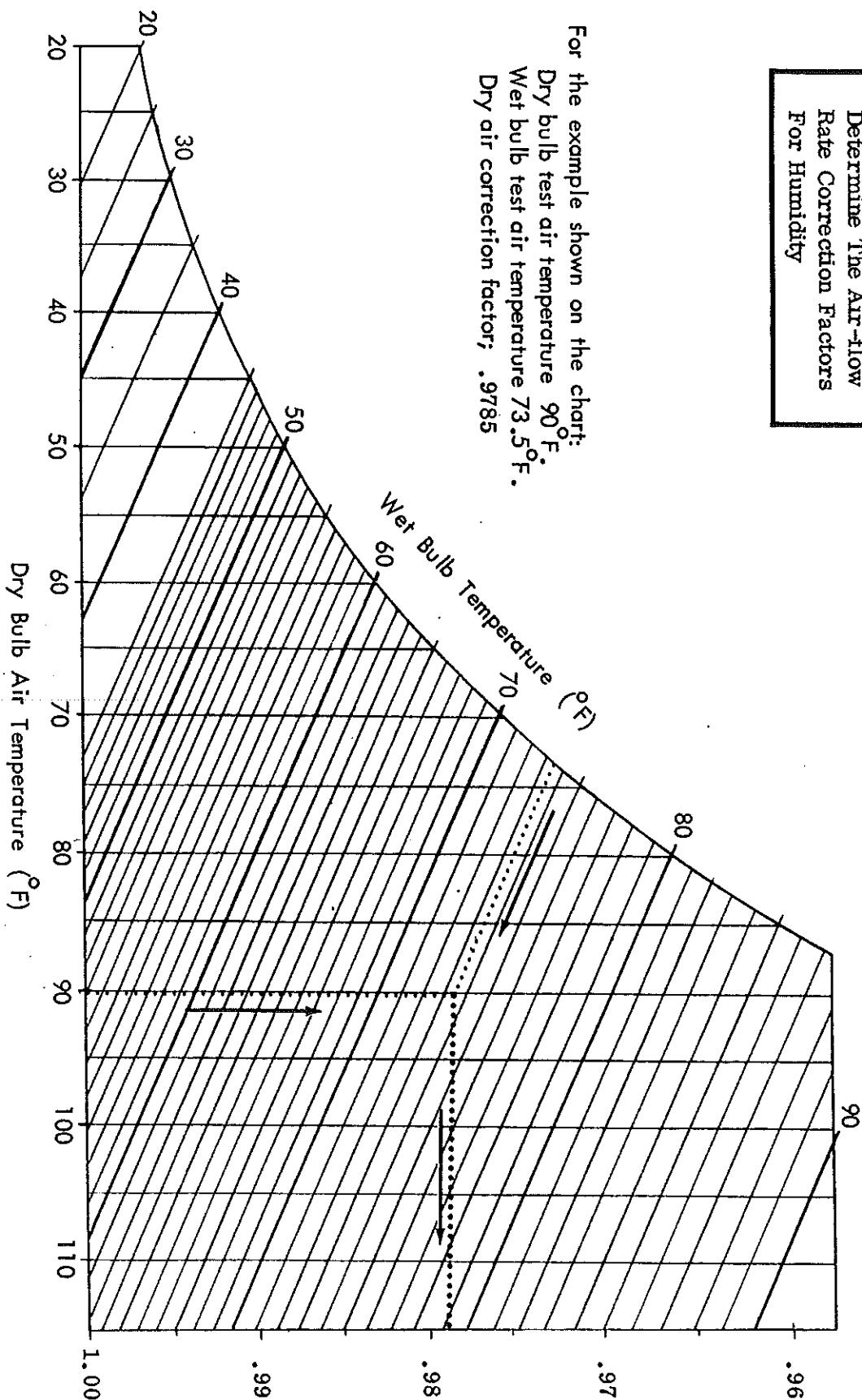


Figura A.1.3: carta do fator de correção pela umidade para a descarga de ar.

A.2 = CALIBRAÇÃO DO MEDIDOR DA DESCARGA DE AR

$$\dot{M}_r = \dot{M}_m^{0.851502} * 1.27792 \quad (\text{A.2.1})$$

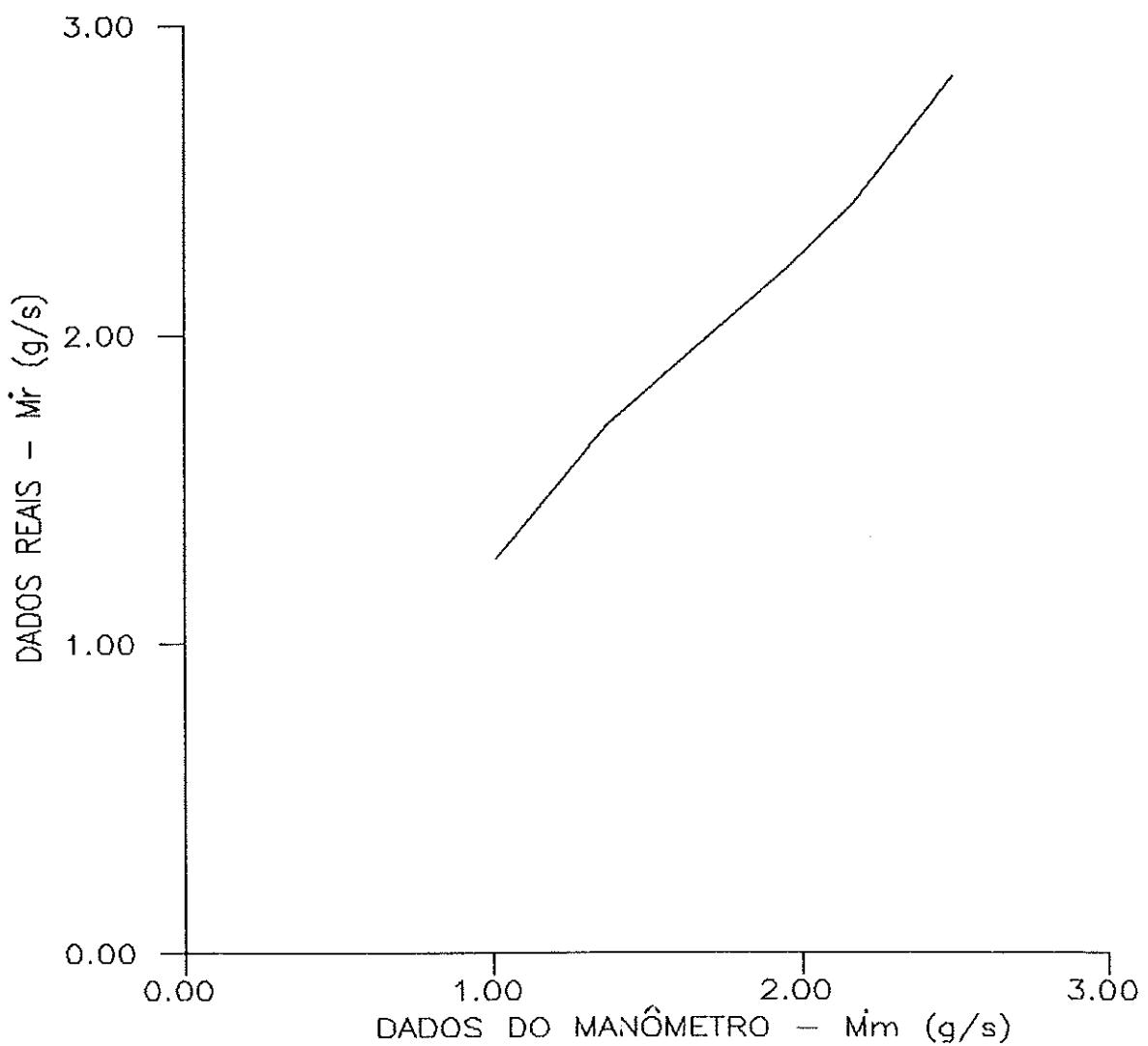


Figura A.2.1: curva de calibração do tambor medidor da descarga de ar.

A.3 - TABELAS DE DADOS COLETADOS NA EXPERIMENTAÇÃO

Cálculos efetuados:

a) rendimento térmico:

$$\eta = 1000 * \text{POT.} / (\text{C.C.} * \text{P.C.} * 4.18) \quad (\text{A.3.1})$$

onde:

C.C.: consumo de combustível [g/s]

P.C.: poder calorífico do álcool (6400 cal/g)

POT.: potência [kW]

1000; 4.18: coeficientes de uniformização de unidades

b) relação ar/combustível:

$$A/C = C.A./C.C. \quad (\text{A.3.2})$$

onde:

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

Tabela A.3.1 : Motor movido a álcool vaporizado

Teor alcoólico do combustível [graus G.L.] : 96%

Densidade do combustível líquido : 0,810 g/cm³

Abertura entre os eletrodos da vela de ignição : 0,5 mm

"Gicleur" utilizado : 1,15 mm

Rotação do motor : 1000 rpm

T.A. [°C]	21,0	21,5	22,0	22,0	23,0
P.A. [KPa]	93,2	93,3	93,3	93,3	93,3
T.C. []	7/1	8/1	9/1	10/1	11/1
T.V. [°C]	133	133	130	120	117
T.E.(i) [°C]	471	460	461	448	436
T.E.(f) [°C]	416	405	406	398	380
T.M. [°C]	57	58	59	58	58
A.A. [graus]	21,5	17,5	13,5	13,0	13,0
POT. [KW]	0,775	0,850	0,900	0,950	0,950
C.C. [g/s]	0,234	0,228	0,228	0,240	0,238
C.A. [g/s]	2,33	2,33	2,33	2,33	2,33
η []	0,124	0,139	0,148	0,148	0,149
A/C []	9,96	10,22	10,22	9,71	9,79

Tabela A.3.2 : Motor movido a álcool líquido

Teor alcoólico do combustível [graus G.L.] : 96% Densidade do combustível : 0,810 g/cm ³ Abertura entre os eletrodos da vela de ignição : 0,5 mm					
"Gicleur" utilizado : 1,15 mm Rotação do motor : 1000 rpm					
T.A. [°C]	23,0	23,0	23,0	23,0	23,0
P.A. [KPa]	93,0	93,0	93,0	93,0	93,0
T.C. []	7/1	8/1	9/1	10/1	11/1
T.E. [°C]	524	525	512	503	487
T.M. [°C]	21	21	22	22	23
A.A. [graus]	16,0	12,0	12,0	11,0	14,0
POT. [KW]	0,550	0,750	0,800	0,900	0,950
C.C. [g/s]	0,288	0,292	0,289	0,292	0,296
C.A. [g/s]	2,31	2,31	2,31	2,31	2,31
η []	0,072	0,096	0,103	0,115	0,120
A/C []	8,02	7,91	7,99	7,91	7,80

Tabela A.3.3 : Motor movido a álcool vaporizado

T.A. [°C]	20,0	20,0	20,0	21,0	21,0
P.A. [KPa]	93,6	93,6	93,6	93,6	93,6
T.C. []	7/1	8/1	9/1	10/1	11/1
T.V. [°C]	115	113	108	108	104
T.E.(i) [°C]	462	454	445	445	438
T.E.(f) [°C]	425	415	408	408	400
T.M. [°C]	53	54	54	55	55
A.A. [graus]	12,0	13,0	13,0	10,5	11,0
POT. [KW]	0,800	0,900	0,925	0,950	0,975
C.C. [g/s]	0,240	0,245	0,245	0,242	0,256
C.A. [g/s]	2,33	2,33	2,33	2,33	2,33
η []	0,125	0,138	0,141	0,147	0,142
A/C []	9,71	9,51	9,51	9,63	9,10

Tabela A.3.4 : Motor movido a álcool líquido

Teor alcoólico do combustível [graus G.L.] : 96% Densidade do combustível : 0,810 g/cm ³ Abertura entre os eletrodos da vela de ignição : 0,5 mm					
"Gicleur" utilizado : 1,20 mm Rotação do motor : 1000 rpm					
T.A. [°C]	23,0	23,0	23,0	23,0	23,0
P.A. [KPa]	93,0	93,0	93,1	93,1	93,1
T.C. []	7/1	8/1	9/1	10/1	11/1
T.E. [°C]	536	515	508	500	493
T.M. [°C]	22	22	23	23	23
A.A. [graus]	14,0	14,0	13,0	13,0	11,0
POT. [KW]	0,825	0,850	0,900	0,900	0,950
C.C. [g/s]	0,293	0,294	0,288	0,292	0,288
C.A. [g/s]	2,31	2,31	2,31	2,31	2,31
η []	0,105	0,108	0,117	0,115	0,123
A/C []	7,88	7,86	8,02	7,91	8,02

Tabela A.3.5 : Motor movido a álcool vaporizado

Teor alcoólico do combustível [graus G.L.] : 96%

Densidade do combustível líquido : 0,810 g/cm³

Abertura entre os eletrodos da vela de ignição : 0,5 mm

"Gicleur" utilizado : 1,25 mm

Rotação do motor : 1000 rpm

T.A. [°C]	25,5	26,0	26,0	26,0	26,0
P.A. [KPa]	93,0	93,0	93,0	93,0	93,0
T.C. []	7/1	8/1	9/1	10/1	11/1
T.V. [°C]	134	128	126	118	113
T.E.(i) [°C]	454	452	445	436	405
T.E.(f) [°C]	412	413	405	397	366
T.M. [°C]	58	58	59	57	57
A.A. [graus]	18,5	18,0	15,0	16,0	12,5
POT. [KW]	0,750	0,850	0,900	0,925	0,950
C.C. [g/s]	0,240	0,238	0,237	0,230	0,240
C.A. [g/s]	2,33	2,33	2,33	2,33	2,33
η []	0,117	0,134	0,142	0,151	0,148
A/C []	9,71	9,79	9,83	10,13	9,71

Tabela A.3.6 : Motor movido a álcool líquido

Teor alcoólico do combustível [graus G.L.] : 96% Densidade do combustível : 0,810 g/cm ³ Abertura entre os eletrodos da vela de ignição : 0,5 mm					
"Gicleur" utilizado : 1,25 mm Rotação do motor : 1000 rpm					
T.A. [°C]	23,5	23,5	23,5	23,5	23,5
P.A. [KPa]	93,1	93,1	93,1	93,1	93,1
T.C. []	7/1	8/1	9/1	10/1	11/1
T.E. [°C]	529	524	508	501	492
T.M. [°C]	23	23	23	23	23
A.A. [graus]	12,0	11,0	12,0	13,0	13,0
POT. [KW]	0,800	0,850	0,875	0,950	0,950
C.C. [g/s]	0,310	0,311	0,305	0,305	0,304
C.A. [g/s]	2,31	2,31	2,31	2,31	2,31
η []	0,097	0,102	0,107	0,116	0,117
A/C []	7,45	7,43	7,57	7,57	7,60

Tabela A.3.7 : Motor movido a álcool vaporizado

Teor alcoólico do combustível [graus G.L.] :	96%				
Densidade do combustível líquido :	0,810 g/cm ³				
Abertura entre os eletrodos da vela de ignição :	0,5 mm				
"Gicleur" utilizado :	1,30 mm				
Rotação do motor :	1000 rpm				
T.A. [°C]	22,0	22,0	22,5	23,0	23,0
P.A. [KPa]	93,1	93,1	93,1	93,1	93,1
T.C. []	7/1	8/1	9/1	10/1	11/1
T.V. [°C]	136	130	129	123	111
T.E.(i) [°C]	464	457	435	432	435
T.E.(f) [°C]	420	411	385	383	390
T.M. [°C]	59	60	60	58	57
A.A. [graus]	20,0	13,5	17,0	15,0	12,5
POT. [KW]	0,750	0,850	0,875	0,900	0,950
C.C. [g/s]	0,229	0,243	0,228	0,219	0,245
C.A. [g/s]	2,33	2,33	2,33	2,33	2,33
η []	0,123	0,131	0,143	0,153	0,145
A/C []	10,17	9,59	10,22	10,65	9,51

Tabela A.3.8 : Motor movido a álcool líquido

Teor alcoólico do combustível [graus G.L.] : 96% Densidade do combustível : 0,810 g/cm ³ Abertura entre os eletrodos da vela de ignição : 0,5 mm					
"Gicleur" utilizado : 1,30 mm Rotação do motor : 1000 rpm					
T.A. [°C]	23,5	23,5	23,5	23,5	23,5
P.A. [KPa]	93,1	93,1	93,1	93,1	93,1
T.C. []	7/1	8/1	9/1	10/1	11/1
T.E. [°C]	522	532	516	503	502
T.M. [°C]	23	23	23	23	23
A.A. [graus]	15,0	11,0	12,0	11,0	9,0
POT. [KW]	0,850	0,875	0,925	0,950	0,975
C.O. [g/s]	0,341	0,347	0,339	0,342	0,342
C.A. [g/s]	2,31	2,31	2,31	2,31	2,31
η []	0,093	0,094	0,102	0,104	0,107
A/C []	6,77	6,66	6,81	6,75	6,75

Tabela A.3.9 : Motor movido a álcool vaporizado

Teor alcoólico do combustível [graus G.L.] : 96%

Densidade do combustível líquido : 0,810 g/cm³

Abertura entre os eletrodos da vela de ignição : 0,5 mm

"Gicleur" utilizado : 1,325 mm

Rotação do motor : 1000 rpm

T.A. [°C]	23,0	23,5	24,0	24,0	24,0
P.A. [KPa]	93,2	93,1	93,1	93,1	93,1
T.C. []	7/1	8/1	9/1	10/1	11/1
T.V. [°C]	133	132	118	122	113
T.E.(i) [°C]	466	465	448	448	440
T.E.(f) [°C]	419	410	390	396	384
T.M. [°C]	58	58	58	57	57
A.A. [graus]	15,0	17,0	20,0	15,0	11,0
POT. [KW]	0,850	0,900	0,950	0,950	0,975
C.C. [g/s]	0,243	0,225	0,241	0,232	0,245
C.A. [g/s]	2,33	2,33	2,33	2,33	2,33
η []	0,131	0,150	0,147	0,153	0,149
A/C []	9,59	10,36	9,67	10,04	9,51

Tabela A.3.10 : Motor movido a álcool líquido

Teor alcoólico do combustível [graus G.L.] : 96% Densidade do combustível : 0,810 g/cm ³ Abertura entre os eletrodos da vela de ignição : 0,5 mm					
"Gicleur" utilizado : 1,325 mm Rotação do motor : 1000 rpm					
T.A. [°C]	23,5	23,5	23,5	24,0	24,0
P.A. [KPa]	93,1	93,1	93,1	93,1	93,1
T.C. []	7/1	8/1	9/1	10/1	11/1
T.E. [°C]	541	528	510	497	493
T.M. [°C]	23	22	23	23	23
A.A. [graus]	11,0	10,0	13,0	13,0	10,0
POT. [KW]	0,850	0,900	0,925	0,975	0,975
C.C. [g/s]	0,309	0,299	0,306	0,297	0,299
C.A. [g/s]	2,31	2,31	2,31	2,31	2,31
η []	0,102	0,112	0,112	0,123	0,122
A/C []	7,48	7,73	7,55	7,78	7,73

Tabela A.3.11 : Motor movido a álcool vaporizado

Teor alcoólico do combustível [graus G.L.] : 96%

Densidade do combustível líquido : 0,810 g/cm³

Abertura entre os eletrodos da vela de ignição : 0,5 mm

"Gicleur" utilizado : 1,15 mm

Rotação do motor : 800 rpm

T.A. [°C]	22,0	22,5	22,5	22,5	23,0
P.A. [KPa]	93,0	93,0	93,0	93,0	93,1
T.C. []	7/1	8/1	9/1	10/1	11/1
T.V. [°C]	106	97	77	96	77
T.E.(i) [°C]	435	415	400	401	362
T.E.(f) [°C]	370	356	345	342	312
T.M. [°C]	56	55	52	52	47
A.A. [graus]	12,0	9,0	15,0	12,0	12,0
POT. [KW]	0,550	0,650	0,675	0,725	0,700
C.C. [g/s]	0,199	0,205	0,207	0,189	0,202
C.A. [g/s]	2,03	2,03	2,03	2,03	2,03
η []	0,103	0,119	0,122	0,143	0,130
A/C []	10,20	9,90	9,81	10,74	10,05

Tabela A.3.12 : Motor movido a álcool líquido

Teor alcoólico do combustível [graus G.L.] : 96%

Densidade do combustível : 0,810 g/cm³

Abertura entre os eletrodos da vela de ignição : 0,5 mm

"Gicleur" utilizado : 1,15 mm

Rotação do motor : 800 rpm

T.A. [°C]	22,5	22,5	22,5	23,0	23,0
P.A. [KPa]	92,6	92,6	92,6	92,6	92,6
T.C. []	7/1	8/1	9/1	10/1	11/1
T.E. [°C]	423	406	415	409	408
T.M. [°C]	29	28	28	29	29
A.A. [graus]	12,0	13,0	11,0	9,0	10,0
POT. [KW]	0,550	0,600	0,625	0,700	0,725
C.C. [g/s]	0,222	0,225	0,232	0,233	0,234
C.A. [g/s]	2,03	2,03	2,03	2,03	2,03
η []	0,092	0,099	0,100	0,112	0,116
A/C []	9,14	9,02	8,75	8,71	8,68

Tabela A.3.13 : Motor movido a álcool vaporizado

Teor alcoólico do combustível [graus G.L.] : 96%

Densidade do combustível líquido : 0,810 g/cm³

Abertura entre os eletrodos da vela de ignição : 0,5 mm

"Gicleur" utilizado : 1,20 mm

Rotação do motor : 800 rpm

T.A. [°C]	25,0	25,0	25,5	25,5	25,5
P.A. [KPa]	93,0	92,9	92,9	92,9	92,9
T.C. []	7/1	8/1	9/1	10/1	11/1
T.V. [°C]	114	106	99	92	76
T.E.(i) [°C]	418	422	378	387	383
T.E.(f) [°C]	357	357	317	333	324
T.M. [°C]	58	60	54	45	44
A.A. [graus]	18,0	12,0	12,0	9,0	12,0
POT. [KW]	0,625	0,650	0,675	0,725	0,725
C.C. [g/s]	0,182	0,189	0,198	0,195	0,198
C.A. [g/s]	2,03	2,03	2,03	2,03	2,03
η []	0,128	0,128	0,127	0,139	0,137
A/C []	11,15	10,74	10,25	10,41	10,25

Tabela A.3.14 : Motor movido a álcool líquido

Teor alcoólico do combustível [graus G.L.] : 96%
 Densidade do combustível : 0,810 g/cm³
 Abertura entre os eletrodos da vela de ignição : 0,5 mm

"Gicleur" utilizado : 1,20 mm
 Rotação do motor : 800 rpm

T.A. [°C]	23,5	23,5	23,5	23,5	23,5
P.A. [KPa]	92,4	92,4	92,4	92,4	92,4
T.C. []	7/1	8/1	9/1	10/1	11/1
T.E. [°C]	497	484	439	440	432
T.M. [°C]	28	28	29	29	29
A.A. [graus]	16,0	7,0	10,0	11,0	9,0
POT. [KW]	0,600	0,625	0,650	0,675	0,750
C.C. [g/s]	0,230	0,231	0,233	0,232	0,237
C.A. [g/s]	2,03	2,03	2,03	2,03	2,03
η []	0,098	0,101	0,104	0,109	0,118
A/C []	8,83	8,79	8,71	8,75	8,57

Tabela A.3.15 : Motor movido a álcool vaporizado

Teor alcoólico do combustível [graus G.L.] : 96% Densidade do combustível líquido : 0,810 g/cm ³ Abertura entre os eletrodos da vela de ignição : 0,5 mm					
"Gicleur" utilizado : 1,25 mm Rotação do motor : 800 rpm					
T.A. [°C]	25,5	26,0	26,0	26,5	26,5
P.A. [KPa]	92,8	92,7	92,7	92,6	92,6
T.C. []	7/1	8/1	9/1	10/1	11/1
T.V. [°C]	102	111	104	97	92
T.E.(i) [°C]	429	426	412	396	391
T.E.(f) [°C]	361	362	352	332	332
T.M. [°C]	52	59	60	59	53
A.A. [graus]	16,0	16,0	12,0	12,0	12,0
POT. [KW]	0,550	0,600	0,625	0,650	0,675
C.C. [g/s]	0,196	0,187	0,198	0,190	0,199
C.A. [g/s]	2,03	2,03	2,03	2,03	2,03
η []	0,105	0,120	0,118	0,127	0,126
A/C []	10,36	10,86	10,25	10,68	10,20

Tabela A.3.16 : Motor movido a álcool líquido

Teor alcoólico do combustível [graus G.L.] : 96% Densidade do combustível : 0,810 g/cm ³ Abertura entre os eletrodos da vela de ignição : 0,5 mm					
"Gicleur" utilizado : 1,25 mm Rotação do motor : 800 rpm					
T.A. [°C]	25,0	25,0	25,0	25,0	25,0
P.A. [KPa]	92,8	92,8	92,8	92,8	92,8
T.C. []	7/1	8/1	9/1	10/1	11/1
T.E. [°C]	475	461	435	425	413
T.M. [°C]	27	27	28	28	29
A.A. [graus]	10,0	7,0	8,0	8,0	10,0
POT. [KW]	0,550	0,625	0,650	0,700	0,700
C.C. [g/s]	0,224	0,232	0,230	0,220	0,226
C.A. [g/s]	2,03	2,03	2,03	2,03	2,03
η []	0,092	0,100	0,106	0,119	0,116
A/C []	9,06	8,75	8,83	9,23	8,98

Tabela A.3.17 : Motor movido a álcool vaporizado

Teor alcoólico do combustível [graus G.L.] : 96%

Densidade do combustível líquido : 0,810 g/cm³

Abertura entre os eletrodos da vela de ignição : 0,5 mm

"Gicleur" utilizado : 1,30 mm

Rotação do motor : 800 rpm

T.A. [°C]	26,5	26,0	25,5	25,5	26,0
P.A. [KPa]	92,6	92,6	92,6	92,6	92,6
T.C. []	7/1	8/1	9/1	10/1	11/1
T.V. [°C]	115	116	107	93	85
T.E.(i) [°C]	430	417	398	398	363
T.E.(f) [°C]	366	357	335	338	312
T.M. [°C]	59	62	61	59	56
A.A. [graus]	17,0	15,0	13,0	12,0	10,0
POT. [KW]	0,625	0,650	0,675	0,700	0,675
C.C. [g/s]	0,178	0,185	0,176	0,198	0,191
C.A. [g/s]	2,03	2,03	2,03	2,03	2,03
η []	0,131	0,132	0,143	0,132	0,132
A/C []	11,40	10,97	11,53	10,25	10,63

Tabela A.3.18 : Motor movido a álcool líquido

Teor alcoólico do combustível [graus G.L.] : 96% Densidade do combustível : 0,810 g/cm ³ Abertura entre os eletrodos da vela de ignição : 0,5 mm					
"Gicleur" utilizado : 1,30 mm Rotação do motor : 800 rpm					
T.A. [°C]	25,5	25,5	25,5	25,5	26,0
P.A. [KPa]	92,8	92,8	92,8	92,8	92,8
T.C. []	7/1	8/1	9/1	10/1	11/1
T.E. [°C]	469	471	475	468	458
T.M. [°C]	28	27	27	27	27
A.A. [graus]	12,0	14,0	12,0	10,0	10,0
POT. [KW]	0,625	0,650	0,700	0,725	0,750
C.C. [g/s]	0,232	0,234	0,235	0,236	0,239
C.A. [g/s]	2,03	2,03	2,03	2,03	2,03
η []	0,100	0,104	0,112	0,115	0,117
A/C []	8,75	8,68	8,64	8,60	8,49

Tabela A.3.19 : Motor movido a álcool vaporizado

Teor alcoólico do combustível [graus G.L.] : 96%

Densidade do combustível líquido : 0,810 g/cm³

Abertura entre os eletrodos da vela de ignição : 0,5 mm

"Gicleur" utilizado : 1,325 mm

Rotação do motor : 800 rpm

T.A. [°C]	24,0	24,0	24,0	24,0	24,0
P.A. [KPa]	92,8	92,8	92,8	92,8	92,8
T.C. []	7/1	8/1	9/1	10/1	11/1
T.V. [°C]	110	112	103	93	77
T.E.(i) [°C]	435	420	393	380	388
T.E.(f) [°C]	372	356	345	330	335
T.M. [°C]	57	60	54	45	48
A.A. [graus]	15,0	13,0	12,0	11,0	15,0
POT. [KW]	0,650	0,675	0,725	0,750	0,750
C.C. [g/s]	0,185	0,194	0,191	0,201	0,193
C.A. [g/s]	2,03	2,03	2,03	2,03	2,03
η []	0,132	0,130	0,141	0,139	0,145
A/C []	10,97	10,46	10,63	10,10	10,52

Tabela A.3.20 : Motor movido a álcool líquido

Tecor alcoólico do combustível [graus G.L.] :	96%				
Densidade do combustível :	0,810 g/cm ³				
Abertura entre os eletrodos da vela de ignição :	0,5 mm				
"Gicleur" utilizado :	1,325 mm				
Rotação do motor :	800 rpm				
T.A. [°C]	26,0	26,0	26,0	26,0	26,0
P.A. [KPa]	92,8	92,8	92,8	92,8	92,8
T.C. []	7/1	8/1	9/1	10/1	11/1
T.E. [°C]	466	480	440	388	435
T.M. [°C]	27	28	28	29	27
A.A. [graus]	16,0	11,0	12,0	10,0	8,0
POT. [KW]	0,600	0,625	0,675	0,700	0,700
C.C. [g/s]	0,246	0,240	0,235	0,228	0,231
C.A. [g/s]	2,03	2,03	2,03	2,03	2,03
η []	0,091	0,098	0,108	0,114	0,113
A/C []	8,25	8,46	8,64	8,90	8,79

Tabela A.3.21 : Motor movido a álcool vaporizado

Teor alcoólico do combustível [graus G.L.] : 96%

Densidade do combustível líquido : 0,810 g/cm³

Abertura entre os eletrodos da vela de ignição : 0,5 mm

"Gicleur" utilizado : 1,15 mm

Rotação do motor : 700 rpm

T.A. [°C]	25,5	25,0	25,0	25,0	25,0
P.A. [KPa]	92,8	92,7	92,7	92,7	92,7
T.C. []	7/1	8/1	9/1	10/1	11/1
T.V. [°C]	104	93	82	77	77
T.E.(i) [°C]	409	362	381	380	352
T.E.(f) [°C]	349	315	329	330	291
T.M. [°C]	63	61	56	57	45
A.A. [graus]	20,0	15,5	13,0	9,0	7,0
POT. [KW]	0,525	0,550	0,575	0,575	0,575
C.C. [g/s]	0,163	0,183	0,168	0,168	0,194
C.A. [g/s]	1,83	1,83	1,83	1,83	1,83
η []	0,121	0,112	0,127	0,118	0,111
A/C []	11,23	10,00	10,89	10,89	9,43

Tabela A.3.22 : Motor movido a álcool líquido

Teor alcoólico do combustível [graus G.L.] : 96%

Densidade do combustível : 0,810 g/cm³

Abertura entre os eletrodos da vela de ignição : 0,5 mm

"Gicleur" utilizado : 1,15 mm

Rotação do motor : 700 rpm

T.A. [°C]	24,5	25,0	25,0	25,0	25,0
P.A. [KPa]	93,0	93,0	93,0	93,0	93,0
T.C. []	7/1	8/1	9/1	10/1	11/1
T.E. [°C]	430	430	422	416	403
T.M. [°C]	29	29	28	29	29
A.A. [graus]	15,0	14,0	12,0	14,0	11,0
POT. [KW]	0,525	0,550	0,575	0,575	0,600
C.C. [g/s]	0,205	0,206	0,204	0,205	0,207
C.A. [g/s]	1,84	1,84	1,84	1,84	1,84
η []	0,096	0,099	0,105	0,105	0,109
A/C []	8,98	8,93	9,02	8,98	8,89

Tabela A.3.23 : Motor movido a álcool vaporizado

Teor alcoólico do combustível [graus G.L.] : 96%

Densidade do combustível líquido : 0,810 g/cm³

Abertura entre os eletrodos da vela de ignição : 0,5 mm

"Gicleur" utilizado : 1,20 mm

Rotação do motor : 700 rpm

T.A. [°C]	25,0	25,0	25,0	25,0	25,0
P.A. [KPa]	92,6	92,5	92,5	92,5	92,5
T.C. []	7/1	8/1	9/1	10/1	11/1
T.V. [°C]	101	96	91	76	76
T.E.(i) [°C]	390	384	370	350	359
T.E.(f) [°C]	333	330	310	300	306
T.M. [°C]	60	59	59	56	56
A.A. [graus]	13,0	19,0	10,0	11,0	6,0
POT. [KW]	0,425	0,450	0,425	0,450	0,475
C.C. [g/s]	0,169	0,145	0,164	0,160	0,183
C.A. [g/s]	1,83	1,83	1,83	1,83	1,83
η []	0,094	0,115	0,097	0,105	0,098
A/C []	10,83	12,62	11,16	11,44	10,00



Tabela A.3.24 : Motor movido a álcool líquido

Teor alcoólico do combustível [graus G.L.] : 96% Densidade do combustível : 0,810 g/cm ³ Abertura entre os eletrodos da vela de ignição : 0,5 mm					
"Gicleur" utilizado : 1,20 mm Rotação do motor : 700 rpm					
T.A. [°C]	24,0	24,5	24,5	24,5	24,5
P.A. [KPa]	93,0	93,0	93,0	93,0	93,0
T.C. []	7/1	8/1	9/1	10/1	11/1
T.E. [°C]	403	422	420	396	403
T.M. [°C]	31	29	29	29	29
A.A. [graus]	9,0	7,0	8,0	11,0	6,0
POT. [KW]	0,525	0,550	0,575	0,600	0,650
C.C. [g/s]	0,208	0,209	0,207	0,203	0,203
C.A. [g/s]	1,84	1,84	1,84	1,84	1,84
η []	0,094	0,099	0,103	0,111	0,120
A/C []	8,85	8,80	8,89	9,06	9,06

Tabela A.3.25 : Motor movido a álcool vaporizado

Teor alcoólico do combustível [graus G.L.] : 96% Densidade do combustível líquido : 0,810 g/cm ³ Abertura entre os eletrodos da vela de ignição : 0,5 mm					
"Gicleur" utilizado : 1,25 mm Rotação do motor : 700 rpm					
T.A. [°C]	24,0	24,0	24,0	24,5	24,5
P.A. [KPa]	92,6	92,6	92,6	92,6	92,6
T.C. []	7/1	8/1	9/1	10/1	11/1
T.V. [°C]	101	90	76	76	76
T.E.(i) [°C]	392	381	383	364	345
T.E.(f) [°C]	331	322	320	305	285
T.M. [°C]	54	47	45	45	42
A.A. [graus]	15,0	13,0	13,0	10,0	6,0
POT. [KW]	0,375	0,425	0,450	0,475	0,475
C.C. [g/s]	0,165	0,194	0,176	0,180	0,196
C.A. [g/s]	1,83	1,83	1,83	1,83	1,83
η []	0,085	0,082	0,096	0,099	0,090
A/C []	11,09	9,43	10,40	10,17	9,34

Tabela A.3.26 : Motor movido a álcool líquido

Teor alcoólico do combustível [graus G.L.] : 96%

Densidade do combustível : 0,810 g/cm³

Abertura entre os eletrodos da vela de ignição : 0,5 mm

"Gicleur" utilizado : 1,25 mm

Rotação do motor : 700 rpm

T.A. [°C]	24,0	24,0	24,0	24,0	24,0
P.A. [KPa]	93,0	93,0	93,0	93,0	93,0
T.C. []	7/1	8/1	9/1	10/1	11/1
T.E. [°C]	452	436	385	402	393
T.M. [°C]	27	28	29	29	29
A.A. [graus]	14,0	13,0	13,0	11,0	12,0
POT. [KW]	0,475	0,550	0,550	0,575	0,575
C.C. [g/s]	0,217	0,212	0,214	0,211	0,207
C.A. [g/s]	1,84	1,84	1,84	1,84	1,84
η []	0,082	0,097	0,096	0,102	0,103
A/C []	8,48	8,68	8,60	8,72	8,89

Tabela A.3.27 : Motor movido a álcool vaporizado

Teor alcoólico do combustível [graus G.L.] : 96% Densidade do combustível líquido : 0,810 g/cm ³ Abertura entre os eletrodos da vela de ignição : 0,5 mm					
"Gicleur" utilizado : 1,30 mm Rotação do motor : 700 rpm					
T.A. [°C]	21,0	21,0	21,0	21,0	21,0
P.A. [KPa]	93,0	93,0	93,0	93,0	93,1
T.C. []	7/1	8/1	9/1	10/1	11/1
T.V. [°C]	98	94	77	77	76
T.E.(i) [°C]	395	396	381	357	363
T.E.(f) [°C]	340	337	327	302	305
T.M. [°C]	57	53	53	43	43
A.A. [graus]	11,0	10,0	12,0	13,0	9,0
POT. [KW]	0,500	0,525	0,575	0,575	0,625
C.C. [g/s]	0,164	0,157	0,173	0,177	0,181
C.A. [g/s]	1,83	1,83	1,83	1,83	1,83
η []	0,114	0,126	0,124	0,121	0,129
A/C []	11,16	11,66	10,58	10,34	10,11

Tabela A.3.28 : Motor movido a álcool líquido

Teor alcoólico do combustível [graus G.L.] : 96% Densidade do combustível : 0,810 g/cm ³ Abertura entre os eletrodos da vela de ignição : 0,5 mm					
"Gicleur" utilizado : 1,30 mm Rotação do motor : 700 rpm					
T.A. [°C]	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5
P.A. [KPa]	93,2	93,2	93,2	93,2	93,2
T.C. []	7/1	8/1	9/1	10/1	11/1
T.E. [°C]	464	425	385	384	413
T.M. [°C]	29	30	30	30	29
A.A. [graus]	11,0	10,0	10,0	10,0	10,0
POT. [KW]	0,500	0,550	0,575	0,575	0,600
C.C. [g/s]	0,211	0,211	0,211	0,213	0,215
C.A. [g/s]	1,84	1,84	1,84	1,84	1,84
η []	0,088	0,098	0,101	0,101	0,104
A/O []	8,72	8,72	8,72	8,64	8,56

Tabela A.3.29 : Motor movido a álcool vaporizado

Teor alcoólico do combustível [graus G.L.] : 96% Densidade do combustível líquido : 0,810 g/cm ³ Abertura entre os eletrodos da vela de ignição : 0,5 mm					
"Gicleur" utilizado : 1,325 mm Rotação do motor : 700 rpm					
T.A. [°C]	22,0	22,5	22,5	23,0	23,0
P.A. [KPa]	93,3	93,3	93,3	93,3	93,3
T.C. []	7/1	8/1	9/1	10/1	11/1
T.V. [°C]	94	76	76	76	77
T.E.(i) [°C]	409	392	372	371	344
T.E.(f) [°C]	348	332	314	316	287
T.M. [°C]	51	45	46	43	40
A.A. [graus]	20,0	13,0	11,0	9,0	12,0
POT. [KW]	0,525	0,575	0,600	0,600	0,625
C.C. [g/s]	0,163	0,176	0,168	0,145	0,190
C.A. [g/s]	1,83	1,83	1,83	1,83	1,83
η []	0,121	0,123	0,134	0,154	0,124
A/C []	11,23	10,40	10,89	12,62	9,63

Tabela A.3.30 : Motor movido a álcool líquido

T.eor alcoólico do combustível [graus G.L.] :	96%				
Densidade do combustível :	0,810 g/cm ³				
Abertura entre os eletrodos da vela de ignição :	0,5 mm				
"Gicleur" utilizado :	1,325 mm				
Rotação do motor :	700 rpm				
T.A. [°C]	22,0	22,0	22,0	22,0	22,0
P.A. [KPa]	93,2	93,2	93,2	93,2	93,2
T.C. []	7/1	8/1	9/1	10/1	11/1
T.E. [°C]	475	473	450	434	425
T.M. [°C]	29	29	30	29	29
A.A. [graus]	10,0	8,0	11,0	13,0	12,0
POT. [KW]	0,350	0,475	0,500	0,550	0,500
C.C. [g/s]	0,217	0,218	0,219	0,217	0,216
C.A. [g/s]	1,84	1,84	1,84	1,84	1,84
η []	0,060	0,082	0,086	0,095	0,086
A/C []	8,48	8,44	8,40	8,48	8,52

A.4 - CÁLCULO DA EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA DO MOTOR CFR

a) Cálculo da vazão teórica de ar (consumo de ar):

$$M_t = \pi \cdot d^2 \cdot c \cdot n \cdot \rho / 480, \quad \text{onde:} \quad (\text{A.4.1})$$

d: diâmetro do cilindro [m]

c: curso do pistão [m]

n: rotação do motor [rpm]

ρ : massa específica do ar [kg/m^3]

b) Cálculo da massa específica do ar:

$$\rho = \rho \cdot R \cdot T, \quad \text{onde:} \quad (\text{A.4.2})$$

P: pressão [kPa]

R: constante universal dos gases [kgf.m/kg.K]

T: temperatura [K]

* Das tabelas de dados colhidos na experimentação (valores médios):

$$T = 20^\circ\text{C} = 20 + 273 = 293 \text{ K}$$

$$P = 93.6 \text{ kPa} = 93600 \text{ N/m}^2 = 9544.5 \text{ kgf/m}^2$$

$$R = 29.27 \text{ kgf.m/Kg.K}$$

$$\rho = 9544.5 / (29.27 * 293) = 1.113 \text{ kg/m}^3$$

1) Para $n = 700 \text{ rpm}$:

$$M_t = \pi * 0.065^2 * 0.1 * 700 * 1.113 / 480 \quad (\text{A.4.3})$$

$$M_t = 0.00215 \text{ kg/s} = 2.15 \text{ g/s}$$

* Das tabelas de dados colhidos:

$$M_r = 1.83 \text{ g/s}$$

Eficiência volumétrica:

$$\eta_v = M_r / M_t = 1.83 / 2.15 \quad (\text{A.4.4})$$

$$\eta_v = 0.85$$

2) Para $n = 800 \text{ rpm}$:

$$M_t = \pi * 0.065^2 * 0.1 * 800 * 1.113 / 480 \quad (\text{A.4.5})$$

$$M_t = 0.00246 \text{ kg/s} = 2.46 \text{ g/s}$$

* Das tabelas de dados colhidos:

$$\dot{M}_r = 2.03 \text{ g/s}$$

Eficiência volumétrica:

$$\eta_v = \dot{M}_r / \dot{M}_t = 2.03 / 2.46 \quad (\text{A.4.6})$$

$$\eta_v = 0.83$$

3) Para $n = 1000 \text{ rpm}$:

$$\dot{M}_t = \pi * 0.065^2 * 0.1 * 1000 * 1.113 / 480 \quad (\text{A.4.7})$$

$$\dot{M}_t = 0.00308 \text{ kg/s} \approx 3.08 \text{ g/s}$$

* Das tabelas de dados colhidos:

$$\dot{M}_r = 2.33 \text{ g/s}$$

Eficiência volumétrica:

$$\eta_v = \dot{M}_r / \dot{M}_t = 2.33 / 3.08 \quad (\text{A.4.8})$$

$$\eta_v = 0.76$$