

EDGAR PAZ PÉREZ

SUBSTITUIÇÃO DO DIESEL USADO
NOS QUEIMADORES INDUSTRIAIS
POR ÁLCOOL COMBUSTÍVEL

Tese apresentada à Faculdade de Engenharia
do Campus de Guaratinguetá, Universidade
Estadual Paulista, para a obtenção do título
de Doutor em Engenharia Mecânica na área
de Transmissão e Conversão de Energia.

Orientador: Prof. Dr. Luiz Roberto Carrocci
Co-orientador: Prof. Dr. João Andrade de Carvalho Jr.

Guaratinguetá
2007

P438s	Paz, Edgar Pérez Substituição do diesel usado nos queimadores industriais por álcool combustível / Edgar Paz Pérez.- Guaratinguetá : [s.n.], 2007 207 f.: il. Bibliografia: f. 175-184 Inclui apêndice Tese (Doutorado) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2007 Orientador: Prof. Dr. Luiz Roberto Carrocci Co-orientador: Prof. Dr. João Andrade Carvalho Júnior 1. Álcool - combustível. 2. I. Título CDU 662.6
-------	--

**“SUBSTITUIÇÃO DO DIESEL USADO NOS QUEIMADORES
INDUSTRIAIS POR ÁLCOOL COMBUSTÍVEL”**

EDGAR PAZ PÉREZ

ESTA TESE FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
“DOUTOR EM ENGENHARIA MECÂNICA”

PROGRAMA: ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA: TRANSMISSÃO E CONVERSÃO DE ENERGIA

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO



Prof. Dr. Marcelo dos Santos Pereira
Coordenador

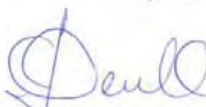
BANCA EXAMINADORA:



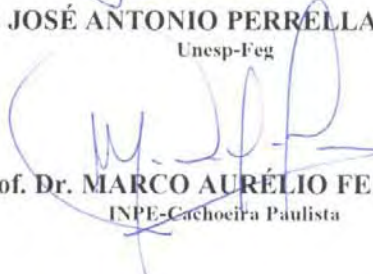
Prof. Dr. LUIZ ROBERTO CARROCCI
Orientador / Unesp-Feg



Prof. Dr. CARLOS DANIEL EBINUMA
Unesp-Feg



Prof. Dr. JOSÉ ANTONIO PERRELLA BALESTIERI
Unesp-Feg



Prof. Dr. MARCO AURÉLIO FERREIRA
INPE-Cachoeira Paulista



Prof. Dr. ELISANGELA MARTINS LEAL
INPE-Cachoeira Paulista

Outubro de 2007

DADOS CURRICULARES

EDGAR PAZ PÉREZ

NASCIMENTO	06.09.1971 –CHIMBOTE PERÚ
FILIAÇÃO	José Emilio Paz Larrain Juana Victoria Pérez Tábara
1989/1995	Curso de Graduação Universidad Nacional del Santa Chimbote- Perú
2001/2002	Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, nível de Mestrado, na Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá da Universidade Estadual Paulista.

Dedico este trabalho à minha família, pelo amor, esforço, dedicação e compreensão, que tiveram sempre comigo, sobretudo nestes últimos anos de realização dos meus estudos de pós-graduação

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus, por tudo o que tem me dado, família, amigos, saúde, estudos e agora por permitir-me chegar à culminação deste objetivo.

Agradeço aos meus pais, irmãos e toda minha família pelo amor, dedicação e incentivo de sempre. E pelo grande esforço feito por eles para que eu pudesse cumprir com este sonho.

Aos meus orientadores, os Professores Luiz Roberto Carrocci e João Andrade, por suas orientações acadêmicas e pessoais, pela dedicação e auxílio, as quais foram de muita ajuda para a culminação destes estudos.

Aos meus amigos do Peru Harold, Delia, Professor Guillermo Quevedo e Alonso (em memória), com quem compartilhamos o mesmo sonho.

Aos meus amigos da moradia de estudantes do campus de Guaratinguetá por terem sido a minha família durante estes anos da minha estada no Brasil, aos companheiros e amigos do alojamento do INPE, com quem vivi este último ano. Agradeço de maneira muito especial, aos irmãos da Igreja Congregacional de Cruzeiro pelo carinho e dedicação em me ensinarem a palavra de Deus, em especial a Mauro e Betty, por me acolherem em sua casa, como membro de sua família.

Ao pessoal do LCP-INPE, pela sua valiosa ajuda na realização da parte experimental da presente Tese:

- De maneira especial a Ely, pela sua grande dedicação aos testes e sobretudo pela sua amizade.
- A Alexandre pela sua amizade e ajuda na montagem da bancada experimental.
- A Marco Aurélio e Heraldo, por suas valiosas colaborações em suprimirem dúvidas surgidas na parte experimental.
- A Aureliano, pela sua grande colaboração técnica.

Às secretárias da pós-graduação pela dedicação e alegria no atendimento.

Aos companheiros estudantes e professores do Departamento de Energia, de quem guardo gratas lembranças.

Este trabalho contou com apoio da CAPES através da Bolsa de Estudos Institucional

PAZ, E. P. **Substituição do diesel usado nos queimadores industriais por álcool combustível**. 2007. 207 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2007.

RESUMO

O presente trabalho teve como objetivo estudar a viabilidade da substituição de óleo diesel por álcool etílico hidratado em equipamentos industriais de queima direta. O estudo começou com uma análise do panorama energético atual considerando os dois combustíveis. Posteriormente, foi realizada uma comparação teórica das propriedades físico-químicas dos combustíveis, assim como dos diversos aspectos da combustão do álcool e do diesel. Finalmente, realizou-se uma comparação experimental entre a queima de álcool e de diesel. O sistema utilizado para a comparação foi uma câmara de combustão vertical. O atomizador utilizado foi do tipo Y-jet e o estabilizador da chama do tipo *swirl*. Os resultados mostram que o álcool etílico hidratado se apresenta como um interessante combustível alternativo ao óleo diesel, isso porque na queima de etanol, as emissões de CO₂, CO, UHC, NO_x e material particulado são menores do que na queima de diesel, quando ambos combustíveis liberam a mesma potência térmica. A substituição também é tecnicamente possível, sem modificações no sistema de queima (atomizador, ancorador da chama e câmara de combustão). As modificações a serem realizadas seriam somente no sistema de estocagem e na bomba de combustível. Adicionalmente, deve ser avaliada a necessidade de se tomarem medidas para evitar perda de combustível por evaporação, riscos de incêndios e danos dos materiais por corrosão. Dos resultados também se observou que a queima de diesel produz quantidades consideráveis de fuligem. Este particulado diminui a eficiência de troca de calor dos equipamentos e origina paradas para limpeza e restauração dos equipamentos. As chamas de álcool se apresentam mais apropriadas para queima em unidades de combustão convectivas que radiativas.

A decisão de substituir diesel por álcool na queima direta necessariamente passa por um estudo de viabilidade técnica, econômica e ambiental do sistema particular. Atualmente, os custos operacionais de combustível são maiores na queima de álcool que com a queima de diesel. Não obstante, o cenário nacional e mundial se mostra favorável para a redução desta diferença. O petróleo e seus derivados, por serem produtos não renováveis, tendem a aumentar seu preço e esse aumento tem-se intensificado nos últimos anos pela instabilidade política dos países produtores. Em oposição, o preço do etanol tem diminuído nestes últimos tempos. Adicionalmente, deve-se dizer que a preocupação mundial pelo aquecimento global tem tornando as legislações mais rigorosas com respeito aos índices e penalidades das emissões de poluentes provenientes da combustão.

PALAVRAS-CHAVE: Álcool hidratado, biocombustíveis, combustíveis líquidos.

PAZ, E. P. **Substitution of diesel used in the industrial burner by alcohol fuel.** 2007. 207 f. Thesis (Doctorate in Mechanical Engineering) - Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 1998.

ABSTRACT

The objective of this work was to investigate the viability of substituting diesel fuel by hydrated ethanol in industrial burners. The study started with an analysis of the current energy scenario for both fuels. After that, a theoretical comparison was carried out of the fuels' physical chemical properties and combustion characteristics. Finally, an experimental comparison was conducted for the combustion characteristics. The experimental system utilized was a vertical combustion chamber equipped with a Y-jet atomizer and an axial swirler. Results showed that hydrated ethanol is a potential substitute for diesel fuel. Emission rates of CO₂, CO, UHC, NO_x and particulate material are lower for ethanol than for diesel fuel. Substitution is also technically viable, requiring no modifications of the burning system. Modifications are required only in the fuel storage and injection system. When using ethanol, it is also necessary to take additional care to avoid losses by evaporation, fire risks and material damage by corrosion. The experimental results also showed that the burning of diesel fuel produces considerable amounts of soot, contrary to what occurs with ethanol. This particulate material decreases heat exchange efficiency and imposes equipment stoppage for cleaning and parts regeneration. Ethanol flames are more appropriate for combustion units that work under convective heat exchange than those for radiant heat exchange.

The decision of substituting diesel fuel by hydrated ethanol in direct burning requires a study of technical, economical and environmental viability for the particular system. Current operation costs for hydrated ethanol are higher than for diesel fuel. However, the national and world scenarios favor a decrease of such difference. Petroleum and its derivatives, because they are non renewable, tend to have price increases. These increases have been intensifying in the last years due to political

instability of the petroleum producer countries. In contrast, the prices of ethanol have been decreasing in the last years. Finally, it should be mentioned that there is the preoccupation with the global warming, which has raised more rigorous rules regarding indexes and penalties on pollutants emissions generated by combustion.

KEYWORDS: Hydrated ethanol, biofuels, liquid fuels.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Evolução da importação e exportação nacional de gasolina.....	4
Figura 1.2 – Evolução da importação e exportação nacional de óleo Combustível.....	4
Figura 1.3 – Evolução da oferta e demanda de petróleo no Brasil.....	5
Figura 1.4 – Evolução da importação e exportação nacional de petróleo.....	6
Figura 1.5– Participação dos principais derivados de petróleo nas importações brasileiras no ano 2005.....	7
Figura 1.6 – Evolução da importação e exportação nacional de óleo diesel.....	7
Figura 1.7 – Evolução da importação e exportação nacional de GLP.....	8
Figura 1.8 – Exportações Brasileiras de álcool combustível.....	10
Figura 1.9 – Preços de combustíveis por unidade de caloria liberada.....	13
Figura 1.10 – Evolução do preço do petróleo Brent e Wti.....	14
Figura 1.11 – Evolução do Preço de produção do álcool etílico hidratado.....	15
Figura 3.1 – Diversos tipos de estabilizadores de chama.....	42
Figura 3.2 – Estabilizador tipo <i>swirl</i>	43
Figura 3.3 – <i>Swirler</i> axial com pás direcionais.....	44
Figura 3.4 – Analisador de partículas de difração de Fraunhofer.....	51
Figura 3.5 – Atomizador Y-Jet.....	55
Figura 3.6 – Tipos de combustão de líquidos.....	61
Figura 3.7 – Caracterização dos tipos de queima de combustíveis líquidos.....	63
Figura 4.1 – Pressão de vapor em função de temperatura.....	80
Figura 4.2 – Principais rotas para combustão estequiométrica do etanol.....	88
Figura 4.3 – Mecanismo de reação do alfa metil naftaleno.....	91
Figura 4.4 – Principais rotas de reação do combustível substituto do óleo diesel.....	92
Figura 4.5 – Variação do diâmetro da gota versus a relação ar de atomização/ combustível.....	101
Figura 5.1 – Diagrama esquemático da bancada experimental.....	115
Figura 5.2 – Foto da câmara de combustão.....	116
Figura 5.3 – Detalhes da câmara de combustão e disposição dos termopares.....	117

Figura 5.4 – Queimador de combustível com <i>swirler</i> de pás variáveis.....	118
Figura 5.5 – Lança com atomizador Y-Jet.....	118
Figura 5.6 – Medidas do atomizador para o diesel.....	119
Figura 5.7 – Medidas do atomizador para o álcool.....	120
Figura 5.8 – Sistema de análises de gases.....	123
Figura 5.9 – Variação da massa específica em função da temperatura do álcool etílico hidratado com teor alcoólico de 93 INPM.....	125
Figura 5.10 – Variação da massa específica do óleo diesel em função da temperatura.....	126
Figura 5.11 – Curva de calibração do rotâmetro utilizando álcool etílico a 23°C.....	128
Figura 5.12 – Curva de calibração do rotâmetro utilizando diesel a 25°C.....	129
Figura 5.13 – Curva de calibração do Termopar da linha de ar de atomização.....	131
Figura 5.14 – Formação de poluentes sob a influência do diâmetro do atomizador...	140
Figura 5.15 – Concentração de poluentes em função da razão de atomização.....	144
Figuras 5.16 – Filtros de fuligem antes e depois da queima dos combustíveis.....	144
Figura 5.17 – Chamas de diesel e de álcool ($R_{at} = 0,304$; $b = 1,29$ e $S' = 0,57$).....	145
Figura 5.18 – Variação das temperaturas da chama e dos gases de combustão Em função da razão de atomização.....	146
Figura 5.19 – Variação da eficiência da câmara de combustão em função da razão de atomização.....	147
Figura 5.20 – Formação de poluentes em função da pressão de estagnação do ar de atomização.....	148
Figura 5.21 – Chamas de diesel e de álcool ($R_{at} = 0,304/P_{a0} = 2,2$ bar; $b = 1,29$ e $S' = 0,57$).....	150
Figura 5.22 – Variação das temperaturas da chama e dos gases de combustão em função da razão de atomização.....	151
Figura 5.23 – Variação da eficiência da câmara de combustão em função da razão de atomização Teste 3.....	151
Figura 5.24 – Emissão de poluentes em função de S' e de α	153
Figura 5.25 – Variação da temperatura da chama e de temperatura de saída	

dos gases em função de S' e de α	155
Figura 5.26 – Chamas de diesel e de álcool ($R_{at} = 0,329$; $b = 1,32$ e $S' = 0,51$).....	156
Figura 5.27 – Variação da eficiência da câmara de combustão em função do número de <i>swirl</i> S'	157
Figuras 5.28 – Emissão dos poluentes em função de S' , com atomização em iguais valores de R_{at} e também de P_{a0}	158
Figura 5.29 – Chamas de diesel e de álcool ($S' = 0,51$; $R_{at} = 0,329/P_{a0}=1,3$ e $b = 1,32$).....	160
Figura 5.30 – Variação da temperatura da chama e da temperatura de saída dos gases em função de S'	160
Figura 5.31 – Variação da eficiência da câmara de combustão em função do número de <i>swirl</i> S' mesmo valor de P_{a0}	161
Figura 5.32 – Emissões dos poluentes em função do coeficiente de excesso de ar....	163
Figura 5.33 – Chamas de diesel e de álcool ($R_{at} = 0,355/P_{a0}=1,3$; $b = 1,29$ e $S' = 0,43$).....	164
Figura 5.34 – Variação das temperaturas da chama e de saída dos gases em função do coeficiente de excesso de ar.....	164
Figura 5.35 – Variação da eficiência da câmara de combustão em função do coeficiente de excesso de ar.....	165
Figura 5.36 – Concentrações de poluentes sob o efeito do coeficiente de excesso de ar e teor de água no álcool.....	166
Figura 5.37 – Variação das temperatura da chama e de saída dos gases em função do coeficiente de excesso de ar e do teor de água no álcool.....	167
Figura 5.38 – Eficiência da câmara de combustão em função do teor alcoólico e do coeficiente de excesso de ar.....	167
Figura 5.39 – Chamas de álcool de diferentes teores alcoólicos ($P_{a0}=1,3$; $b = 1,32$ e $S' = 0,51$)	168

LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1 – Importação e exportação nacional de petróleo.....	5
Tabela 1.2 – Refino brasileiro de petróleo de procedência nacional e importado.....	9
Tabela 1.3 – Potencial de redução de custos do etanol.....	16
Tabela 2.1 – Especificações do óleo diesel automotivo.....	22
Tabela 2.2 – Propriedades físico-químicas do óleo diesel.....	23
Tabela 2.3 – Especificações do álcool etílico combustível.....	26
Tabela 2.4 – Propriedades do álcool etílico anidro.....	27
Tabela 2.5 – Propriedades do álcool etílico hidratado.....	27
Tabela 3.1 – Correspondência entre temperaturas e cores observadas na chama.....	39
Tabela 3.2 – Recomendações geométricas para projetar um atomizador Y-Jet.....	58
Tabela 4.1 – Limites de inflamabilidade.....	80
Tabela 4.2 – Quadro comparativo do álcool etílico hidratado e o diesel.....	86
Tabela 4.3 – Reações de combustão iniciais de etanol.....	89
Tabela 4.4 – Reações de decomposição de etanol.....	89
Tabela 4.5 – Resultados dos projetos de atomizadores de álcool e de diesel.....	100
Tabela 4.6 – Medidas dos atomizadores de diesel e de álcool projetados.....	101
Tabela 4.7 – Constante de queima para vários combustíveis.....	104
Tabela 4.8 – Tempo de queima das gotas do álcool e do diesel.....	104
Tabela 4.9 – Taxa de vaporização das gotas de álcool e do diesel.....	105
Tabela 4.10 – Comparação da estabilização das chamas de álcool e do diesel.....	110
Tabela 4.11 – Efeito do vapor de etanol nas pessoas.....	112
Tabela 5.1 – Balanço de massa para determinação da composição do diesel.....	137
Tabela 5.2 – Distribuição de pressões em atomizadores de diferente diâmetro.....	140
Tabela 5.3 – Resumo dos testes 2 e 3.....	149
Tabela 5.4 – Variações de α e de S' queimando o álcool em diferentes condições....	155

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AEHC	-	Álcool etílico hidratado combustível
AEAC	-	Álcool etílico anidro combustível
ANP	-	Agencia Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis
API	-	American Petroleum Institute
ASTM	-	American Society for Testing Materials
CONAMA	-	Conselho Nacional do Meio Ambiente
DME	-	Sulfato de dietila
DMS	-	Sulfato de dimetila
EPA	-	Environment protection Agency
FOB	-	Free on Board
GLP	-	Gás liquefeito de petróleo
GPM	-	Galões por minuto
INPM	-	Teor alcoólico em massa
MMD	-	Diâmetro mediano de massa
PIB	-	Produto Interno Bruto
PR	-	Razão de Progresso
SMD	-	Diâmetro médio de Sauter
UHC	-	Hidrocarbonetos não queimados
UNICA	-	União da Agroindústria Canavieira de São Paulo
VMD	-	Diâmetro médio de volume
VOC _s	-	Componentes orgânicos voláteis
WTI	-	West Texas Intermediate (cru)

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área	m^2
A_{at}	área do duto do ar de atomização	m^2
A_{ef}	área efetiva de escoamento do próprio <i>swirler</i>	m^2
A_d	área do conduto de combustível	m^2
A_s	área da coroa circular do <i>swirler</i>	m^2
A_3	área anular entre o <i>swirler</i> e a parede do tubo	m^2
b	coeficiente de excesso de ar	[1]
C	velocidade do som	m/s
CB	coeficiente de bloqueio	[1]
C_d	coeficiente de descarga	[1]
C_{dat}	coeficiente de descarga do atomizador	[1]
C_p	calor específico a pressão constante	kJ/kg
C_{p_a}	calor específico do ar	$kJ/kg.^{\circ}C$
$C_{p_{ag}}$	calor específico da água	$kJ/kg.^{\circ}C$
C_v	calor específico a volume constante	kJ/kg
d_a	diâmetro do conduto do fluido de atomização	mm
D_{ab}	diâmetro médio	μm
d_c	diâmetro do conduto de combustível	mm
D_i	diâmetro da gota	μm
d_m	diâmetro da câmara de mistura	mm
D_m	diâmetro de massa media	μm
D_0	diâmetro inicial da gota	μm
e	espessura das pás	m
G	número de combustão de grupo	[1]
G_x	momento axial do fluxo axial.	$kg.m/s^2$
G_{ϕ}	momento angular do fluxo axial	$kg.m^2/s^2$
h	raio da câmara de mistura	cm
$\bar{h}^{\circ}_{f,i}$	entalpia de formação do composto i	$kJ/kmol$
$\bar{h}_{i,T}$	entalpia absoluta do composto i na temperatura T	$kJ/kmol$

K	constante	m^2
K_b	constante da taxa da queima	m^2/s
l	comprimentos da câmara de pré-mistura	mm
l_a	comprimentos do conduto de fluido auxiliar	mm
l_c	comprimentos do conduto de combustível	mm
Le	número de Lewis	[1]
l_m	comprimentos da câmara de mistura	mm
l_{tc}	Comprimento total da câmara	mm
m_a	massa de ar	kg
$\dot{m}_a$	vazão mássica de ar de combustão	kg/s
Ma	número de Mach	[1]
M_a	massa molecular do ar	kg/kmol
$\dot{m}_{ag}$	vazão mássica da água de refrigeração da câmara	kg/s
m_{at}	massa de ar de atomização	kg
$\dot{m}_{at}$	vazão mássica de ar de atomização	kg/s
$(\dot{m}_{at})_{max}$	vazão mássica de ar de atomização máxima	kg/s
m_c	massa de combustível	kg
$\dot{m}_c$	vazão mássica de combustível	kg/s
$\dot{m}_{cal}$	vazão mássica de calibração	g/s
M_c	massa molecular do combustível	kg/kmol
M_{CO_2}	massa molecular do CO_2	kg/kmol
$\dot{m}_d$	taxa de vaporização da gota	kg/s
Mr	razão das componentes axiais dos fluxos da quantidade de movimento linear dos escoamentos primário e secundário	[1]
$\dot{m}_{re}$	vazão mássica real	g/s
n_a	número de moles do ar	kmol
n_c	número de mols do combustível	kmol
n_{CO_2}	número de moles de CO_2 nos produtos da combustão	kmol
n_i	número moles do composto i por moles do combustível	kmol/kmol
N_i	número de gotas de tamanho D_i	[1]

P	pressão do sistema	Pa
P_{at}	pressão atmosférica	Pa
P_c	pressão de calibração 1 atmosfera absoluta	[1]
P_{CO_2}	formação de CO_2	$kg/kcal$
PC	poder calorífico do combustível	kJ/kg
PCI	poder calorífico inferior do combustível	kJ/kg
PCS	poder calorífico superior do combustível	kJ/kg
P_{ic}	pressão de injeção de combustível	Pa
P_r	pressão real da experiência	Pa
P_{ref}	pressão no estado de referência	Pa
P_{a0}	pressão de estagnação do ar de atomização	Pa
P_0	pressão de estagnação	Pa
P_m	pressão na câmara de mistura	Pa
QM_a	taxa da quantidade de movimento linear do ar de combustão	N
QM_c	taxa da quantidade de movimento linear do combustível	N
R	constante do particular gás ideal	$J/kg.K$
R_{at}	razão de atomização	[1]
Re	número de Reynolds	[1]
R_g	raio da gota	m
R_n	raio da nuvem	m
$r_{a/c}$	razão ar/combustível	[1]
R_1	radio do tubo de escoamento do combustível	m
S	número de <i>swirl</i>	[1]
S'	número de <i>swirl</i> simplificado	[1]
Sc	número de Schmit	[1]
S'_s	número de <i>swirl</i> do escoamento secundário	[1]
T	temperatura	K
T_{age}	temperatura da água na entrada da câmara de combustão	$^{\circ}C$
T_{ags}	temperatura da água na saída da câmara de combustão	$^{\circ}C$
T_{ae}	temperatura do ar na entrada da câmara de combustão	$^{\circ}C$
T_c	temperatura de calibração	K

t_d	tempo de queima de uma gota	s
T_r	temperatura real da experiência	K
T_{ref}	temperatura no estado de referência	K
T_{termom}	temperatura do termômetro	°C
T_{termop}	temperatura do termopar	°C
T_0	temperatura de estagnação	K
V	velocidade do fluido	m/s
V_a	velocidade do ar de atomização	m/s
V_{at}	velocidade do ar de atomização	m/s
V_{fc}	velocidade do filme de combustível na saída do atomizador	m/s
V_{ic}	velocidade de injeção de combustível	m/s
x	marcação do rotâmetro	mm
Z	numero de pás	[1]
α	ângulo de inclinação da pá	[°]
ϕ	razão de equivalência	[1]
γ	relação de calores específicos	[1]
η_{cc}	eficiência da câmara de combustão	[1]
ν	viscosidade cinemática do combustível	cSt
θ	ângulo do canal de alimentação de combustível	[°]
ρ	massa específica	kg/m ³
ρ_a	massa específica do ar de combustão	kg/m ³
ρ_{at}	massa específica do ar de atomização	g/cm ³
ρ_c	massa específica do combustível	kg/m ³
ρ_{cal}	massa específica á temperatura de calibração	g/cm ³
ρ_f	massa específica do flutuador	g/cm ³
ρ_l	massa específica do combustível na fase líquida	kg/m ³
ρ_{re}	massa específica á temperatura real	g/cm ³
σ	tensão superficial do combustível	dina/cm
σ_b	fator de bloqueio	[1]
$\Delta \bar{h}_i$	variação de entalpia sensível do composto i	kJ/kmol

Δh_c	entalpia de reação	$kJ/kmol$
ΔG	variação da energia livre de Gibbs	kJ/kg
ΔP_m	diferença de pressão na câmara de mistura	Pa

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO.....	1
1.1 JUSTIFICATIVA DO TRABALHO.....	1
1.2 OBJETIVOS DO TRABALHO.....	17
1.2.1 Objetivo geral.....	17
1.2.2 Objetivos específicos.....	17
1.3 DELIMITAÇÃO DO TRABALHO.....	18
1.4 ESTRUTURA DO TRABALHO.....	18
2 PROPRIEDADES DO ÓLEO DIESEL E DO ÁLCOOL.....	20
2.1 INTRODUÇÃO.....	20
2.2. ÓLEO DIESEL.....	20
2.2.1 Tipos de óleo diesel.....	21
2.2.1.1 Óleo diesel automotivo.....	21
2.2.1.2 Óleo diesel marítimo.....	22
2.2.3. Propriedades físico-químicas do óleo diesel.....	23
2.3. ÁLCOOL COMBUSTÍVEL.....	24
2.3.1 Classificação do álcool etílico.....	24
2.3.1.1 Álcool anidro.....	25
2.3.1.2 Álcool hidratado.....	25
2.3.3 Propriedades físico-químicas do álcool etílico.....	26
3 FUNDAMENTOS TEÓRICOS.....	28
3.1 TERMODINÂMICA DA COMBUSTÃO.....	28
3.1.1 Combustão.....	28
3.1.2 Combustão completa.....	28
3.1.3 Quantidade estequiométrica de oxidante.....	28
3.1.4 Razão ar/combustível.....	29
3.1.5 Razão de equivalência.....	29
3.1.6 Formação de CO₂.....	30
3.1.7 Entalpia de formação e absoluta.....	30

3.1.8 Entalpia da reação e poder calorífico.....	31
3.1.9 Temperatura de chama adiabática.....	32
3.1.10 Equilíbrio químico.....	32
3.2 ESCOAMENTO DE FLUIDOS COMPRESSÍVEIS.....	33
3.3 DIFUSÃO DE MASSA.....	34
3.4 CINÉTICA QUÍMICA.....	35
3.4.1 Reações globais e elementares.....	35
3.5 TEORIA DA CHAMA.....	36
3.5.1 Etapas da queima de um combustível.....	36
3.5.2 Classificação das chamas.....	37
3.5.3 Características das chamas.....	38
3.5.3.1 Velocidade da chama.....	38
3.5.3.2 Comprimento e forma da chama.....	39
3.5.3.3 Temperatura e cor da chama.....	39
3.5.3.4 Radiação da chama.....	40
3.5.3.5 Estabilização da chama.....	40
3.6 ANCORADORES DE CHAMAS.....	41
3.6.1 Estabilização por corpos rombudos (<i>bluff-body</i>)	42
3.6.2 Estabilização por rotação (<i>swirl</i>)	43
3.6.2.1 <i>Swirler</i> axial.....	44
3.7 QUEIMA DE COMBUSTÍVEIS LÍQUIDOS.....	47
3.8 ATOMIZAÇÃO.....	48
3.8.1 Métodos estatísticos de descrição.....	49
3.8.2 Técnicas e instrumentos de medição.....	50
3.8.3 Atomizadores.....	52
3.8.3.1 Atomizadores por pressão.....	52
3.8.3.2 Atomizadores de dois fluidos.....	53
A) Atomizador tipo Y-Jet.....	54
A.1) Fatores que afetam o diâmetro médio das gotas do spray.....	56

A.2) Recomendações para o projeto.....	57
3.9 EVAPORAÇÃO E COMBUSTÃO DE COMBUSTÍVEIS	
LÍQUIDOS	59
3.9.1 Teoria clássica.....	59
3.9.2 Teoria de combustão de grupo.....	60
3.9.2.1 Número de combustão de grupo.....	62
3.10 POLUIÇÃO ATMOSFÉRICA.....	63
3.10.1 Material particulado.....	64
3.10.2 Óxidos de nitrogênio.....	65
3.10.2.1 NO _x	66
3.10.2.1.1 Mecanismos de reação do NO _x	67
A) NO térmico (mecanismo de Zeldovich)	67
B) NO imediato	69
C) Decomposição de N ₂ O.....	70
D) Mecanismo do nitrogênio contido no combustível.....	70
3.10.2.1.2 Fatores que influem na formação do NO _x	71
A) Temperatura e concentrações de N ₂ e O ₂	71
B) Grau de mistura.....	71
C) Tempo de residência.....	72
D) Outros fatores.....	72
3.10.3 Óxidos de enxofre.....	72
3.10.4 Monóxido e dióxido de carbono.....	74
3.10.5 Componentes orgânicos voláteis VOC _s	76
4 COMPARAÇÃO TEÓRICA DA QUEIMA DO ÁLCOOL E DO DIESEL.....	77
4.1 PROPRIEDADES FÍSICAS.....	77
4.1.1 Poder calorífico.....	77
4.1.2 Viscosidade.....	78
4.1.3 Volatilidade.....	79
4.1.4 Limites de Inflamabilidade.....	80
4.2 TERMODINÂMICA DOS COMBUSTÍVEIS.....	81
4.2.1 Estequiometria.....	81

4.2.1.1 Estequiometria da combustão do diesel.....	81
4.2.1.1.1 Relação ar combustível.....	81
4.2.1.1.2 Formação de CO ₂	82
4.2.1.1.3 Formação de SO ₂	82
4.2.1.1.4 Entalpia de formação do diesel.....	83
4.2.1.1.5 Temperatura de chama adiabática.....	84
4.2.1.2 Estequiometria da combustão do álcool etílico hidratado (AEH)	84
4.2.1.2.1 Relação ar/combustível.....	85
4.2.1.2.2 Formação de CO ₂	85
4.2.1.2.3 Temperatura de chama adiabática.....	86
4.2.1.3 Resumo da comparação estequiométrica.....	86
4.3 MECANISMO DE REAÇÃO	87
4.3.1 Mecanismo de reação do etanol.....	87
4.3.2 Mecanismo de reação do óleo diesel.....	90
4.4 TOMIZAÇÃO.....	93
4.4.1 Projeto dos atomizadores.....	93
4.4.1.1 Atomizador de diesel.....	94
4.4.1.2 Atomizador de álcool.....	96
4.4.1.3 Álcool queimando no bico de diesel.....	97
4.4.2. Diâmetro médio da gota.....	99
4.5 EVAPORAÇÃO-COMBUSTÃO DE UMA GOTA.....	103
4.5.1 Tempo de queima.....	103
4.5.2 Taxa de vaporização da gota.....	104
4.6 EVAPORAÇÃO-COMBUSTÃO DA NUVEM DE GOTA.....	105
4.7 ESTABILIZAÇÃO DA CHAMA.....	107
4.8 POLUIÇÃO.....	110
4.9 CORROSÃO.....	113
5 COMPARAÇÃO EXPERIMENTAL.....	114
5.1 DESCRIÇÃO DE EQUIPAMENTOS.....	114
5.1.1 Câmara de combustão.....	115
5.1.2 Linha de suprimento de combustível.....	120

5.1.3 Linha de suprimento de ar de combustão.....	121
5.1.4 Linha de suprimento de ar de atomização.....	122
5.1.5 Linha de suprimento de água de refrigeração.....	122
5.1.6 Analisadores de gases.....	122
5.1.7 Sistema de aquisição de dados.....	123
5.2 CARACTERIZAÇÃO DOS COMBUSTÍVEIS.....	124
5.2.1 Caracterização do etanol.....	124
5.2.2 Caracterização do diesel.....	125
5.3 CALIBRAÇÃO DE INSTRUMENTOS.....	126
5.3.1 Calibração do rotâmetro de combustível.....	126
5.3.2 Calibração dos termopares.....	129
5.4 ORGANIZAÇÃO DOS EXPERIMENTOS.....	131
5.5 CÁLCULOS PRELIMINARES.....	132
5.5.1 Cálculo da vazão mássica de ar de combustão.....	132
5.5.2 Correção da vazão mássica medida no rotâmetro do combustível	132
5.5.3 Correção da vazão mássica medida no rotâmetro do ar de atomização....	133
5.5.4 Cálculo do número de <i>swirl</i>	134
5.6 EXECUÇÃO DOS EXPERIMENTOS.....	134
5.6.1 Aspectos limitantes na execução dos experimentos.....	134
5.7 TRATAMENTO E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS.....	136
5.7.1 Verificação dos resultados.....	136
5.7.2 Discussão dos resultados.....	138
5.7.2.1 Influência do diâmetro do bico atomizador na queima (Teste1)	139
5.7.2.2 Influência da atomização.....	142
5.7.2.2.1 Influência da razão de atomização (Teste 2)	142
5.7.2.2.2 Influência da pressão de ingresso do ar de atomização (Teste 3).....	147
5.7.2.3 Influência do ancorador da chama.....	152
5.7.2.3.1 Influência do número de <i>swirl</i> e do ângulo da pá do <i>swirl</i> (Teste 4).....	152
5.7.2.3.2 Influência do número de <i>swirl</i> S' na queima, atomizando álcool e diesel como igual valor de P_{a0} (Teste 5)	157
5.7.2.4. Influência do coeficiente de excesso de ar (Testes 6 e 7)	161

5.5.2.5 Influência do teor alcoólico na queima de álcool (Teste 8).....	165
6 CONCLUSÕES	169
REFERÊNCIAS	175
ANEXO A - Tabelas de títulos do álcool hidratado.....	185
ANEXO B - Equações de calibração dos termopares.....	189
ANEXO C - Organização dos experimentos.....	190
ANEXO D - Cálculo do número de swirl.....	194
ANEXO E - Dados colhidos dos testes.....	198
ANEXO F.1 - Balanço de massa do diesel e do álcool	202

1 INTRODUÇÃO

1.1 JUSTIFICATIVA DO TRABALHO

Com a finalidade de diminuir sua vulnerabilidade energética e reduzir as importações de petróleo e de seus derivados, em 1975, dois anos depois da crise mundial do petróleo, o Brasil inaugurou o Programa Nacional do Álcool, “PROÁLCOOL”, que promoveria a produção do álcool combustível e seu uso na indústria automobilística.

A utilização em larga escala do álcool deu-se nas seguintes etapas: inicialmente como aditivo à gasolina (álcool anidro), num percentual de 20%, passando depois a 24%. A partir de 1979, com o intenso desenvolvimento da engenharia nacional, foram disponibilizados motores que utilizavam somente álcool (álcool hidratado). Posteriormente reduziu-se drasticamente a produção de carros a álcool, voltando-se a utilizar esse combustível somente como aditivo na gasolina. A partir de 2004 foram produzidos carros com motores flexíveis, conhecidos como Flex, que funcionam tanto com álcool como com gasolina ou sua mistura em qualquer proporção.

A utilização em larga escala do álcool combustível estabeleceu uma gigantesca indústria canavieira que trouxe grandes benefícios para o Brasil, tais como:

- Contribuir para preservar os níveis de produção da indústria automobilística brasileira, que de outro modo teriam diminuído grandemente pela insuficiência da gasolina;
- Promover a economia nacional, sendo que hoje a indústria canavieira responde por uma porcentagem importante do Produto Interno Bruto (PIB);
- Gerar economia de divisas: desde 1976 até o ano 2000 obteve-se com a substituição da importação da gasolina cerca de US\$ 43,4 bilhões em divisas estrangeiras. (UNICA, 2000);
- É fonte produtora de emprego: segundo Guilhoto (2001), a indústria da cana empregou nesse ano 610 mil trabalhadores diretos e 930 mil indiretos, sendo que a maioria deles trabalhava na lavoura. Dos números dados acima se deduz um

índice de sazonalidade¹ de 1,52, um dos mais baixos do setor agrícola. Adicionalmente cabe observar que a cultura de cana é uma das que precisa maior número de trabalhadores por hectare, competindo com o algodão e com o café;

- Diferente dos combustíveis não renováveis, o CO₂ produzido pela queima de álcool é removido da atmosfera, durante a etapa de crescimento da cana de açúcar, matéria prima do etanol. Com isso o CO₂ adicionada para atmosfera pelo uso do etanol corresponde somente às etapas de produção e transporte desse bio-combustível;
- Proporciona autonomia energética frente aos países produtores de petróleo;
- É um combustível renovável, vantagem importante com respeito aos combustíveis fósseis como o petróleo e o carvão;
- Do processo de produção de álcool e açúcar se derivam outros subprodutos, como solventes, fibras sintéticas e materiais plásticos. Do bagaço se obtém papel e alimento para gado. Do melaço se obtém levedura, ácido cítrico, ácido láctico e da vinhaça (ou vinhoto) se obtém produtos fertilizantes;
- As usinas de álcool satisfazem toda sua demanda de energia elétrica e vendem seu excedente às distribuidoras de energia, tornando flexível a rede de distribuição elétrica, podendo aumentar a capacidade instalada do país.

No entanto, a utilização do álcool combustível também tem algumas desvantagens:

- O vinhoto é um dos principais subprodutos do processo de fabricação do álcool (produzido na razão de 10 a 14 litros por litro de álcool), causa sérios danos na flora e na fauna quando lançado em cursos d'água de vazão insuficiente. Magalhães, Kuperman e Machado (1991) mostram que atualmente é possível utilizar esse sub produto como fertilizante, na produção de gás em biodigestores e na produção de ração animal;

¹ Sazonalidade é quociente entre a quantidade de empregos indiretos e diretos criados por um setor econômico.

A quantidade de aldeídos emitida pelos carros movidos a etanol é três vezes a dos carros a gasolina. Eles são prejudiciais para a saúde, no entanto são poucos os estudos realizados sobre seus efeitos, sendo preciso aprofundar mais nesse tema.

- O preço do álcool varia muito dependendo dos períodos de safra e entressafra. Do mesmo modo está sujeito a especulações por parte dos produtores. Quando o preço do açúcar no mercado internacional é alto os usineiros deixam de produzir álcool para fabricar açúcar, aumentando assim o seu preço no mercado interno. É importante observar que no final de 2006 o governo iniciou ações para regulamentar a venda de álcool dos produtores para as distribuidoras e diminuir assim as especulações.

Graças à substituição da gasolina pelo álcool combustível e às novas descobertas de petróleo feitas pela Petrobrás, nos últimos tempos, o panorama brasileiro dos combustíveis líquidos se apresenta bem melhor que o da década do 1970. Atualmente as exportações de gasolina e óleos combustíveis superaram as suas importações, como se observa nas Figuras 1.1 e 1.2. Adicionalmente o Brasil produz quantidade de petróleo suficiente para suprir a sua demanda. Na Figura 1.3 pode ser observado que a produção de petróleo no Brasil tem aumentado até igualar quase o seu consumo no ano 2005, fato que foi concretizado e anunciado pela Petrobrás no ano seguinte. Mas o Brasil ainda importa grandes quantidades de petróleo, sendo que as despesas pelas importações desse combustível supera a sua receita, produto de sua exportação como se observa na Tabela 1.1 e na Figura 1.4.

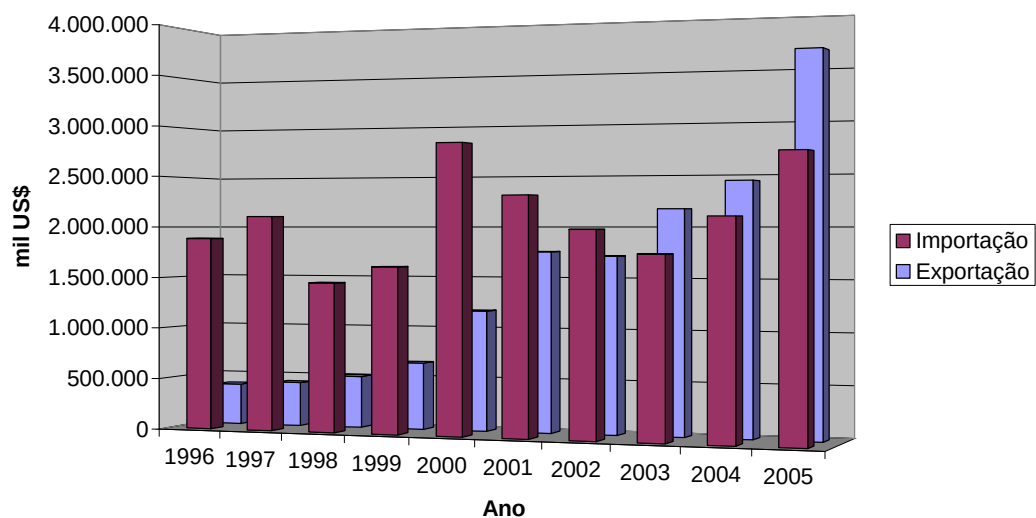


Figura 1.1 - Evolução da importação e exportação nacional de gasolina (construído com dados do Anuário Estatístico ANP 2006)

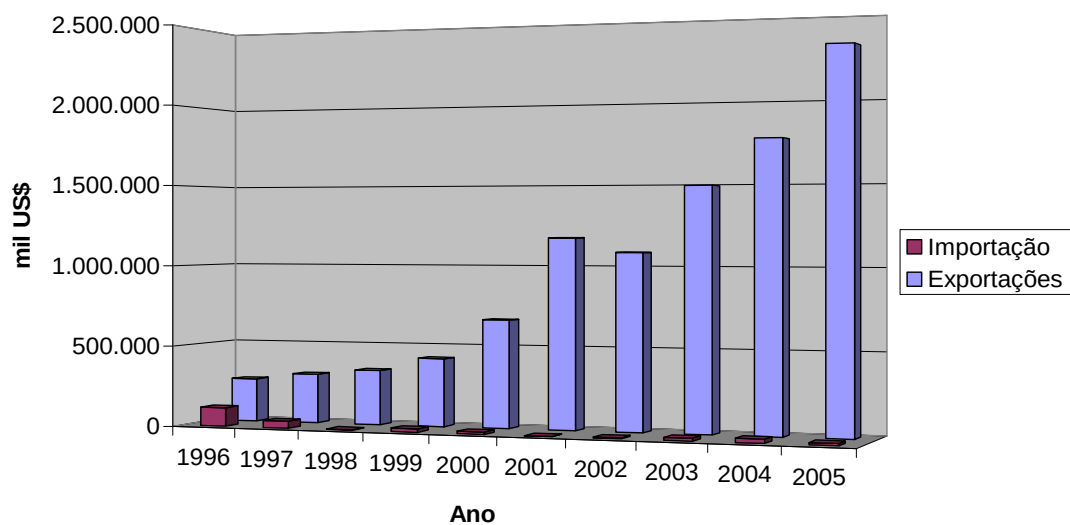


Figura 1.2 - Evolução da importação e exportação nacional de óleo combustível (construído com dados do Anuário Estatístico ANP 2006)

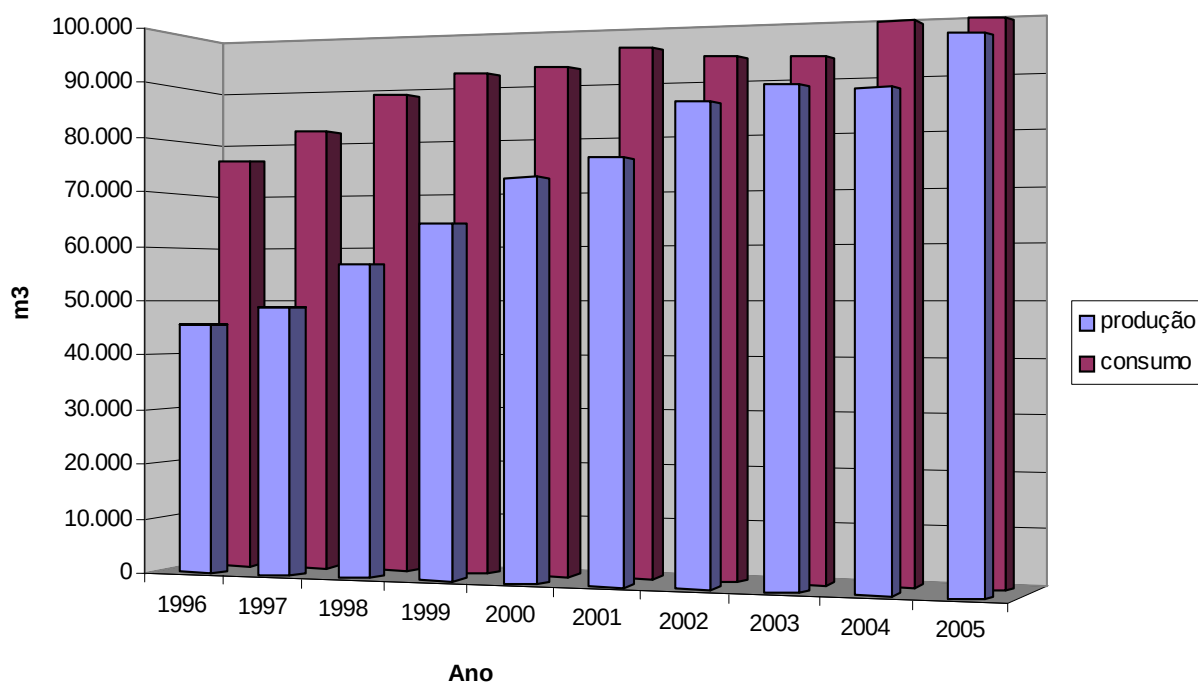


Figura 1.3 - Evolução da oferta e demanda de petróleo no Brasil (construído com dados do Balanço Energético Nacional 2006)

Tabela 1.1 - Importação e exportação nacional de petróleo

	1996	1997	1998	1999	2000	2001	2002	2003	2004	2005
Importação										
Dispêndio (mil US\$ FOB)	4.004.702	3.731.093	2.371.154	2.812.432	4.307.522	3.978.037	3.422.843	3.918.965	6.893.458	7.661.484
Preço médio (US\$/b)	19,80	18,47	12,42	16,62	29,64	26,09	24,65	30,57	39,96	55,33
Exportação										
Receita (mil US\$ FOB)	13.004	17.104	-	1.525	158.585	720.871	1.691.372	2.121.930	2.527.691	4.164.450
Preço médio (US\$/b)	17,26	18,35	-	7,49	23,26	17,83	19,72	24,05	30,00	41,57

Fonte: Anuário Estatístico ANP 2006

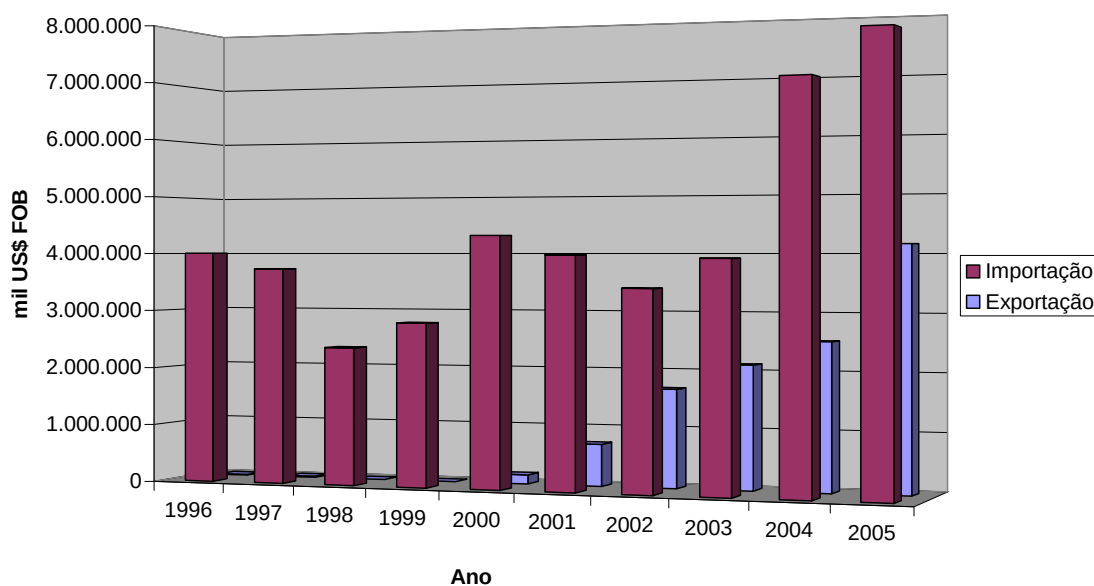


Figura 1.4 - Evolução da importação e exportação nacional de petróleo (construído com dados do Anuário Estatístico ANP 2006)

O Brasil também importa alguns derivados do petróleo, sendo os principais a nafta, o óleo diesel e o GLP. Na Figura 1.5 pode-se observar que no ano 2005 o Brasil importou US\$ 1020 milhões em óleo diesel e US\$ 252 milhões em GLP, correspondentes a aproximadamente a 30% e 9% das importações de derivados do petróleo daquele ano. Nas Figuras 1.6 e 1.7 se apresenta a evolução das importações e exportações de óleo diesel e GLP. Nelas se observa que as exportações destes combustíveis têm aumentado nos últimos anos, mas mesmo assim ainda estão longe de igualar às importações.

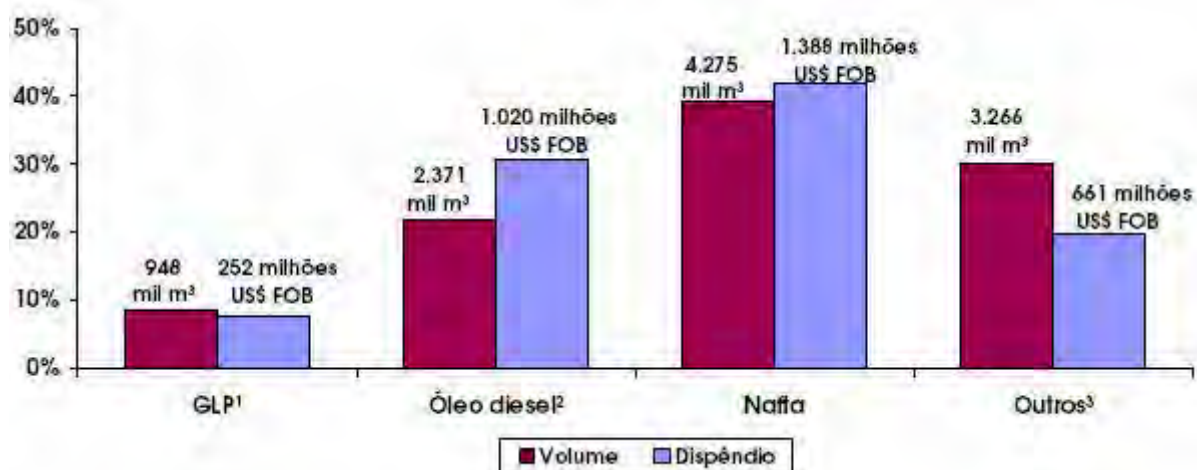


Figura 1.5 - Participação dos principais derivados de petróleo nas importações brasileiras no ano 2005 (extraído do Anuário Estatístico ANP 2006)

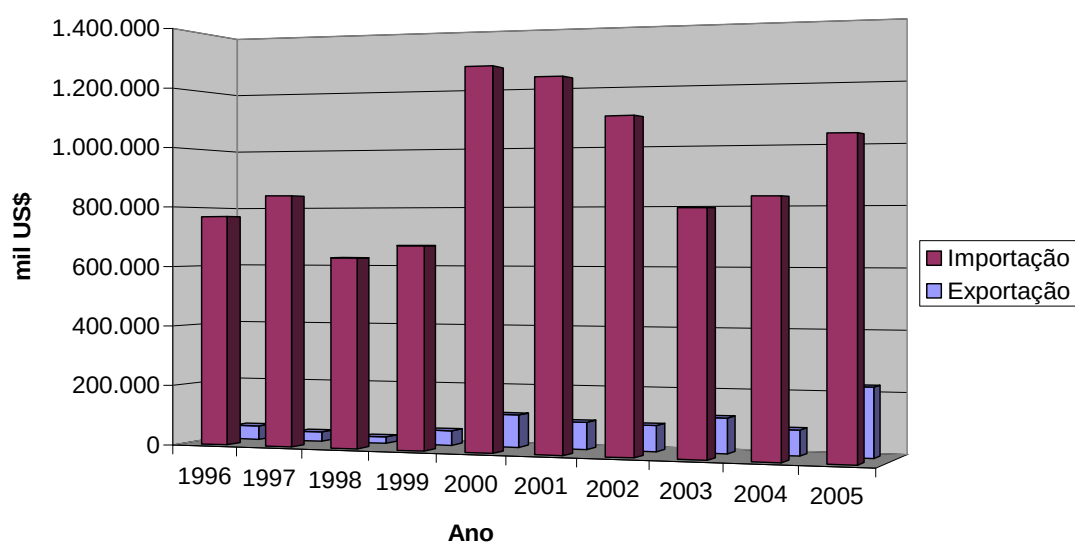


Figura 1.6 - Evolução da importação e exportação nacional de óleo diesel (construído com dados do Anuário Estatístico ANP 2006)

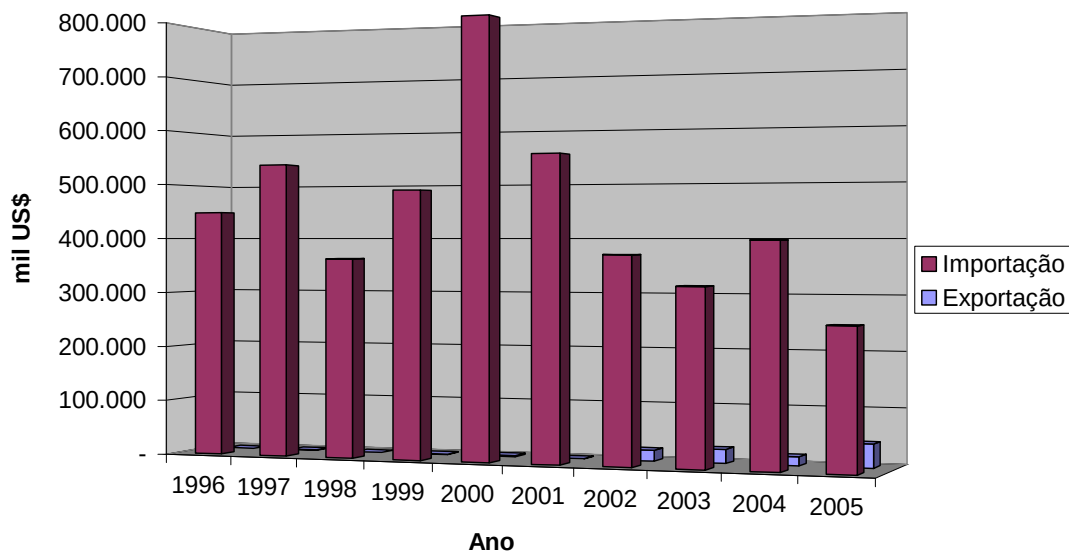


Figura 1.7 - Evolução da importação e exportação nacional de GLP (construído com dados do Anuário Estatístico ANP 2006)

Este comportamento aparentemente contraditório deve-se ao fato de que a produção de petróleo no Brasil é maior que a sua demanda, mas a sua capacidade de refino é inferior a ela. Adicionalmente, o parque de refino brasileiro foi planejado e construído para refinar o petróleo proveniente de Oriente Médio, que se caracteriza como um petróleo leve (superior a 30° API), sendo que a maioria do petróleo nacional (82,56%) provém da plataforma continental da Bacia de Campos. Esse combustível tem grau API entre 18° e 20°, classificado como um óleo pesado. Este petróleo não pode ser processado no país, assim o Brasil tem que exportar parte desse petróleo mais pesado a um preço baixo (ver Tabela 1.1) e importar óleo mais leve, além de alguns de seus derivados, como diesel, GLP e nafta, a um preço maior. Na Tabela 1.2 se observa que no ano 2005 o Brasil refinou 364756 barris/dia de petróleo importado, o que corresponde a 21,4 % do total refinado no país (1702987 barris/dia).

Tabela 1.2 - Refino brasileiro de petróleo de procedência nacional e importado

	Volume de carga processada (barril/dia)									
	1996	1997	1998	1999	2000	2001	2002	2003	2004	2005
Nacional	763.509	825.517	942.866	1.101.644	1.176.882	1.225.140	1.246.548	1.253.836	1.268.190	1.338.231
Importado	539.309	540.887	530.536	444.917	411.683	421.041	360.447	343.437	437.013	364.756
Total	1.302.818	1.366.404	1.473.402	1.546.561	1.588.565	1.646.181	1.606.995	1.597.273	1.705.204	1.702.987

Fonte: Anuário Estatístico ANP 2006

Atualmente existe uma sobre-capacidade de refino no mundo, assim mesmo se sabe que esta atividade é a menos lucrativa na indústria do ciclo do petróleo e em consequência investimentos em novas refinarias tem ocorrido só em casos especiais de crescimento muito grande da demanda associado a diversos tipos de incentivos por parte dos governos interessados. Neste contexto, a Petrobrás vem investindo na flexibilização das refinarias existentes, investindo pouco no aumento da capacidade de refino. Segundo ANP (2002), estima-se que a demanda nacional de petróleo poderá aumentar para 2,5 milhões de barris/dia no ano 2010. Se não houver investimentos para ampliar a capacidade nacional de refino o Brasil terá que gastar ainda grandes quantias em importação de petróleo e de alguns derivados.

A atual situação do petróleo e seus derivados no Brasil é favorável para reforçar a utilização do álcool combustível. Adicionalmente, o panorama mundial se mostra também positivo nesse sentido. A preocupação mundial por reduzir as emissões de CO₂ e diminuir o efeito estufa, o aumento do preço do barril de petróleo, a instabilidade política dos países produtores desse combustível e a comercialização dos carros bi-combustíveis vem contribuído para que outros países vejam também no etanol um potencial substituto dos combustíveis derivados do petróleo. Isso se reflete no aumento das exportações brasileiras desse combustível, como se observa na Figura 1.8.

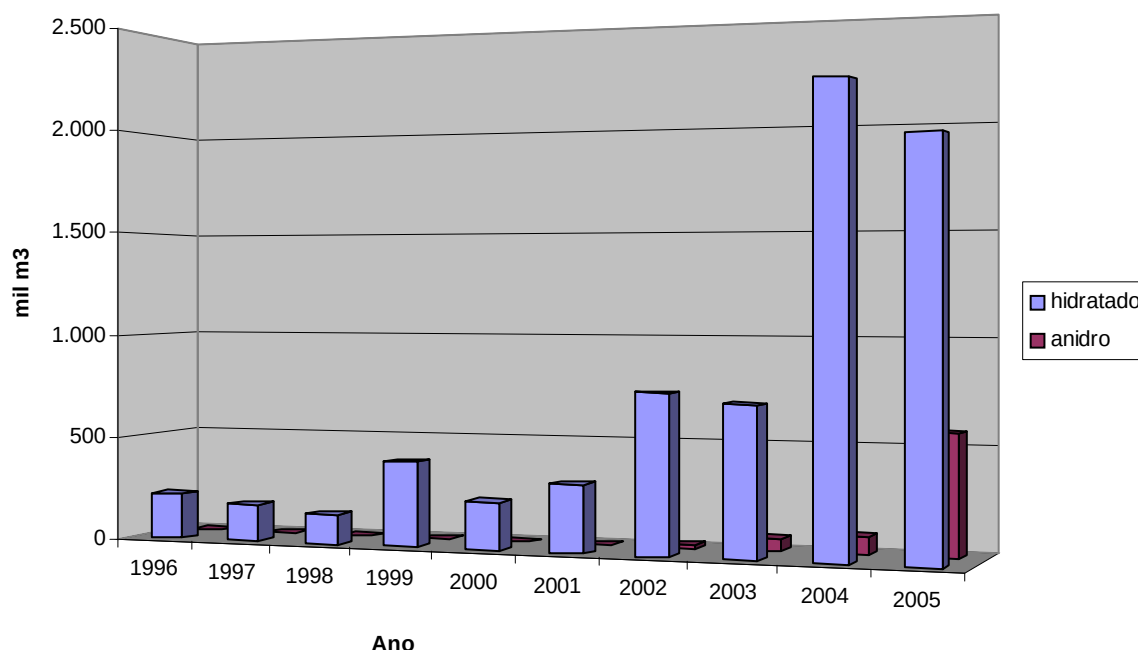


Figura 1.8 - Exportações Brasileiras de álcool combustível (construído com dados do Balanço Energético Nacional 2006)

O Brasil tem capacidade para incrementar de forma sustentada a produção do álcool combustível, sendo que a plantação de cana de açúcar representa uma pequena porção das terras agricultáveis do país. No ano 2001, a área cultivada com cana de açúcar representou 10,8% da área cultivada no Brasil, o qual equivale a menos de 1% das terras agricultáveis (UNICA, 2002). Na média 55% da cana brasileira transforma-se em álcool e 45% em açúcar. Planta-se cana de açúcar no Centro-Sul e no Norte-Nordeste, o que permite dois períodos de safra, produzindo-se o ano todo. A mesma cana plantada pode ser colhida até cinco vezes, mas a cada ciclo devem ser feitos investimentos para manter a produtividade.

Outro aspecto importante do álcool combustível é que, no Brasil, além da cana de açúcar se cultiva uma grande variedade de vegetais que também podem servir de matéria prima para a produção de álcool etílico, que pode ser obtido da mandioca, batata doce, batatinha, quase todos os cereais, como milho e arroz, frutas como o coco babaçu, árvores como o eucalipto e gramíneas (PENIDO FILHO, 1981).

O PROALCOOL foi planejado para que o Brasil tivesse uma capacidade instalada de produção de 16 bilhões de litros por ano (UNICA, 2002); até o ano 2000 eram produzidos 10,4 bilhões de litros por ano, mas com o rápido aumento das exportações dos últimos anos, o Brasil produz atualmente o total de sua capacidade (16 bilhões de litros). Para incrementar a oferta, o governo vem incentivando a produção desse combustível e se tem anunciado a criação de investimento em novas usinas e também a elaboração do projeto da segunda etapa do PROALCOOL¹.

Visto que o panorama nacional e mundial do setor de combustíveis é favorável à expansão do uso de etanol e conhecendo os benefícios que este traz, é de grande interesse ampliar as pesquisas sobre novas formas de utilização desse combustível, as quais dariam a ele a possibilidade de se afirmar como um real e verdadeiro substituto do petróleo e seus derivados. Atualmente esse combustível é utilizado como substituto e/ou aditivo à gasolina em motores Otto. A alta taxa de compressão do álcool permite que os motores em que este é utilizado tenham maior eficiência que aqueles em que se utiliza gasolina, decorrendo em um menor consumo de combustível, mesmo tendo o álcool menor poder calorífico (aproximadamente 60% do valor da gasolina e do diesel). O fato do álcool apresentar baixo poder calorífico tem desalentado as pesquisas sobre a sua utilização na queima direta, por que sua vantagem de ter uma alta taxa de compressão não seria útil nesta aplicação e aparentemente, ele estaria em desvantagem frente a outros combustíveis de maior poder calorífico. Mas existem algumas perguntas que ainda devem ser respondidas. Será que a queima direta do álcool apresenta alguma característica que dê a ele uma vantagem e que, somada a um baixo preço de mercado, o torne competitivo frente aos combustíveis derivados do petróleo? Por exemplo, sabe-se que a viscosidade do álcool etílico é baixa quando comparada com a dos combustíveis derivados do petróleo, e que este é um parâmetro importante na atomização de combustíveis líquidos, aqueles que tenham menor viscosidade terão uma melhor atomização e em consequência uma combustão mais eficiente. No sentido de responder a essa e outras perguntas é prudente fazer um estudo sobre a utilização do álcool etílico na queima direta.

¹ Seminário: Etanol Combustível, balanço e Perspectivas, 16 e 17 de Novembro Campinas-SP, 2005.

Alguns trabalhos desenvolvidos nessa linha de pesquisa mostram resultados alentadores. Fernandez et al. (1999) apresentam alguns trabalhos de pesquisa realizados nos Estados Unidos sobre combustão de álcool em caldeiras e turbinas de gás. A Vulcan Cincinnati Company comparou a queima de metanol com gás natural e óleo combustível em caldeiras comerciais de 49 MW. Nesses testes foram utilizados atomizadores Y para nebulizar o combustível. As emissões de NO_x na queima de metanol foram 4 e 10 vezes menores que as do gás natural e óleo combustível, respectivamente. Na queima do álcool não foi observada formação de material particulado. A General Electric Company realizou testes em câmara de combustão de turbinas de gás e os resultados mostraram que a eficiência térmica foi incrementada em 2%. Os óxidos de nitrogênio decresceram em 40% devido à menor temperatura da chama. A Florida Power Corporation realizou testes em uma turbina de gás de 18 MW. Os resultados mostraram que as emissões de NO_x foram 74% menores utilizando metanol no lugar de óleo leve.

Fernandez et al. (1999) realizaram um estudo na Espanha sobre a adição de álcool a combustível líquidos na partida de centrais térmicas. Eles adicionaram metanol nas quantidades de 5, 10 e 15 % aos óleos leves, assim como etanol nas mesmas proporções e observaram que as emissões de particulados e hidrocarbonetos não queimados diminuíram quando adicionados tanto metanol como etanol e que essa diminuição era proporcional à quantidade de álcool adicionado. Também foi observado que a diminuição era mais acentuada com a adição de etanol que com metanol. A formação de NO_x diminui com a adição de metanol mas só é significativa quando a quantidade de metanol é 15%. A quantidade de óxidos de nitrogênio formado diminui com a adição de 5 e 10 % de etanol, mas aumenta com a adição de 15 %.

O objetivo deste estudo está focado especificamente em queimadores industriais, visto que no Brasil seu uso e a sua tecnologia estão mais difundidos que o das turbinas a gás.

Surge então outra pergunta: qual combustível o álcool poderia substituir? Por ser o mais utilizado nos queimadores industriais deveria ser o óleo combustível, mas como foi observado na Figura 1.2 o Brasil tem excedentes de óleo combustível que tem

aumentado grandemente nos últimos anos e que são exportados a um preço baixo no mercado internacional. Esse fato o torna não atrativo para a sua substituição, adicionalmente na Figura 1.9 se observa que atualmente o preço por unidade de calor liberada de óleo combustível é muito inferior ao do etanol, tornando difícil sua substituição num futuro imediato. Pelos motivos expostos, neste trabalho o óleo combustível não será tomado como unidade de comparação.

Por ser os combustíveis derivados do petróleo mais importados pelo Brasil (ver Figura 1.5) e também por ter os preços por unidade térmica liberada mais próximos ao do álcool (ver Figura 1.9), os combustíveis mais indicados a serem estudados neste trabalho seriam o GLP e o óleo diesel.

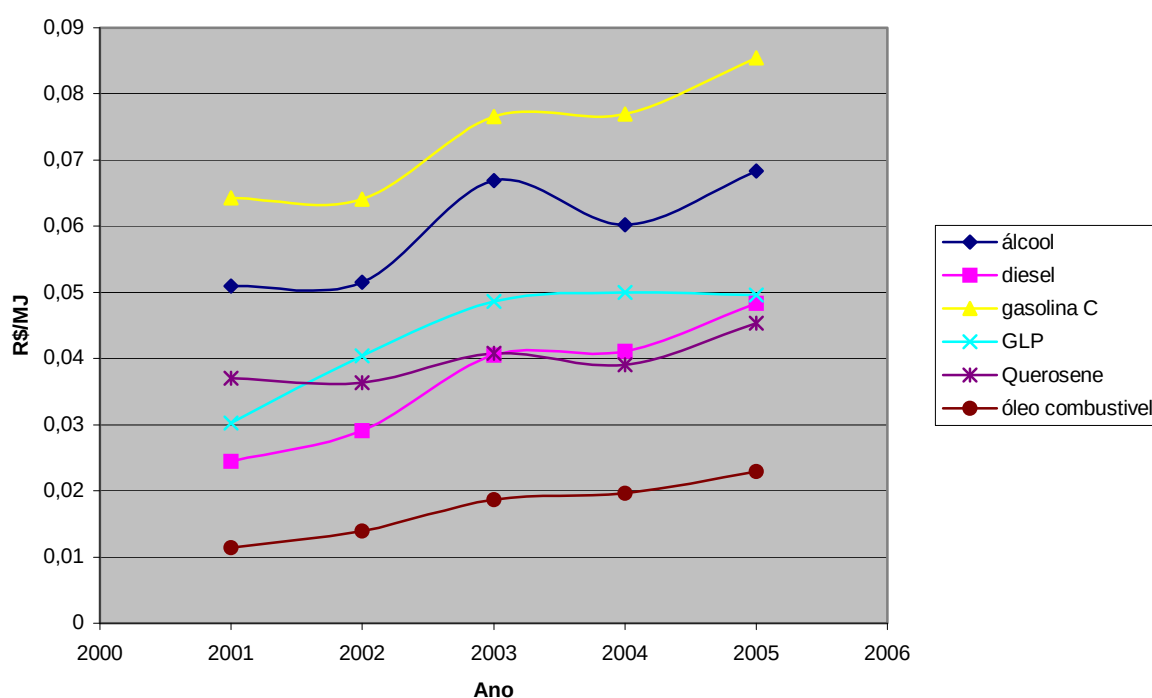


Figura 1.9 - Preços de combustíveis por unidade de calor liberada (construído com dados do Anuário estatístico ANP 2006)

O GLP é utilizado principalmente em uso doméstico e em algumas aplicações em queimadores industriais. Por sua parte, o óleo diesel é principalmente utilizado em motores pesados na indústria rodoviária, grupos auxiliares de geração, embarcações marítimas e em menor escala na queima direta em aplicações onde se requer um

combustível limpo ou onde não se pode utilizar óleo combustível pela falta de vapor para o aquecimento deste a uma temperatura adequada de bombeio e atomização.

Neste trabalho decidiu-se fazer um estudo sobre a substituição de óleo diesel por álcool etílico, visto que ele é utilizado em maior escala que o GLP nos queimadores industriais e produz grandes quantidades de fuligem. Este é um dos mais perigosos poluidores do meio ambiente. Por ser a fuligem um isolante, ela diminui a troca térmica nas caldeiras, incrementando seus custos de operação (maior quantidade de combustível). Para evitar esses problemas, são instalados sistemas de limpeza da fuligem que acarretam custos adicionais de manutenção.

Para que seja viável esta aplicação ou qualquer outra nova proposta de uso de álcool, o preço deste combustível deve se tornar igual ou inferior ao de seus competidores e deve-se manter estável. Na Figura 1.9 se observou que o preço ao consumidor do álcool etílico é superior ao do óleo diesel. Essa diferença tem diminuído: no ano 2001 a diferença percentual do preço do álcool e do diesel era de 51,9% e no ano 2005 foi de 29,3%. Mas espera-se que essa diferença diminua ainda mais. O petróleo e seus derivados, por serem produtos não renováveis, tendem a aumentar seu preço (ver Figura 1.10), e esse aumento tem-se intensificado nos últimos anos pela instabilidade política dos países produtores.

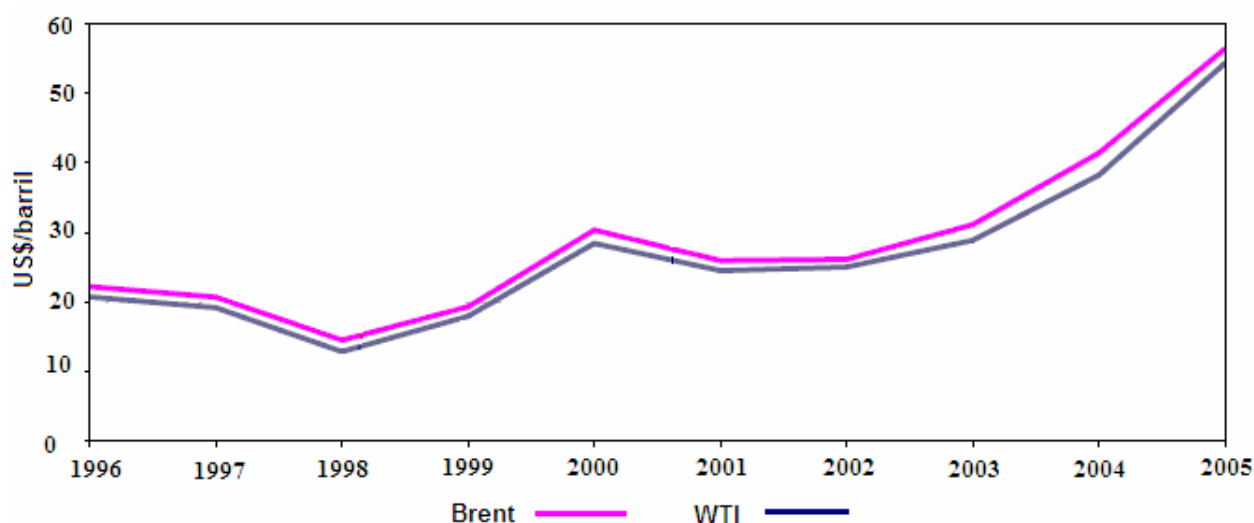


Figura 1.10 - Evolução do preço do petróleo Brent e Wti (Anuário estatístico ANP 2006)

Em contrapartida, os combustíveis renováveis, como o álcool, tendem a diminuir seu custo (PENIDO FILHO, 1981). Segundo Goldemberg (1996), geralmente o preço de um produto manufaturado declina à medida que as vendas aumentam de acordo com a "curva de aprendizado" que reflete ganhos devido ao progresso tecnológico, economias de escala e aprendizado organizacional. A experiência mostra que tal declínio é exponencial à medida que a produção cresce. Um indicador chamado razão de progresso (PR) é, em geral, usado para descrever este fenômeno. Por exemplo, um PR de 80% significa que o custo declina 20% para cada vez que a produção dobra. Quanto mais baixo o PR, mais rápido é o declínio do custo. Da Figura 1.11 pode-se observar que no período 1981-87 o preço do álcool diminuiu com um PR de 80% (etapa inicial do PROALCOOL). No período de 1987-90 o preço do álcool decresceu muito depressa (PR de 50%). Neste período se observou grande aumento dos volumes de produção, diminuição do custo da coleta e transporte de cana, aumento da produtividade das terras e maior eficiência de conversão de cana em açúcar e álcool. Após esse período, o nível de produção estagnou por falta de incentivo do governo à produção e as pesquisas, o progresso tecnológico foi reduzido e o custo do etanol diminuiu mais lentamente. Atualmente o governo vem incentivando os investimento para produzirem álcool.

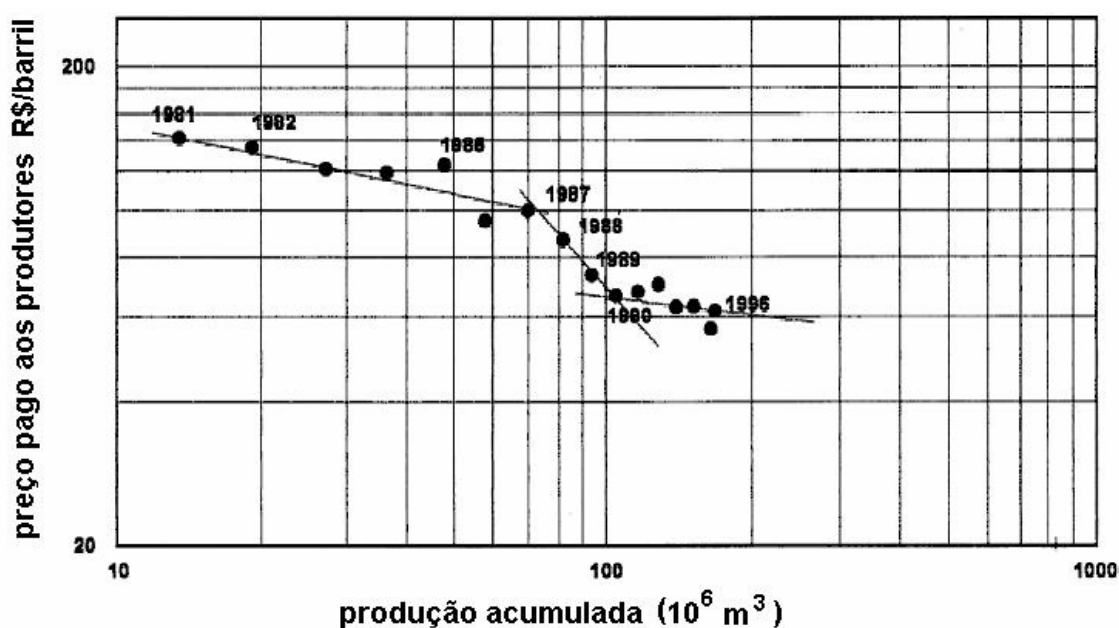


Figura 1.11 - Evolução do Preço de produção do álcool etílico hidratado (MOREIRA E GOLDEMBERG, 1999)

Moreira e Goldemberg (1999) mostram um quadro elaborado pela Copersucar (ver Tabela 1.3) sobre potenciais reduções do custo de produção do etanol com a tecnologia atualmente existente. Nela se observa que o preço de etanol ainda pode reduzir consideravelmente.

Tabela 1.3 - Potencial de redução de custos do etanol

Sector	Redução de custo (%)
Produção de cana de açúcar (agricultura)	9,8
Seleção de variedades e manuseio	1,6
Adição de cal	0,7
Fertilizantes líquidos	1,0
Remoção de ervas	0,5
Estocagem	2,1
Transporte e planejamento operacional	3,4
Produção de etanol (indústria)	6,4
Moenda	1,3
Fermentação	3,3
Destilação	0,3
Energia	1,5
Total	23,1

Fonte: Goldemberg (1996)

Sabendo-se:

- Os benefícios econômicos políticos e sociais que o uso do álcool traz para o Brasil e também os benefícios para o meio ambiente;

- Que o preço mundial do petróleo apresenta um rápido aumento, e que existe muita incerteza política em torno do Oriente Médio, principal região produtora desse combustível;
- Que o Brasil gasta ainda grandes volumes de recursos com as importações de petróleo e diesel;
- Que o preço do álcool se aproxima cada vez mais do preço do diesel e;
- Que as primeiras pesquisas feitas sobre utilização de álcool na queima direta se mostram positivas;

Considera-se recomendável fazer um estudo comparativo entre a utilização do diesel e do álcool em instalações industriais de queima direta, tendo em vista o panorama atual destes combustíveis.

1.2 OBJETIVOS DO TRABALHO

1.2.1 Objetivo geral

Estudar a substituição do óleo diesel por álcool combustível em equipamentos industriais de queima direta.

1.2.2 Objetivos específicos

- Estudar os panoramas energéticos nacional e mundial do álcool e do diesel.
- Comparar o desempenho de uma câmara de combustão industrial utilizando álcool e diesel como combustíveis, sob os pontos de vista técnico e ecológicos.
- Comparar outros aspetos do uso do álcool e do diesel em instalações industriais tais como, segurança contra incêndios, corrosão, capacidade dos sistemas de estocagem e de bombeio de combustível.

1.3 DELIMITAÇÃO DO TRABALHO

Para a realização da comparação serão utilizados como combustíveis de análise o álcool etílico hidratado. Ele apresenta menor custo de produção e investimentos nas destilarias que o álcool etílico anidro. Por parte do diesel será utilizado o óleo diesel do interior¹, o qual é o empregado nos queimadores industriais. O atomizador utilizado para os testes será do tipo Y-Jet, que apresenta a vantagem de produzir pequenas gotas num amplo intervalo de operação, além de ser simples e de fácil construção.

1.4 ESTRUTURA DO TRABALHO

- **Capítulo 1:** Nesta etapa, baseado no estudo do panorama energético dos combustíveis, faz-se uma justificativa da substituição proposta, assim como também se apresentam os objetivos, a finalidade e a delimitação da proposta.
- **Capítulo 2:** Neste capítulo se realizará uma classificação dos tipos do óleo diesel e do álcool, assim como se apresentam as características técnicas destes combustíveis.
- **Capítulo 3:** Nesta fase serão estudados os fundamentos gerais da combustão, assim como aqueles específicos à atomização de combustíveis líquidos, queimadores industriais e poluição.
- **Capítulo 4:** Nesta etapa do trabalho se faz uma comparação teórica dos diversos aspectos da combustão do álcool e do diesel, como emissão de CO₂, temperatura de chama adiabática, composição de equilíbrio dos gases, atomização, evaporação-combustão da gota, teoria do *spray*, forma, sustentação, radiação e transferência de calor da chama, emissão de poluentes e corrosão. Cabe observar que com os resultados desta etapa se projetará e construirá o queimador de álcool.

¹ Ver item 2.2.1.1 sobre tipos de óleo diesel.

- **Capítulo 5:** nesta fase do trabalho se fará uma comparação experimental da combustão do álcool e do óleo diesel utilizados num atomizador Y-Jet, especificamente serão comparados o diâmetro médio da gota, a forma, a temperatura e estabilidade da chama, a emissão de poluentes e a eficiência da queima.
- **Capítulo 6:** com base dos resultados teóricos experimentais serão apresentadas as conclusões e recomendações do trabalho.

2 PROPRIEDADES DO ÓLEO DIESEL E DO ÁLCOOL

2.1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo serão apresentadas as especificações e as propriedades físicas e químicas do diesel, assim como as do álcool etílico, com o propósito de apresentar os valores dessas propriedades para os cálculos dos capítulos seguintes. Previamente se faz uma classificação desses combustíveis, para saber quais tipos desses combustíveis serão utilizados no presente estudo.

2.2 ÓLEO DIESEL

O óleo diesel é um combustível derivado do petróleo, constituído principalmente por hidrocarbonetos (compostos orgânicos que contém átomos de carbono e de hidrogênio), sendo que alguns dos compostos presentes, além de apresentarem carbono e hidrogênio, contém também enxofre e nitrogênio.

O óleo diesel é produzido nas refinarias de petróleo a partir da mistura de diversas substâncias, como querosene, gasóleos, nafta pesada, diesel leve, diesel pesado, e outros provenientes das diversas etapas de processamento do óleo bruto. As proporções destes componentes no óleo diesel são aquelas que permitem enquadrar o produto final dentro das especificações previamente definidas pelos órgãos reguladores e que são necessárias para permitir um bom desempenho e conservação dos equipamentos, assim como manter as emissões em taxas mínimas.

O óleo diesel é utilizado principalmente em motores de ciclo diesel no transporte rodoviário, e em menor escala em transporte marítimo e geração de energia elétrica. Também é utilizado na forma de queima direta em pequenas instalações industriais devido à facilidade de seu manuseio, em comparação com os óleos combustíveis.

2.2.1 Tipos de óleo diesel

Segundo a portaria ANP N° 310, de 27 de dezembro de 2001 da Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis (ANP), pode-se distinguir dois tipos de óleo diesel: o automotivo e o marítimo.

2.2.1.1 Óleo diesel automotivo

Destinado principalmente ao uso rodoviário de veículos e em menor quantidade para queima direta nas indústrias. O óleo diesel para uso industrial não precisaria ter tão boa qualidade como para uso automotivo, mas, produzir um óleo diesel especificamente para uso térmico, originaria custos adicionais nas instalações de armazenamento e bombeamento nas refinarias, portanto, em ambos casos se utiliza óleo diesel da mesma qualidade (GARCIA, 2002).

O óleo diesel automotivo é classificado em dois tipos: metropolitano e interior. O óleo diesel metropolitano, também designado como do tipo "D", é utilizado nas regiões com as maiores frotas em circulação e condições climáticas adversas à dispersão dos gases resultantes da combustão, necessitando de maior controle das emissões. Suas especificações são apresentadas na Tabela 2.1.

O óleo diesel automotivo do interior, também designado como do tipo "B", é utilizado em regiões do país com pequenas frotas, sendo que contém maior quantidade de enxofre que o tipo metropolitano. Suas especificações também são apresentadas na Tabela. 2.1.

Tabela 2.1 - Especificações do óleo diesel automotivo

CARACTERÍSTICAS	UNIDADES	TIPOS	
		Interior (B)	Metropolitano (D)
COMPOSIÇÃO			
Enxofre total Max.	% massa	0,35	0,2
VOLATILIDADE			
Destilação	°C	—	
50% vol., recuperado, máx.		245,0 - 310,0	
85 % vol., recuperado, máx.		370,0	360,0
Ponto de fulgor, mín.	°C	38,0	
FLUIDEZ			
Viscosidade a 40 °C	10 ⁻⁶ m²/s	2,5 a 5,5	
COMBUSTÃO			
Número de Cetano, mín.	—	42	
Resíduo de Carbono Ramsbottom no resíduo dos 10% finais da Destilação, máx.	%massa	0,25	
Cinzas, máx.	%massa	0,020	
CORROSÃO			
Corrosividade ao cobre, 3h a 50°C, . máx	—	1	
CONTAMINANTES			
Água e Sedimentos, máx.	%volume	0,05	

Fonte: portaria ANP N° 310, de 27 de dezembro de 2001 da Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis ANP.

2.2.1.2 Óleo diesel marítimo

É utilizado para navios tanto comerciais como da Marinha. Difere do óleo diesel automotivo comercial apenas na necessidade de se especificar a característica de ponto de fulgor relacionada à maior segurança deste produto em embarcações

marítimas. Para o óleo diesel marítimo, o ponto de fulgor é fixado em um valor mínimo de 60°C.

2.2.3. Propriedades físico-químicas do óleo diesel

A Tabela 2.2 apresenta as propriedades físico-químicas do óleo diesel.

Tabela 2.2 - Propriedades físico-químicas do óleo diesel

Propriedade	Unidade	Valor
1) Formula química ⁺	—	C ₁ H _{1,81}
2) Peso molecular ⁺⁺	[kg/kmol]	13,81
3) Massa específica do líquido a 20 °C [*]	[kg/m ³]	830,19
4) Temperatura de ebulição a 1 atm [*]	[°K]	546
5) Poder calorífico inferior a 1 atm e 298 K ^{**}	[kJ/kg]	42111
6) Calor específico do vapor a temperatura de ebulição [*]	[kJ/kg-K]	2,517
7) Viscosidade dinâmica do líquido a 300 K [*]	[Pa.s]	0,0031
8) Viscosidade cinemática do líquido a 300 K [*]	[m ² /s]	3,707x10 ⁻⁶
9) Tensão superficial do líquido a 300K [*]	[N/m]	0,02559

+ Fonte: Petrobras¹ (Apud ANDRADE, 2003)

++ Deduzido da fórmula química

* Fonte: *Liquid fuel thermal database*

** Fonte: ANP (2001)

¹ ANDRADE, G. S., Avaliação experimental da proporção de diesel + gás natural e o efeito de variação do ponto de injeção na pressão da câmara da combustão utilizando um motor padrão ASTM-CFR, Monografia para obtenção do Título de Engenheiro Mecânico da Universidade Federal de Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2003.

2.3. ÁLCOOL COMBUSTÍVEL

O etanol é o álcool utilizado como combustível no Brasil, sendo um líquido incolor, volátil, de odor característico, miscível com a maioria de líquidos de baixo peso molecular, especialmente a água, com a qual é solúvel em todas as proporções devido às suas características similares. Sua molécula é simples e de baixo peso molecular. Devido às suas características encontra grande aplicação como combustível, solvente industrial, anti-séptico, conservante, fabricação de bebidas, etc.

Pode ser fabricado por duas formas: bioquímica (fermentação de açúcares) ou química, principalmente pela hidratação de etileno, encontrando neste caso aplicações restritas, como combustível e outros produtos industriais não destinados ao consumo humano.

O álcool obtido por fermentação de açúcares é separado do vinho por destilação e em seguida concentrado até alcançar o teor alcoólico desejado. Na etapa de destilação é alcançado um ponto de concentração alcoólica máxima (ponto azeotrópico) em torno de 97,1% em volume (aproximadamente 95,5% em massa), sendo o restante água. A partir daí se obtém maior concentração utilizando técnicas de desidratação do álcool, sendo necessária a adição de alguns produtos, como o cicloexano ou etileno-glicol.

2.3.1 Classificação do álcool etílico

A formação da mistura azeotrópica determina a divisão de dois tipos comerciais de álcoois: o anidro e o hidratado.

2.3.1.1 Álcool anidro

O álcool etílico anidro combustível (AEAC) ou absoluto é aquele que está praticamente isento de água, no qual a concentração mínima é de 99% em volume (98,4% em massa). É utilizado em aplicações industriais como reativo ou solvente, na fabricação de aerossóis (inseticidas, repelentes de insetos, desodorantes de ambientes

fungicidas). A principal aplicação do álcool anidro é como combustível na forma de aditivo à gasolina. A gasolina usada no Brasil contém 22% em volume de álcool anidro. As especificações do álcool etílico anidro combustível são apresentados na Tabela 2.3.

2.3.1.2 Álcool hidratado

O álcool etílico hidratado combustível (AEHC) tem uma concentração aproximada de 96% em volume. De acordo com a aplicação, o álcool hidratado pode ser de três tipos: álcool neutro, industrial e de baixa qualidade. O álcool neutro é isento de qualquer impureza e geralmente destinado ao consumo humano e veterinário. O álcool industrial apresenta teores relativamente baixos de impurezas, sua aplicação é destinada a produtos industriais que não estejam destinados ao consumo humano. O álcool de baixa qualidade é um álcool produzido em colunas de destilação que não visam a extração de impurezas, e sua aplicação é principalmente como combustível.

O álcool etílico anidro (AEA) tem maior poder calorífico que o hidratado (AEH); para o álcool hidratado com um teor alcoólico de 93° INPM¹, seu poder calorífico é 93% do poder calorífico do anidro. Mas, devido ao fato de que a fabricação do álcool anidro demanda maior número de etapas e a adição de novos produtos para melhorar a sua concentração, seu custo de produção é superior. Entre o ano 1999 e 2003 o preço do álcool anidro foi aproximadamente 14% maior que o custo do hidratado. Além disso, requer maior investimento na implantação das destilarias. É devido a este fator econômico que o presente trabalho toma o AEHC como base de comparação.

As especificações do álcool etílico hidratado combustível são apresentadas na Tabela 2.3.

¹ INPM significa Instituto Nacional de Pesos e Medidas. O grau INPM é a porcentagem em massa de um composto numa mistura líquida.

Tabela 2.3 - Especificações do álcool etílico combustível anidro e hidratado

CARACTERÍSTICA	UNIDADE	ESPECIFICAÇÕES	
		AEAC	AEHC
Acidez total (como ácido acético), máx.	mg/l	30	30
Condutividade elétrica, max.	μS/m	500	500
Massa específica a 20°C	kg/m³	791,5 máx.	807,6 a 811,0
Teor alcoólico	°INPM	99,3 mín.	92,6 a 93,8
Potencial hidrogeniônico (pH)	—	—	6,0 a 8,0
Resíduo por evaporação, máx.	mg/100ml	—	5
Teor de hidrocarbonetos, máx.	%vol.	3,0	3,0
Íon Cloreto, máx.	mg/kg	—	1
Teor de etanol, mín.	%vol.	99,3	92,6
Íon Sulfato, máx.	mg/kg	—	4
Ferro, máx.	mg/kg	—	5
Sódio, máx.	mg/kg	—	2
Cobre, máx.	mg/kg	0,07	—

Fonte: Regulamento Técnico ANP N° 7/2005 da Resolução ANP N° 36, DE 06-12-2005

2.3.3 Propriedades físico-químicas do álcool etílico

As principais propriedades físico-químicas do álcool etílico anidro e hidratado são apresentados nas Tabelas 2.4 e 2.5, respectivamente.

Tabela 2.4 - Propriedades do álcool etílico anidro

Propriedade	Unidade	Valor
1)Formula química	—	C ₂ H ₅ OH
2)Peso molecular	[kg/kmol]	46,07
3)Massa específica do líquido a 20 °C ⁺	[kg/m ³]	790
4)Temperatura de ebulição a 1 atm ⁺⁺	[°C]	78,3
5)Poder calorífico inferior a 1 atm e 298 K ⁺⁺	[kJ/kg]	26790
6)Entalpia de formação a 1 atm e 298 K [*]	[kJ/kmol]	-277,69
7)Função de Gibbs de formação [*]	[kJ/kmol]	174,89
8)Calor específico molar do vapor a temperatura de ebulição ^{**}	[kJ/kmol.K]	81,5

+ Fonte: ANP (2001)

++ Fonte: Penido Filho (1981)

* Fonte: Moran (2002)

** Calculados com as equações dadas por Turns (2000)

Tabela 2.5 Propriedades do álcool etílico hidratado

Propriedade	Unidade	Valor
1) Massa específica do líquido a 20 °C e 93 °INPM ⁺	[kg/m ³]	810
2) Temperatura de ebulição a 1 atm ⁺⁺	[°C]	78,4
3) Poder calorífico inferior 93° INPM [*]	[kJ/kg]	24915
4) Calor latente de vaporização a temperatura de ebulição ⁺⁺	[kJ/kg]	854,99
5)Viscosidade cinemática do líquido a 300 K ⁺⁺	[m ² /s]	1,78x10 ⁻⁶
7)Tensão superficial do líquido a 300K ⁺⁺	[N/m]	0,0223

+ Fonte: ANP (2001)

++ Fonte: CSM,

* Fonte: Penido Filho, (1981)

3 FUNDAMENTOS TEÓRICOS

3.1 TERMODINÂMICA DA COMBUSTÃO

3.1.1 Combustão

A combustão é uma reação química entre um oxidante e um combustível, que pode ocorrer de forma rápida ou lenta. A oxidação rápida está acompanhada de liberação de calor e produção de luz, enquanto que a lenta transcorre com pouco calor e sem luz. As aplicações de engenharia recaem na primeira destas formas (TURNS, 2000).

3.1.2 Combustão completa

Numa reação de combustão os elementos químicos geralmente responsáveis pela liberação de calor são carbono, hidrogênio e enxofre. Quando todo o carbono presente no combustível é oxidado para dióxido de carbono (CO_2), todo o hidrogênio para água (H_2O) e todo o enxofre para dióxido de enxofre (SO_2), diz-se que a combustão é completa. Considera-se, também, para efeitos de balanços de massa e energia, que todo o nitrogênio presente no combustível apareça nos produtos como nitrogênio gasoso (CARVALHO E McQUAY, 2007).

3.1.3 Quantidade estequiométrica de oxidante

É a mínima quantidade de oxidante necessária para que ocorra a combustão completa. Quando o oxidante é o ar, é chamada de ar teórico. Se a quantidade de oxidante fornecida for igual à quantidade estequiométrica, a combustão é chamada de estequiométrica; se a quantidade de oxidante for maior é chamada de pobre, e se for menor é chamada de rica.

3.1.4 Razão ar/combustível

Geralmente o oxidante utilizado nos processos de combustão é o ar. Portanto é comum encontrá-lo como parâmetro nos processos de combustão. A razão ar/combustível em massa é o quociente entre a massa de ar e a massa de combustível presentes na combustão.

$$r_{a/c} = \frac{m_a}{m_c} = \frac{n_a \cdot M_a}{n_c \cdot M_c} \quad (3.1)$$

$r_{a/c}$: Razão ar/combustível

m_a : Massa de ar [kg]

m_c : Massa de combustível [kg]

n_a : Número de moles do ar [kmol]

n_c : Número de moles do combustível [kmol]

M_a : Massa molecular do ar [kg/kmol]

M_c : Massa molecular do combustível [kg/kmol]

Para favorecer a combustão completa, a quantidade de ar fornecida para a combustão deve ser maior que a quantidade de ar estequiométrica, a qual é chamada de excesso de ar. Geralmente *sprays* são queimados com uma quantidade de excesso de ar entre 5 e 25%. (WILLIAMS, 1990).

3.1.5 Razão de equivalência

Segundo Turns (2000), razão de equivalência (ϕ) é o quociente entre a razão ar/combustível da combustão estequiométrica e seu equivalente da combustão real.

$$\phi = \frac{(r_{a/c})_{\text{esteq}}}{(r_{a/c})_{\text{real}}} \quad (3.2)$$

- se $\phi > 1$: Combustão rica .
 se $\phi = 1$: Combustão estequiométrica.
 se $\phi < 1$: Combustão pobre.

3.1.6 Formação de CO₂

Dado que as emissões de CO₂ são parâmetros importantes que servem para avaliar os efeitos da combustão sobre o meio ambiente, é de particular interesse calcular suas taxas de produção por unidade de energia liberada na combustão dada por:

$$P_{\text{CO}_2} = \frac{n_{\text{CO}_2} \cdot M_{\text{CO}_2}}{m_c \cdot \text{PCI}} = \frac{n_{\text{CO}_2} \cdot M_{\text{CO}_2}}{n_c M_c \cdot \text{PCI}} \quad (3.3)$$

P_{CO_2} : Formação de CO₂ [kg/kJ]

n_{CO_2} : Número de moles de CO₂ nos produtos da combustão [kmol]

M_{CO_2} : Massa molecular do CO₂ [kg/kmol]

PCI : Poder calorífico inferior do combustível [kJ/kg]

m_c : Massa do combustível [kg]

n_c : Número de moles do combustível [kmol]

M_c : Massa molecular do combustível [kg/kmol]

3.1.7 Entalpia de formação e absoluta

Para poder avaliar a entalpia nos processos de combustão considera-se um valor nulo arbitrário para a entalpia dos elementos estáveis num estado de referência padrão, sendo este estado de referência definido por $T_{\text{ref}} = 298 \text{ K}$ e $P_{\text{ref}} = 1 \text{ atm}$. A entalpia de formação é a energia liberada ou absorvida quando um composto é formado pelos seus elementos químicos, estando ambos, o composto e os elementos, no estado de referência.

A entalpia absoluta de um composto é a soma da entalpia de formação e a variação de entalpia sensível que é associada somente com a temperatura.

$$\bar{h}_{i,T} = \bar{h}^{\circ}_{f,i} + \Delta\bar{h}_i \quad (3.4)$$

$\bar{h}_{i,T}$: Entalpia absoluta do composto i na temperatura T [kJ/kmol]

$\bar{h}^{\circ}_{f,i}$: Entalpia de formação do composto i [kJ/kmol]

$\Delta\bar{h}_i$: Variação de entalpia sensível do composto i [kJ/kmol]

3.1.8 Entalpia da reação e poder calorífico

A entalpia da reação ou de combustão é a diferença entre a entalpia dos produtos e a entalpia dos reagentes quando ocorre uma combustão completa no estado padrão de referência.

$$\Delta\bar{h}_c = \sum_{\text{prod}} n_i \bar{h}^{\circ}_{f,i} - \sum_{\text{reag}} n_i \bar{h}^{\circ}_{f,i} \quad (3.5)$$

$\Delta\bar{h}_c$: Entalpia de reação [kJ/kmol]

n_i : Número quilomoles do composto i por quilomol de combustível [kmol/kmol]

O calor da combustão, ou poder calorífico (**PC**), é igual ao valor negativo da entalpia de reação. Ele pode ser classificado em dois tipos: o poder calorífico superior (**PCS**), que é o calor de combustão considerando que toda a água nos produtos está condensada, e o poder calorífico inferior (**PCI**), que se obtém assumindo que toda a água aparece como vapor entre os produtos. Dado que, nos cálculos, o mais usado é o PCI e que é muito comum encontrar os valores dos poderes caloríficos por unidade de massa, apresenta-se a expressão para o seu cálculo.

$$\Delta\bar{h}_c = -\text{PCI} \cdot M_c \quad (3.6)$$

PCI : Poder calorífico inferior do combustível [kJ/kg]

M_c : Massa molecular do combustível [kg/kmol]

3.1.9 Temperatura de chama adiabática

A temperatura de chama adiabática é a temperatura máxima que podem alcançar os gases de combustão, calculada assumindo-se que nenhuma energia do sistema de combustão é transmitida para o meio exterior. Pela primeira lei da Termodinâmica, isto significa que a entalpia dos produtos é igual à entalpia dos reagentes da combustão.

$$\sum_{\text{prod}} n_i \bar{h}_{i,T} = \sum_{\text{reag}} n_i \bar{h}_{i,T} \quad (3.7)$$

A temperatura de chama adiabática normalmente é maior que 2000 K. Devido à transferência de calor para os materiais dos processos e para a própria câmara de combustão, a temperatura da chama de combustíveis líquidos encontra-se em torno de 1400 a 1900K.

3.1.10 Equilíbrio químico

Em processos reais de combustão, as reações não se completam; o que realmente acontece é que antes de se completar elas atingem um estado de equilíbrio. Neste estado, os produtos da combustão não são simples misturas de poucos gases ideais, mas sim de uma grande quantidade deles, isto porque, devido às altas temperaturas, ocorre dissociação de alguns dos gases.

Para se determinar a composição no estado de equilíbrio pode-se usar a primeira e a segunda leis da Termodinâmica, as quais estabelecem que, para um sistema fechado realizando um processo a temperatura e pressão constante, a variação da energia livre de Gibbs (ΔG) é zero no estado de equilíbrio. Com estas considerações e com a equação de reação pode ser obtida a composição dos gases no estado de equilíbrio.

3.2 ESCOAMENTO DE FLUIDOS COMPRESSÍVEIS

Um escoamento é compressível quando seu número de Mach é maior que 0,3 (FOX E MCDONALD, 1995). Geralmente, em engenharia, a maioria dos fluidos de escoamentos compressíveis podem ser modelados como gases ideais, sendo que sua equação de estado é dada pela Equação (3.8).

$$P = \rho.R.T \quad (3.8)$$

- P : Pressão do sistema [Pa]
 ρ : Massa específica [kg/m³]
 R : Constante do particular gás ideal [J/kg.K]
 T : Temperatura [K]

No escoamento compressível é útil empregar as propriedades locais isentrópicas de estagnação. Elas são definidas num ponto de um campo de escoamento como as propriedades que seriam atingidas se o escoamento fosse desacelerado até a velocidade nula num processo isentrópico (FOX E MCDONALD, 1995). As propriedades reais e isentrópicas do escoamento são relacionadas pelas Equações (3.9) a (3.11)

$$\frac{T_0}{T} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} Ma^2 \right) \quad (3.9)$$

$$\frac{P_0}{P} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} Ma^2 \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (3.10)$$

$$\frac{P_0}{P} = \left(\frac{T_0}{T} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (3.11)$$

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v} \quad (3.12)$$

T_0	: Temperatura de estagnação [K]
T	: Temperatura [K]
P_0	: Pressão de estagnação [Pa]
P	: Pressão [Pa]
Ma	: Número de Mach
γ	: Relação de calores específicos
C_p	: Calor específico a pressão constante [kJ/kg]
C_v	: Calor específico a volume constante [kJ/kg]

A velocidade do som num ponto do campo de escoamento pode ser calculada com a Equação (3.13) e a velocidade do fluido com as Equações (3.14) ou (3.15).

$$C = \sqrt{\gamma \cdot R \cdot T} \quad (3.13)$$

$$V = Ma \cdot C \quad (3.14)$$

$$V = Ma \sqrt{\gamma \cdot R \cdot T} \quad (3.15)$$

C	: Velocidade do som no meio [m/s]
V	: Velocidade do fluido [m/s]

3.3 DIFUSÃO DE MASSA

A difusão de massa é a transferência de massa em nível molecular. Segundo Turns (2000), ela pode ser classificada em quatro tipos: ordinária, térmica, de pressão e de força (de campo). A difusão ordinária é originada pelos gradientes de concentração. As moléculas de uma determinada espécie se difundem de uma zona onde sua concentração é alta para as regiões onde ela é menor. Este fenômeno é importante nas chamas não pré-misturadas ou de difusão. A difusão ordinária junto com os outros fenômenos de transporte (como evaporação na queima de líquidos) controlam as taxas de queima nesse tipo de chama.

A difusão térmica, também chamada de efeito Soret, ocorre devido a grandes diferenças de temperatura. As moléculas leves difundem-se das regiões de baixa para alta temperatura e as mais pesadas em sentido contrário. Este tipo de difusão tem um efeito significativo na propagação das chamas pré-misturadas turbulentas. A difusão de pressão deve-se aos gradientes de pressão e normalmente é desprezível, já que os gradientes de pressão são pequenos nos sistemas de combustão. A difusão de força origina-se pelo fato de que espécies carregadas (íons) interagem com um campo elétrico. O efeito deste tipo de difusão tampouco é significativo, dado que os íons aparecem em poucas concentrações nas chamas.

3.4 CINÉTICA QUÍMICA

Segundo Turns (2000), o entendimento detalhado das reações químicas é de vital importância para o estudo da combustão, já que as taxas das reações químicas influem diretamente nas taxas de queima de certos processos de combustão, na formação e destruição de certos poluentes, na ignição, propagação e extinção da chama, assim como na explosão dos gases produtos da combustão.

3.4.1 Reações globais e elementares

Na queima de um combustível, muitas vezes exprime-se sua reação numa forma simplificada ou global como uma única equação de reação. A representação simplificada permite resolver alguns problemas, mas não permite entender o que realmente está acontecendo na combustão. Na realidade, a combustão de um combustível é um grande conjunto de sucessivas reações elementares, que contém centenas de espécies, chamado de mecanismo de reação.

3.5 TEORIA DA CHAMA

Segundo Kuo (1986), dependendo da existência de uma onda (frente) de combustão e da velocidade de propagação da onda através da mistura reagente (combustível mais oxidante), as reações dessas misturas podem ser classificadas em três categorias:

Explosão: na qual a taxa de liberação de calor é extremamente rápida e as pressões alcançadas são excessivamente altas, chegando a destruir as paredes do recipiente que o contém. Para a ocorrência delas não se requer a passagem de uma onda de combustão (zona de queima) através do meio explosivo.

Detonação: é uma onda de combustão que se propaga com velocidade supersônica (onda de choque), sustentada pela energia das reações químicas do meio altamente aquecido e comprimido pela passagem da onda de choque. Na detonação, a onda se propaga com velocidades da ordem de 5 a 10 vezes a velocidade do som, havendo também um grande aumento da pressão e da temperatura.

Chama: Também chamada de deflagração, se produz pela queima de uma determinada substância. Ela é uma onda de combustão que se propaga com velocidade muito baixa, da ordem de 20 a 200 cm/s, e nela a velocidade de propagação é controlada por processo de transporte, por transferência de calor por condução e difusão de radicais. Neste fenômeno não há gradientes de pressão, somente da temperatura.

3.5.1 Etapas da queima de um combustível

A mistura e reação de um combustível com um oxidante se realiza quase sempre no estado gasoso; os combustíveis que não se encontram nesse estado (líquidos e sólidos) precisam ser gaseificados para permitir que ocorra a reação. Assim, as etapas da queima de um combustível dependem de seu estado físico; no entanto, pode-se dizer de forma geral que a queima de um combustível passa pelas etapas descritas a seguir, nas quais deve ser observado que a queima de um combustível gasoso não apresenta as duas primeiras etapas.

Preparação: o combustível não gasoso é dividido em pequenas partículas com a finalidade de facilitar sua gasificação. Assim, nesta etapa os líquidos são atomizados em pequenas gotículas, enquanto que os sólidos passam geralmente pela fase de moagem.

Gaseificação: Nesta etapa, devido ao calor proveniente da chama ou de outra fonte, as pequenas partículas liberam vapor de combustível. Na queima de líquidos, as gotas evaporam e na de sólidos as partículas volatilizam.

Mistura: o combustível, na fase gasosa é misturado em nível molecular com o oxidante, formando uma mistura inflamável.

Combustão: a mistura inflamável oxidante-combustível reage, liberando calor e emitindo luz. A zona física da reação química é chamada de zona da chama ou frente de chama.

3.5.2 Classificação das chamas

Segundo Fristrom (1965), as chamas podem ser classificadas de acordo com três características:

- Atendendo ao regime do escoamento com que os gases reagentes ingressam na zona de reação, as chamas são classificadas em laminares e turbulentas.
- De acordo com o estado físico original do combustível, as chamas podem ser classificadas como chamas de combustíveis líquidos, gasosos e sólidos.
- Considerando se os reagentes estão pré-misturados antes de acontecer a reação (antes de ingressar na zona de reação), as chamas podem ser de dois tipos: pré-misturadas, nas quais a fase de mistura se realiza antes de ocorrer a fase de combustão; e como chamas de difusão (não pré-misturadas), nas quais a fase de mistura se realiza simultaneamente com a fase de combustão. Isso quer dizer que o combustível e o oxidante reagem à medida que se misturam. As chamas de difusão podem ser homogêneas ou heterogêneas; em chamas de difusão homogêneas todo o combustível e também o oxidante estão em estado gasoso antes de entrar na zona de reação. De outro lado, chamas de difusão heterogêneas ocorrem quando nem todo o combustível e oxidante se encontram

no estado gasoso na região onde acontece a combustão. Geralmente a queima de um combustível líquido ou sólido numa atmosfera gasosa oxidante produz chamas deste tipo (KANURY, 1977).

3.5.3 Características das chamas

As chamas podem ter diversos comportamentos, dependendo do tipo da mesma, das propriedades do combustível e do oxidante, assim como das condições em que se realiza a combustão, como, por exemplo, a pressão do ambiente, se elas ocorrem num lugar livre ou confinado. Conhecer as características da chama é de suma importância na engenharia, pois elas permitirão o cálculo das taxas da transferência de calor, formação de poluentes, determinação de matérias para a construção dos equipamentos e conhecimento das condições de operação. Para caracterizar uma chama é preciso conhecer diversos parâmetros e aspectos dela, tais como sua velocidade, sua forma e comprimento, seus perfis de temperatura e de concentração, entre outros.

3.5.3.1 Velocidade da chama

Segundo Glassman (1996), a velocidade da chama, também conhecida como velocidade de queima, normal de combustão ou de chama laminar, é a velocidade na qual os gases reagentes se movem na direção normal à superfície da onda de combustão. Geralmente ela está na ordem de algumas dezenas de centímetros por segundo, podendo em alguns casos superar um metro por segundo. Estudos experimentais e teóricos mostram que a velocidade de chama laminar depende do tipo de combustível, aumenta com a temperatura da mistura reagente, diminui com a pressão e tem um valor máximo para uma razão de equivalência ligeiramente maior que um (TURNS, 2000).

3.5.3.2 Comprimento e forma da chama

O comprimento da chama pode ser definido como a distância axial entre a saída do bico injetor e a posição onde a razão de equivalência é igual a 1 (TURNS, 2000). As chamas podem ser compridas ou curtas, largas ou estreitas, mas em qualquer dos casos, elas devem ter o tamanho e a forma que se ajustem às dimensões da câmara de combustão e às características do processo, devendo se desenvolver num espaço livre, sem tocar nenhum ponto de corpos estranhos.

3.5.3.3 Temperatura e cor da chama

O perfil de temperaturas através de uma chama é possivelmente sua mais importante característica. O perfil de temperaturas que apresenta uma chama é o resultado da influência de diversas variáveis, das quais as mais importantes são: emissividade, taxa de liberação de calor, velocidade da chama, excesso de ar, recirculação de gases, etc.

Da cor da chama resulta um critério particularmente útil para conhecer a temperatura da mesma. Na Tabela 3.1 se apresentam as correspondências entre cores e temperaturas comumente encontradas em chamas.

Tabela 3.1 - Correspondência entre temperaturas e cores observadas na chama

Cor	°F	°C
Vermelho suave a vermelho brilhante	875 - 1500	475 - 825
Vermelho brilhante a laranja	1500 - 1650	825 - 900
Laranja a amarelo	1650 - 2000	900 - 1090
Amarelo a amarelo brilhante	2000 - 2400	1090 - 1320
Amarelo brilhante a branco	2400 - 2800	1320 - 1540
Branco a branco deslumbrante	Mais de 2800	Mais de 1540

Fonte: COMBINSIA (1994)

3.5.3.4 Radiação da chama

A radiação total de uma chama se compõe da soma da radiação molecular proveniente dos gases e a das partículas sólidas. As partículas sólidas irradiam como um corpo negro, isto é, em todas as bandas de comprimento da onda, mas um gás radiante o faz somente em três ou quatro faixas determinadas. Além disso, os únicos gases que irradiam apreciavelmente são aqueles que têm três ou mais átomos por molécula, tais como CO_2 , H_2O e SO_2 ; o monóxido de carbono, ainda que diatômico, também emite alguma radiação. Os outros gases diatômicos, como O_2 , N_2 (e suas misturas, como o ar) e H_2 têm potência radiante desprezível (TRINKS E MAWHINNEY, 1961). Do exposto, entende-se porque chamas com presença de partículas (fuligem principalmente) apresentam uma luminosidade maior que chamas limpas na mesma temperatura. Essa diferença é mais acentuada com o aumento da temperatura, isso por que em temperaturas altas a intensidade de radiação é maior. Os seguintes fatores influenciam a formação de material particulado, e em consequência, a radiação da chama: combustível empregado, razão ar/combustível, temperaturas do combustível e do ar, taxa de mistura do combustível e do ar, distância do queimador. A radiação da chama é uma função da distância do queimador. É importante observar que chamas com presença de fuligem apresentam uma coloração amarela ou laranja, enquanto que chamas que não contem essas partículas tem uma coração azul, (WILLIAMS, 1990).

3.5.3.5 Estabilização da chama

A estabilização da chama é um aspecto de suma importância para determinar as condições em que um queimador pode ser usado em forma contínua. A chama é dita estabilizada quando há um equilíbrio entre a velocidade de propagação da chama e a velocidade do escoamento da mistura reagente. Este equilíbrio só se dá entre certos limites; se a velocidade de escoamento da mistura diminui abaixo do limite necessário, a chama retorna, entra no queimador, e percorre a mistura até se apagar, ocorrendo o que se chama de *flash back*. Este fenômeno pode trazer como consequência a

formação de coque no bico atomizador, assim como a diminuição da vida útil do queimador. Por outro lado, se a velocidade da mistura for muito alta, não é possível estabilizar a chama na borda do tubo, deslocando-se a uma distância maior até se apagar, no que é chamado de *blow off*.

Este fenômeno também pode trazer danos ao equipamento, já que a chama pode incidir sobre as paredes do forno ou dos tubos no caso de caldeiras. Em geral, os limites da velocidade do gás para a ocorrência de *flash back* e *blow off* dependem das dimensões do queimador e da composição dos gases reagentes (CARVALHO E McQUAY, 2007). Em termos práticos, uma chama estável é aquela que é ancorada numa localização desejada e é resistente a ocorrência de *flash back* e *blow off*, sobre o intervalo de operação do projeto (TURNS, 2000). A volatilidade do combustível influencia a estabilidade da chama. Farag et al. (1983) estudaram o efeito da volatilidade do combustível na estabilidade da chama de *sprays* de combustíveis líquidos, na presença de um ancorador de chama. Eles observaram que em chamas com *swirl* de baixa intensidade ($S < 0,5$), a volatilidade tem um efeito predominante na estabilidade da chama. Ela se torna mais estável com o aumento da volatilidade. No entanto, em *swirl* mais fortes, essa propriedade tem apenas um ligeiro efeito na estabilização da chama.

3.6 ANCORADORES DE CHAMAS

Segundo Glassman (1996), os valores de velocidades de chama laminar de hidrocarbonetos combustíveis em ar raramente são maiores que 45 cm/s. Se for possível atribuir velocidades de chamas turbulentas a misturas de hidrocarbonetos, estas poderiam alcançar no máximo algumas centenas de centímetros por segundo. No entanto, nas aplicações práticas, nas quais se precisam altas taxas de liberação de calor, as velocidades do fluxo da mistura combustível são muito grandes, podendo alcançar 50 m/s. Mantendo-se essa grande diferença entre a velocidade do fluxo e da chama, ocorre o apagamento da chama por *blow off*. Para evitar esse problema é necessário reter a chama. O princípio essencial aplicado em ancorar uma chama turbulenta é conseguir igualar a velocidade local da chama turbulenta com a velocidade local do

fluxo. Isso se consegue criando uma forte zona de recirculação atrás do estabilizador (ver Figura 3.1). Essa zona consiste de produtos quentes da combustão de temperatura quase uniforme, que ao entrar em contato com os gases reagentes frios, inicia os mesmos produzindo uma região onde a velocidade de chama turbulenta se iguala à velocidade local do fluxo, estabilizando a chama.

Segundo Glassman (1996) e Turns (2000), os métodos empregados para conter e estabilizar as chamas são: estabilização por condutor de *bypass* de baixa velocidade, ladrilhos queimadores refratários, corpos rombudos, *swirlers*, incremento abrupto da área de fluxo, direcionamento de um jato oposto ou normal ao fluxo. Dentre eles, os mais difundidos são a utilização dos corpos rombudos e dos *swirlers*.

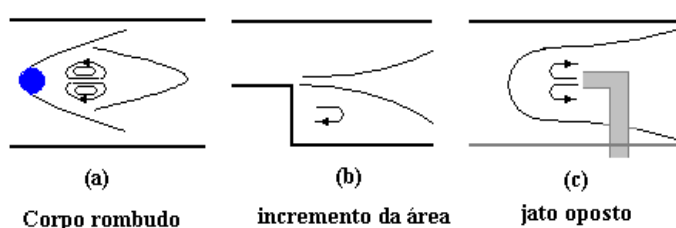


Figura 3.1 - Diversos tipos de estabilizadores de chama (GLASSMAN, 1996)

3.6.1 Estabilização por corpos rombudos (*bluff-body*)

Corpos rombudos são obstáculos sólidos inseridos no fluxo de combustível ou da mistura reagente, com a finalidade de formar uma zona de recirculação que permita a retenção da chama, (ver Figura 3.1). Eles podem ser: discos, cones, cilindros e outros, sendo que os mais usuais são os de forma cônica. Frequentemente tem orifícios ou rasgos em sua superfície, permitindo que parte do ar passe direto, evitando superaquecimento e deposição de carbono na face superior.

A forma e o tamanho do corpo rombudo influem diretamente nas características da zona de recirculação (BEER E CHIGIER, 1972). Os discos geram maior fluxo de massa reversa que cones do mesmo tamanho e estes que cilindros. Nele também se observa que corpos maiores geram maior vazão de massa reversa. As condições do escoamento também influem na zona de recirculação. Conforme aumenta a velocidade

do escoamento principal diminui o tamanho da zona de recirculação. Um valor muito grande da velocidade significa que a zona de recirculação é muito pequena, sendo alta a probabilidade de ocorrência de *blow off*.

Quando se estabilizam chamas com corpos rombudos, se observa maior presença de fumaça e não queimados, quando comparados com ancoradores tipo *swirlers*. Adicionalmente, a inserção de objetos no fluxo origina uma queda de pressão no escoamento, que pode chegar a ser determinante na escolha do tipo de estabilizador, como no caso das turbinas de gás.

3.6.2 Estabilização por rotação (*swirl*)

Este método de fixação da chama se consegue criando um escoamento rotativo na saída do queimador. O *swirler* fornece ao escoamento um movimento rotativo (à maneira de uma espiral) com uma baixa pressão no seu centro. Quando esse escoamento sai do queimador recupera a sua pressão, causando um gradiente axial adverso de pressão, de modo que para *swirl* bastante forte o escoamento inverte a sua direção, formando vórtices toroidais, dando origem a uma zona de forte recirculação que permite a ancoragem da chama. O efeito do *swirl* se observa na Figura 3.2. A estabilização por *swirl* é freqüentemente utilizado em queimadores industriais, combustores de turbinas de gás pré-misturados e não pré-misturados.

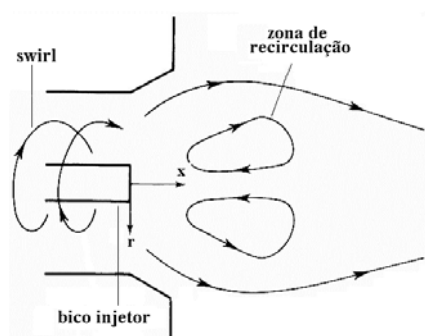


Figura 3.2 - Estabilizador tipo *swirl* (TURNS, 2000)

Segundo Muniz (1993), existem três modos principais de gerar o *swirl*:

- Fazendo entrar o escoamento (ou parte dele) tangencialmente num duto cilíndrico, o ancorador usado neste método é conhecido como “*swirler* radial”.
- Por rotação de dispositivos mecânicos que promovem o giro do fluido.
- Usando palhetas inclinadas em um tubo de escoamento axial; o equipamento que utiliza esse princípio é conhecido como “*swirler* axial”.

O primeiro método tem a vantagem de ser simples e de apresentar uma fácil regulação. Na indústria, a técnica mais difundida é a utilização de um *swirler* axial, mas precisa de um sistema auxiliar para variar a direção das pás.

Dado que na realização dos experimentos deste trabalho se utilizará um ancorador tipo *swirler* axial, a seguir serão apresentados maiores detalhes desse equipamento.

3.6.2.1 Swirler axial

Na Figura 3.3 se observa uma representação esquemática deste equipamento. Ele é constituído de um tubo pelo qual escoam axialmente o fluido. No centro passa um eixo sobre o qual estão montadas as pás direcionais em forma de cascata. Neste equipamento somente o ar de combustão (escoamento secundário) passa pelas pás e sofre o giro.

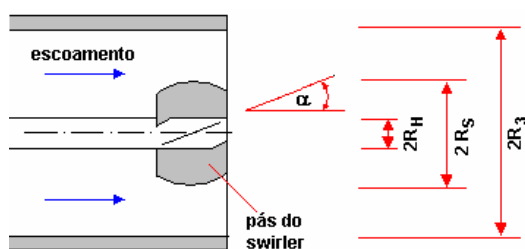


Figura 3.3 - *Swirler* axial com pás direcionais

O parâmetro adimensional que controla o fenômeno de estabilização num ancorador por giro é o número de *swirl* S . Ele é um número adimensional que mede a intensidade do giro de um jato com rotação. Segundo Lawn (1987), ele é a razão do fluxo axial do momento angular e o produto do fluxo axial do momento axial pelo raio do queimador. Devido à dificuldade de se calcular esse para pela sua definição, costuma-se calcular um número de *swirl* simplificado S' . Para o caso particular de um *swirler* axial, ele pode ser calculado seguindo a metodologia descrita por Muniz (1993); Couto, Muniz e Bastos (1995) e Lacava (2000). Tomando como referência a Figura 3.3 ele se exprime como:

$$S' = \frac{S'_s}{(1 + Mr)} \quad (3.16)$$

$$S'_s = \frac{G_\phi}{(R_3 - R_h)G'_x} \quad (3.17)$$

$$Mr = \left(\frac{m_c}{m_a} \right)^2 \left(\frac{\rho_a}{\rho_c} \right) \left(\frac{R_3^2 - R_h^2}{R_1^2} \right) \quad (3.18)$$

$$\frac{G_\phi}{G'_x} = \frac{2.CB.\tan \alpha.(R_s^3 - R_h^3)}{3(R_s^2 - R_h^2)} \quad (3.19)$$

$$CB = \frac{1}{(1 - \sigma)} \quad (3.20)$$

$$\sigma_b = \frac{(A_s - A_{ef})}{(A_3 + A_s)} \quad (3.21)$$

$$A_s = \pi(R_s^2 - R_h^2) \quad (3.22)$$

$$A_3 = \pi(R_3^2 - R_s^2) \quad (3.23)$$

$$A_{ef} = Z(R_s - R_h)(K - 2e)\cos\alpha \quad (3.24)$$

$$K = \cos(\pi / 2.Z)[R_s \cdot \sin(\pi / Z) + R_h \cdot \tan(\pi / Z)] \quad (3.25)$$

Nas quais:

S'	: Número de <i>swirl</i> simplificado	
S'_s	: Número de <i>swirl</i> do escoamento secundário	
Mr	: Razão das componentes axiais dos fluxos da quantidade de movimento linear dos escoamentos primário e secundário	
G_ϕ	: Momento angular do fluxo axial	$[kg.m^2/s^2]$
G_x	: Momento axial do fluxo axial.	$[kg.m/s^2]$
m_c	: Vazão mássica de combustível	$[kg/s]$
m_a	: Vazão mássica de ar de combustão	$[kg/s]$
R_l	: Raio do tubo de escoamento do combustível	$[m]$
ρ_a	: Massa específica do ar de combustão	$[kg/m^3]$
ρ_c	: Massa específica do combustível	$[kg/m^3]$
CB	: Coeficiente de bloqueio	
α	: Ângulo de inclinação da pá	$[^\circ]$
σ_b	: Fator de bloqueio	
A_s	: Área da coroa circular do <i>swirler</i>	$[m^2]$
A_3	: Área anular entre o <i>swirler</i> e a parede do tubo	$[m^2]$
A_{ef}	: Área efetiva de escoamento do próprio <i>swirler</i>	$[m^2]$
Z	: Número de pás	
K	: Constante	$[m^2]$
e	: Espessura das pás	$[m^2]$

Em números de *swirl* baixos ($S' < 0,6$), os gradientes axiais adversos de pressão não são suficientemente grandes para causar recirculação interna, ocasionando assim instabilidade na chama. Esse é motivo pelo qual chamas com *swirl* baixos têm pouca

aplicação prática, com exceção de casos especiais, onde se requer maiores comprimento da chama. Para valores do número de *swirl* próximos de 0,6 começa a aparecer o escoamento reverso. Em números de *swirl* altos ($S' > 0,6$), o gradiente de pressão adverso é suficiente para vencer a energia cinética das partículas do fluxo, ancorando a chama na ponta do bico atomizador. Conforme aumenta o número de *swirl*, cresce o gradiente de pressão adverso, aumenta o tamanho da zona de recirculação e do ângulo de abertura do jato, a chama diminui seu comprimento e aumenta o diâmetro da sua seção transversal.

3.7 QUEIMA DE COMBUSTÍVEIS LÍQUIDOS

Como foi dito no item 3.5.1, a queima de combustíveis líquidos segue o seguinte processo: atomização, vaporização, mistura e reação. Quase todos os sistemas de combustão que queimam combustíveis líquidos apresentam chamas de difusão; isso quer dizer que as etapas de reação e mistura ocorrem simultaneamente. Nestes sistemas as gotas de combustível evaporam na câmara de combustão com o calor proveniente da própria chama. São exemplos de equipamentos com este tipo de queima os motores diesel, foguetes, turbinas a gás, caldeiras com queima de derivados do petróleo, fornos e aquecedores de processos, etc.

A queima de combustíveis líquidos como chamas pré-misturadas é restrita aos motores de ciclo Otto. Neles, o combustível é previamente evaporado e misturado como o oxidante no carburador antes de entrar na câmara de combustão ou injetado diretamente na própria câmara, mas como o combustível é altamente volátil, tem tempo suficiente para que ele evapore e misture com o oxidante antes da ignição da vela e de acontecer a reação.

Segundo Kanury (1977), os combustíveis líquidos podem ser classificados em leves e pesados. Por sua vez, os leves são divididos em dois grupos, voláteis e não voláteis. Estes últimos são geralmente medianamente pesados. Conforme o combustível é mais leve e volátil, a combustão melhora e se torna mais homogênea. A etapa de gaseificação de um combustível líquido leve é um processo puramente físico. Ele evapora a uma temperatura fixa (ponto de ebulição); no entanto, a queima de um

combustível líquido pesado, igual a dos sólidos, envolve também quebra de ligações químicas. Adicionalmente, não se tem uma única temperatura de ebulição, seus componentes de baixa massa molecular evaporam primeiro e os mais pesados ficam como resíduos de carbono. Os combustíveis líquidos pesados queimam como chamas de difusão heterogêneas (chama em torno de uma única gota¹). São exemplos destes combustíveis o petróleo cru e os óleos combustíveis.

Os combustíveis líquidos leves voláteis podem queimar de três formas: como chamas pré-misturadas, de difusão homogênea e de difusão heterogênea. Um exemplo de chama pré-misturada é a queima de gasolina nos motores Otto. A chama de difusão homogênea ocorre quando a taxa de vaporização da gota é bem maior que a taxa de difusão do oxidante, evaporando a gota completamente antes de ocorrer a combustão. A combustão em tal situação é governada pelas leis de chamas de difusão gasosa (combustão de grupo¹). Um exemplo deste tipo é a queima de um *spray* denso de querosene ou de gotas pequenas. A chama de difusão heterogênea ocorre na situação oposta ao caso anterior. Um exemplo deste tipo é a queima de querosene num *spray* bem diluído e de gotas grandes.

Por sua vez, os combustíveis líquidos leves não voláteis queimam conforme evaporam; isso é como chama de difusão heterogênea. A queima do óleo diesel em motores de veículos pesados é um exemplo deste tipo. Em certas condições especiais (*sprays* muito densos e gotas pequenas) esses combustíveis podem ter uma queima homogênea.

3.8 ATOMIZAÇÃO

Na queima de um combustível líquido, o estágio mais crítico e mais importante é a atomização. Nela, um combustível líquido é desagregado num *spray* de pequenas gotas com a finalidade de aumentar a sua superfície total. Incrementando-se a área superficial do combustível aumenta-se sua taxa de evaporação, e em consequência se obtém uma mistura mais íntima entre o combustível e o oxidante.

¹ Ver item 3.9.2

Considera-se como eficiente aquela atomização que pulveriza 1 cm³ de combustível em cerca de 10.000.000 de gotículas com um diâmetro médio de 60 µm; desta maneira se aumenta a superfície total de líquido em mais de 200 vezes (LACAVA, 2000).

Quando se realiza uma boa atomização se obtém gotas pequenas que podem ser arrastadas pelos gases circundantes e a velocidade relativa entre ambos é quase nula; neste caso se obtém uma chama de difusão praticamente esférica.

A má atomização faz com que o diâmetro médio das gotas de combustível seja maior, consumindo maior tempo para a sua combustão. Isto faz com que uma parte das gotas de combustível não queime de maneira plena, provocando a formação de fuligem e partículas de coque. Estes produtos indesejáveis acarretam a diminuição da eficiência da combustão e da transferência térmica, assim como provocam a contaminação do meio ambiente como resultado das emissões de partículas sólidas e fuligem pelas chaminés.

Para que a atomização seja efetiva (gotas pequenas) requer-se um combustível de baixa viscosidade (ν menor que $15 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$) (BRIZUELA E LOZA, 2006). Os combustíveis líquidos leves, tais como o óleo diesel, podem ser atomizados à temperatura ambiente, mas os combustíveis pesados devem ser aquecidos para ter a viscosidade desejada, mas, se são superadas as temperaturas máximas admissíveis, corre-se o risco de formação de gases que interrompam o bombeamento dos combustíveis e em consequência se produzam falhas na ignição.

3.8.1 Métodos estatísticos de descrição

Nos queimadores de combustíveis líquidos, os atomizadores produzem *sprays* com um amplo espectro de tamanho de gotas, fazendo-se assim necessários métodos estatísticos para descrever sua função de distribuição e seu tamanho médio. São varias as definições e formas de cálculo do tamanho médio das gotas. Em termos gerais ele pode ser definido como:

$$D_{ab} = \left(\frac{\sum N_i \cdot D_i^a}{\sum N_i \cdot D_i^b} \right)^{1/(a-b)} \quad (3.26)$$

D_{ab} : Diâmetro médio [μm]

N_i : Número de gotas de tamanho D_i

D_i : Diâmetro da gota [μm]

a : Coeficiente que toma os valores: 1, 2, 3, 4.

b : Coeficiente que toma os valores: 0, 1, 2, 3.

Cada combinação de a e b representa uma definição diferente; por exemplo, pode-se observar que D_{10} é o diâmetro médio baseado na média aritmética. Na combustão, possivelmente a definição mais usada para descrever um *spray* é o D_{30} , diâmetro médio de Sauter ou **SMD** (do inglês *Sauter Mean Diameter*). Ele representa uma gota que tem a mesma razão entre volume e área do *spray*.

Outras definições comumente empregadas são: o diâmetro médio de volume, **VMD** (do inglês “Volume Median Diameter”) e o diâmetro médio de massa, **MMD** (do inglês “Mass Median Diameter”).

3. 8.2 Técnicas e instrumentos de medição

Segundo Chigier (1991), existem muitas técnicas para medir o tamanho das gotas num *spray*, mas elas podem ser divididas em três categorias principais: intrusivas, não-intrusivas e semi-intrusivas. As técnicas de diagnóstico intrusivas, algumas vezes chamados de técnicas mecânicas, requerem a inserção de um sólido de prova no campo de fluxo. De forma oposta, os métodos de diagnóstico não-intrusivos não requerem a introdução de objetos sólidos no campo de partículas. Todas as técnicas não-intrusivas utilizam a propriedade de um laser atravessando um campo de partículas. Dentro desse grande grupo se tem os métodos exóticos, que são utilizados com menos frequência. Os ópticos, os quais podem ser classificados por sua vez em dois grandes grupos: com e sem projeção de imagem. As técnicas de projeção de

imagem incluem as técnicas fotográficas, holográficas e análises automáticas de imagem. As técnicas sem projeção de imagem são baseadas na teoria de empalhamento da luz. Dentre este grande grupo tem-se o método interferométrico, de visibilidade, anemômetro medidor de fase Doppler, técnica de medida de extinção, técnica de medida múltipla do ângulo de espalhamento e analisador de partículas de difração de Fraunhofer. Esta é a técnica não intrusiva mais amplamente usada para medir a distribuição do tamanho das partículas. Na Figura 3.4 é mostrado o princípio de funcionamento dos instrumentos que utilizam esse método. Um feixe de luz monocromático de vários milímetros de diâmetro, tipicamente um modelo He-Ne de vários mili-watts é espacialmente filtrado, expandido, alinhado e dirigido, atravessando um campo de partículas, onde a luz é deflexionada de acordo com o tamanho das partículas. Uma lente transformadora de Fourier é utilizada para transformar o ângulo de espalhamento θ , numa distribuição espacial r , no plano de detecção. O modelo de distribuição formado no plano de detecção consiste de anéis concêntricos alternados, claros e escuros, sendo que o espaço entre estes anéis depende do tamanho da partícula (do diâmetro da gota). A saída do elemento detector é transmitida através de um conversor analógico digital. Um computador é utilizado para analisar o padrão de difração e proporcionar a distribuição do tamanho das partículas.

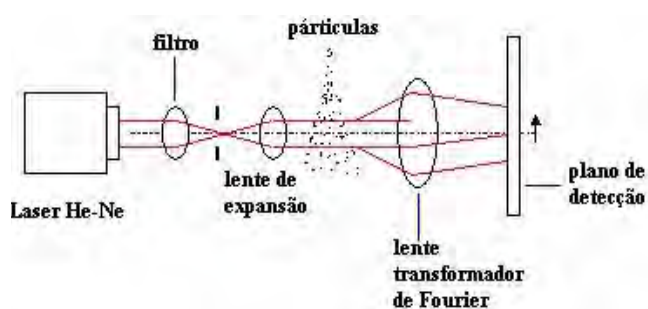


Figura 3.4 - Analisador de partículas de difração de Fraunhofer (CHIGIER, 1991)

3.8.3 Atomizadores

Também conhecidos como injetores, bicos injetores, bocais ou maçaricos, são os dispositivos mecânicos encarregados de realizar a atomização. O rendimento de um sistema de combustão está diretamente relacionado ao projeto do atomizador. Um injetor pode ser avaliado de acordo à distribuição do tamanho da gota produzida, o ângulo e a natureza do modelo do *spray*. Não obstante, as condições do gás dentro da câmara de combustão também influenciam o modelo do *spray*.

De acordo com Faeth (1977), os injetores podem ser classificados em dois tipos principais: de pressão e de dois fluidos.

3.8.3.1 Atomizadores por pressão

Também conhecidos como atomizadores mecânicos. A atomização é alcançada em virtude da pressão do líquido, como sugere o seu nome. O combustível é forçado através de dispositivos estáticos ou de corpos rotativos de alta velocidade de giro, que devido à alta pressão do líquido provocam o cisalhamento do óleo dividindo-o em pequenas gotas. Nestes dispositivos somente o líquido passa através do injetor.

Estes atomizadores exigem pressões de combustível normalmente muito altas, na faixa de 1,8 a 7,0 Mpa e se não operam nestas pressões a atomização será imperfeita e a combustão será lenta, causando incidência e coalescência do fluido nas paredes da câmara de combustão. Também se recomenda que a viscosidade seja baixa, de $13 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ a $32 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ (13 a 32 cSt). Esses atomizadores são utilizados em queimadores para as indústrias de cimento e cal, e em fornos rotativos que trabalham somente com um queimador por forno. Entre este tipo de injetores estão os atomizadores de copo rotativo e o do tipo *pressure swirl*.

3.8.3.2 Atomizadores de dois fluidos

São também conhecidos como atomizadores de fluido auxiliar. Neles a atomização do líquido é alcançada com a ajuda de um fluido auxiliar que escoar em alta velocidade através das passagens do injetor. Os injetores de dois fluidos apresentam maior complexidade, mas, com eles se pode alcançar uma atomização muito mais fina que com os injetores de pressão, especialmente durante operações fora do projeto em baixas vazões de combustível.

De acordo com o tipo de fluido auxiliar utilizado, os injetores de dois fluidos podem ser classificados em dois tipos: atomização com ar ou com vapor de água.

Nos atomizadores com vapor de água a atomização é conseguida utilizando como fluido auxiliar vapor com uma pressão de 0,15 a 0,20 MPa acima da pressão do combustível, para isto é necessário que se usem controladores de pressão diferencial combustível/vapor. Este tipo de queimador é amplamente utilizado na indústria de refinação de petróleo, nas petroquímicas, e na indústria química em geral.

Os atomizadores com ar comprimido utilizam esse fluido com pressões baixas ou moderadas. De forma geral são utilizados em queimadores de pequeno porte de indústrias que têm pouco suporte operacional e de manutenção, por exemplo, pequenas caldeiras flamotubulares de hotéis, hospitais ou pequenas fábricas. Para a operação deste tipo de atomizadores normalmente são utilizados óleos combustíveis leves como diesel, querosene, óleos 1A/1B.

Dependendo da zona (dentro ou fora do maçarico) onde se realiza a mistura entre o combustível e o fluido de atomização, os injetores de fluido auxiliar podem ser classificados em dois tipos: de mistura externa e de mistura interna. Os atomizadores de mistura externa não conseguem boa atomização e só são utilizados em pequenas vazões. Por sua parte os atomizadores de mistura interna apresentam ótimo desempenho, formando uma chama mais uniforme, estável e uma ampla faixa do *turn down ratio*. Dentre este tipo os mais sofisticados que se utilizam hoje são as configurações F ou Y. Na sequência se faz uma descrição do atomizador Y uma vez que será utilizado na realização dos experimentos desta tese.

A) Atomizador tipo Y-Jet

O bico injetor Y-Jet é muito utilizado nos queimadores industriais, sobretudo para nebulizar combustíveis líquidos ultraviscosos (SON E LEE, 1994). Ele pode ter um mínimo de seis e um máximo de trinta jatos, dispostos de maneira a produzir um *spray* cônico oco. Segundo Mullinger e Chigier (1974), Lacava (2000) e Pacífico (2000), eles apresentam as seguintes vantagens:

- Produzem um *spray* fino com baixo consumo de fluido auxiliar em amplo *turn-down ratio*.
- O ângulo do *spray* não varia com a carga, o qual permite altas eficiências de combustão diferente do que acontece com outros atomizadores.
- São de configuração simples e de fácil construção, podendo ser fabricados com materiais resistentes à erosão.
- Requerem baixa pressão para o combustível.
- É possível variar o tamanho das gotas do *spray* sem alterar a vazão de combustível, somente variando a vazão do fluido auxiliar, esta última característica é muito importante para realizar estudos experimentais sobre a emissão de poluentes, principalmente NOx.

Na Figura 3.5 se apresenta o atomizador Y-Jet e suas medidas características: d_a , d_c e d_m são respectivamente os diâmetros do conduto do fluido de atomização de combustível e da câmara de mistura; l_a , l_c , l_m e l os comprimentos do conduto de fluido auxiliar, combustível, da câmara de mistura e de pré-mistura respectivamente, θ é o ângulo formado pelos condutos de alimentação de ambos fluidos.

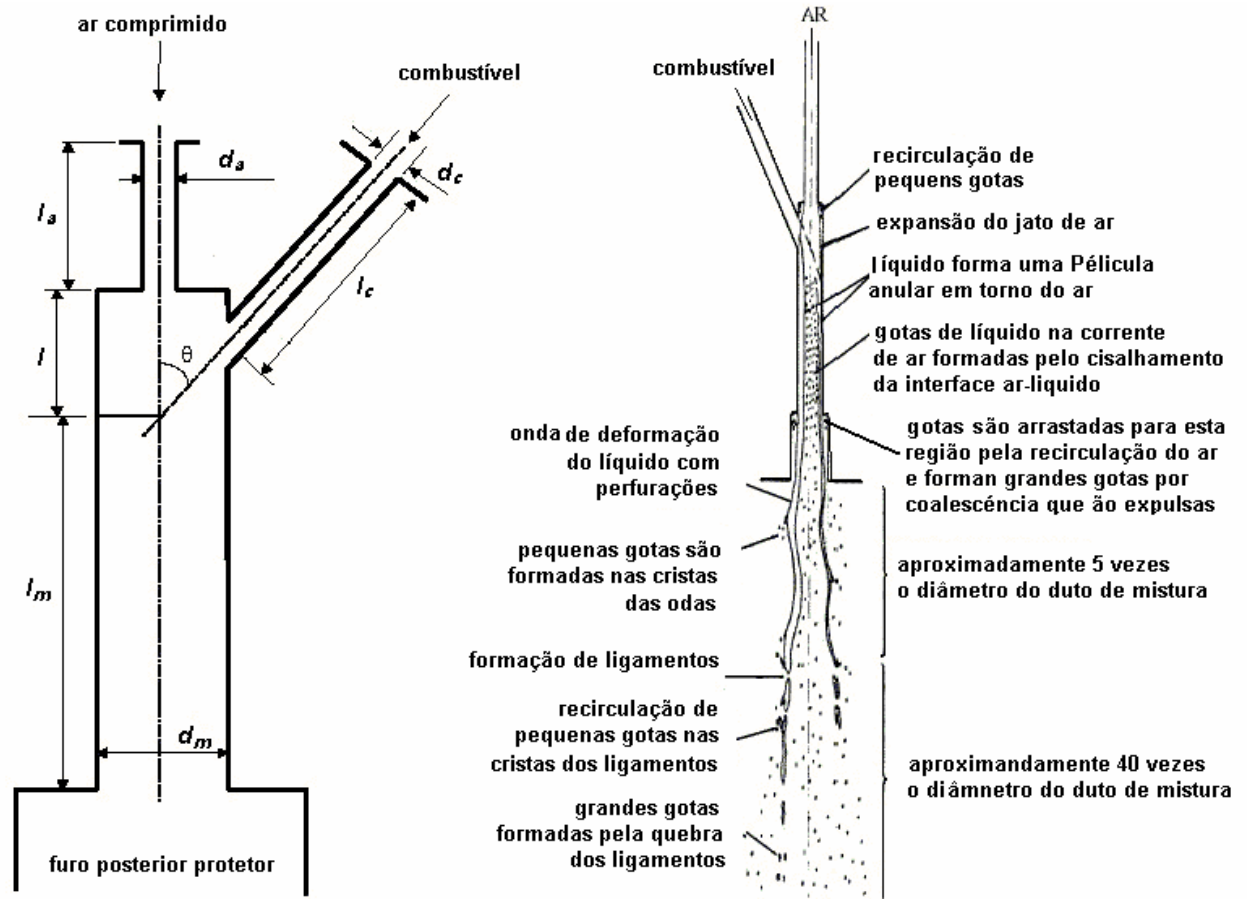


Figura 3.5 - Atomizador Y-Jet (PACIFICO, 2000)

Estes bocais atomizam o combustível através da transferência da quantidade de movimento do fluido auxiliar para o combustível. Os fluxos de ambos fluidos ingressam para a câmara de mistura através de seus respectivos condutores. Nela se forma um escoamento bifásico de tipo anular disperso, onde o combustível se deposita como um filme ao redor da parede da câmara, ou como gotas no núcleo da mesma onde se localiza o gás de atomização. É aqui que o fluido auxiliar transfere a quantidade de movimento acelerando a película e as gotas de combustível. Quando a mistura é descarregada no ambiente, o filme de combustível fica instável, rompendo-se em ligamentos e posteriormente em gotas que somadas, às gotas provenientes do núcleo formam o *spray* de combustível.

O diâmetro médio das gotas de combustível produzidas por atomizadores Y pode ser calculada com a fórmula empírica, desenvolvida por Wigg (MULLINGER; CHIGIER, 1974):

$$D_m = \frac{200 \cdot \nu^{0,5} \dot{m}_c^{0,1} (1 + \dot{m}_c / \dot{m}_{at})^{0,5} h^{0,1} \sigma^{0,2}}{\rho_{at}^{0,3} V_a} \quad (3.27)$$

- D_m : Diâmetro médio de massa [μm]
 ν : Viscosidade cinemática do combustível [cSt]
 $\dot{m}_c$: Vazão mássica do combustível [g/s]
 $\dot{m}_{at}$: Vazão mássica do ar de atomização [g/s]
 h : Raio da câmara de mistura [cm]
 σ : Tensão superficial do combustível [dina/cm]
 ρ_{at} : Massa específica do ar de atomização [g/cm^3]
 V_a : Velocidade do ar de atomização [m/s]

A.1) Fatores que afetam o diâmetro médio das gotas do spray

Mullinger e Chigier (1974), baseados em resultados experimentais e na Equação de Wigg, encontraram que os fatores que influem no tamanho da gota do *spray* produzido nos atomizadores Y-Jet são dos seguintes tipos: geométricos, operacionais, e propriedades físicas dos fluidos.

As condições de operação do fluxo e as propriedades físicas do combustível e do ar que favorecem a diminuição do diâmetro médio das gotas são:

- Incremento da razão em massa entre o ar de atomização e o combustível, mantendo o fluxo de combustível constante.
- Incremento da vazão em massa de combustível, mantendo a razão ar/combustível constante.
- Aumento da massa específica e da velocidade do fluido de atomização.
- Aumento da pressão de ingresso do ar de atomização.
- Menores viscosidade e tensão superficial do combustível.

Da Equação (3.27) se pode observar que a massa específica e a velocidade do fluido de atomização, a razão ar/combustível e a viscosidade do combustível têm um

efeito considerável no diâmetro médio da gota, porém a tensão superficial e a vazão mássica do combustível têm um efeito menor.

Observando a Equação (3.27) se poderia pensar que um incremento da vazão mássica de combustível produziria um aumento no diâmetro da gota, mas na realidade ocorre o contrário. Um incremento na vazão mássica do combustível origina o aumento das pressões de combustível e fluido de atomização, e em consequência aumenta a massa específica deste no ponto de mistura. Na Equação (3.27) observa-se que o aumento da massa específica do ar de atomização produz uma diminuição do diâmetro da gota. Um atomizador opera bem quando produz um valor quase constante do diâmetro da gota em amplos intervalos da vazão de combustível, para isso precisa-se que a razão em massa entre o ar de atomização e o combustível seja alta (maior ou igual que 0,1) (MULLINGER E CHIGIER, 1974).

Os parâmetros geométricos que têm maior influência sobre o desempenho do atomizador Y-Jet são: o diâmetro e comprimento da câmara de mistura e o diâmetro do conduto do fluido de atomização.

O raio da câmara de mistura não tem diretamente um grande efeito sobre o diâmetro médio da gota, mas, à medida que aumenta o raio da câmara de mistura diminui a pressão em seu interior, originando a diminuição da massa específica do ar de atomização. Sabe-se da Equação (3.27) que o aumento da massa específica do ar de atomização produz uma diminuição do diâmetro médio da gota.

As gotas do *spray* se tornam mais finas à medida que aumenta o comprimento da câmara de mistura, isto porque existe mais tempo para a transferência de quantidade de movimento entre os fluidos.

Incrementando o diâmetro do condutor do ar de atomização aumenta pouco a coalescência do *spray*.

A.2) Recomendações para o projeto

Mullinger e Chigier (1974) apresentaram um conjunto de recomendações para projetar um atomizador Y-Jet. Dentre elas, as medidas do atomizador são expressas em

função do diâmetro do conduto de alimentação de ar (d_a), as quais encontram-se resumidas na Tabela 3.2.

Tabela 3.2 - Recomendações geométricas para projetar um atomizador Y-Jet.

1) Diâmetro do conduto de alimentação de combustível (d_c)	$d_c = d_a$
2) Diâmetro da câmara (d_m)	$d_m = (1,4 \text{ a } 1,8) d_a$
3) Comprimento de pré-mistura (l)	$l = 0,75.d_a$
4) Comprimento de mistura (l_m)	$l_m = (4 \text{ a } 5) d_a$
5) Comprimento total da câmara (l_{tc})	$l_{tc} = l_m + l$
6) Comprimento do conduto de alimentação de ar (l_a)	$l_a > 2. d_a$
7) Comprimento do conduto de alimentação de combustível (l_c)	$l_c > 2. d_c$
8) Ângulo do canal de alimentação de combustível (θ)	$\theta = 52^\circ$

Além das recomendações geométricas, Mullinger e Chigier (1974) também elaboraram sugestões com respeito às condições do fluxo de combustível:

1) A razão entre as vazões em massa do ar de atomização/combustível deve ser maior ou igual 0,1

$$m_a/m_c \geq 0,1 \quad (3.28)$$

2) A velocidade do ar de atomização é igual à velocidade crítica nas condições do escoamento. Isto é, o número de Mach é igual a 1.

3) O coeficiente de perda de carga através do conduto de alimentação do combustível é igual a 0,75.

3.9 EVAPORAÇÃO E COMBUSTÃO DE COMBUSTÍVEIS LÍQUIDOS

Neste item são estudadas a evaporação e a combustão de combustíveis líquidos. Primeiro estuda-se a teoria clássica, cujo objeto de estudo é uma simples gota. Posteriormente estuda-se a teoria de combustão de grupo, análise esta, que estuda todo o spray de um combustível líquido.

3.9.1 Teoria clássica

Segundo a teoria clássica, na queima de um *spray* de combustíveis líquidos, as chamas se formam ao redor de cada uma das gotas de líquido, o combustível evapora desde a superfície da gota e se desloca para fora na direção radial, enquanto que o oxidante do meio circundante se difunde na mesma direção e com sentido oposto. Numa determinada posição radial eles se misturam e reagem simultaneamente formando-se assim a zona da chama. Nesta teoria se assume que a gota não tem movimento relativo com respeito aos gases, que a chama é esférica e concêntrica com a gota, e que as reações são infinitamente rápidas com respeito aos fenômenos de transporte na fase gasosa.

Com essa teoria é possível calcular dois parâmetros importantes da queima de líquidos: o tempo que demora para se evaporar completamente uma gota e a taxa de evaporação da gota.

Segundo Turns (2000), O tempo de queima de uma simples gota de combustível calcula-se mediante a Equação (3.29).

$$t_d = \frac{D_0^2}{K_b} \quad (3.29)$$

t_d : Tempo de queima de uma gota [s]

D_0 : Diâmetro inicial da gota [m]

K_b : Constante da taxa da queima [m²/s]

Segundo Williams (1990), a taxa de vaporização da gota combustível pode-se calcular com a Equação 3.30

$$\dot{m}_d = \frac{\pi \cdot \rho_l \cdot k_b \cdot D_o}{4} \quad (3.30)$$

$\dot{m}_d$: Taxa de vaporização da gota [kg/s]

ρ_l : Massa específica do combustível na fase líquida [kg/m³]

3.9.2 Teoria de combustão de grupo

Segundo a teoria de combustão proposta por Suzuki e Chiu (1971), os líquidos podem queimar como chamas de gota e de grupo. Existem três formas de combustão de grupo: combustão de grupo interna, externa e com envelope de vaporização. (Ver Figura 3.6)

Sprays bem diluídos, de combustíveis não voláteis, e com gotas líquidas grandes, permitem o ingresso suficiente de oxigênio na região central do *spray* para que a mistura reagente se encontre entre os limites de inflamabilidade, formado assim chamas em torno de uma única gota em toda a região do *spray*. Dada a ampla variação de tamanhos, direção e velocidades das gotas, o *spray* com esse tipo de queima apresenta irregularidade na mistura reagente, aparecendo zonas ricas e outras pobres de combustível. Nas zonas ricas se forma a fuligem e o material particulado, o qual dá à chama sua característica cor amarela. Essas zonas também são favoráveis para a formação de ciano-compostos que reagem para formar o NO através do mecanismo imediato (WILLIAMS, 1990).

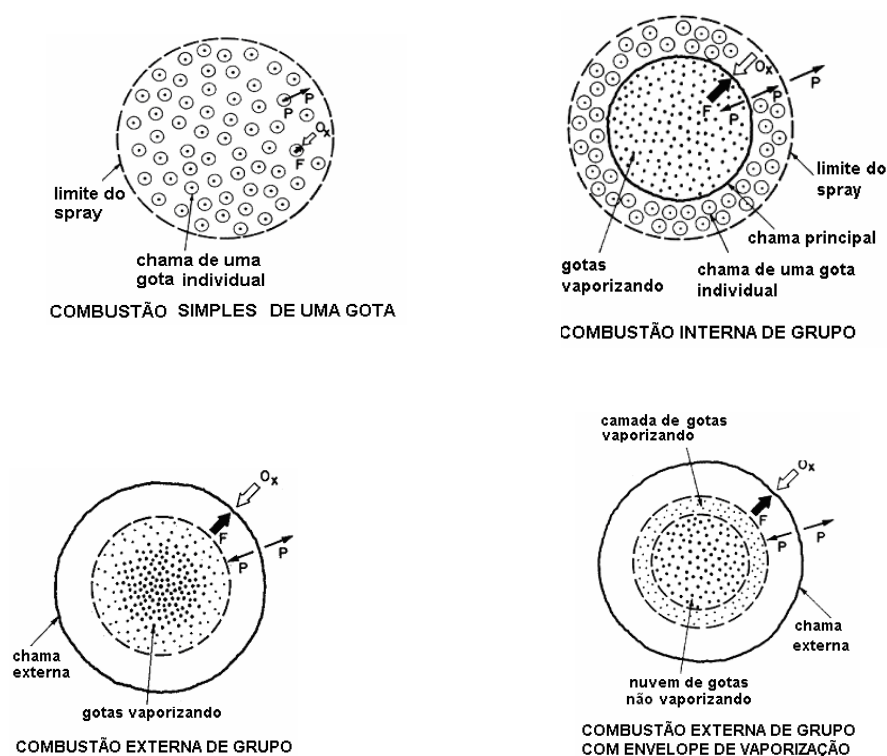


Figura 3.6 - Tipos de combustão de líquidos (KUO, 1986)

Na combustão de grupo, o *spray* queima formando chamas ao redor de nuvens de gotas. Em chamas de *sprays* densos, combustíveis voláteis, e diâmetros pequenos das gotas (menor ou igual a $10\ \mu\text{m}$.), a quantidade de gotas e de vapor de combustível é tão alta que impede o ingresso de oxigênio necessário para formar uma mistura inflamável na região central do *spray*; sendo assim a chama se forma na região periférica onde há quantidade suficiente de oxigênio, para a mistura encontrar-se nos limites de inflamabilidade. Essas chamas são homogêneas, similares às chamas de difusão gasosa, portanto sua cor característica é azul e não formam fuligem nem material particulado.

Como já foi explicado acima, são três as formas de combustão de grupo. Na combustão interna de grupo as gotas evaporam num ambiente com pouco oxidante na zona central da nuvem, formando dessa maneira uma chama esférica coletiva em torno das gotas interiores, mas, nas zonas mais externas do *spray* existe suficiente oxidante para formar chamas individuais ao redor de cada gota. Na combustão externa de grupo, a falta de oxidante é tal que mesmo as gotas mais externas do *spray* queimam como grupo. A combustão externa com envelope de chama é similar à forma anterior

com a diferença que neste caso só vaporizam as gotas que se encontram na região externa da nuvem.

3.9.2.1 Número de combustão de grupo

Suzuki e Chiu (1971) descobriram que o fenômeno de combustão de grupo é governado por um parâmetro adimensional “G” chamado de número de combustão de grupo. Posteriormente Chiu e Liu (1977) definem este parâmetro como a razão do calor transferido na fase gasosa e o calor transferido entre as duas fases por convecção. Eles também apresentam a equação para o cálculo de G como:

$$G = 3(1 + 0,276.Re^{1/2}.S_C^{1/3})Le.N\left(\frac{R_g}{R_n}\right) \quad (3.31)$$

Re : Número de Reynolds

Sc : Número de Schmit

Le : Número de Lewis

R_g : Raio da gota [m]

R_n : : Raio da nuvem [m]

Valores baixos de G significam que o *spray* tende a queimar como gota e valores maiores de G significa que o *spray* tem um maior comportamento de grupo. O valor do parâmetro G e o comportamento de grupo se incrementam com o aumento do número de gotas e a diminuição da distância de separação entre elas. Isso pode ser melhor observado na Figura 3.7 apresentada por Chiu e Croke (1981). Nela também se observam os valores correspondentes de G para cada tipo de queima.

$G < 10^{-2}$: Combustão de gota

$10^{-2} < G < 10^{-1}$: Combustão de grupo interna

$10^{-1} < G < 10^2$: Combustão de grupo externa

$G > 10^2$: Combustão de grupo externa com envelope

3.10.1 Material particulado

Segundo Garcia (2002), material particulado é a denominação genérica que engloba cinzas, fumaça e fuligem. As cinzas são formadas por resíduos inorgânicos deixados na queima do combustível. Os componentes mais comuns nas cinzas de óleos derivados do petróleo são: sódio, vanádio, sílica, magnésio, níquel, cálcio, ferro e cobre. Dentre estes elementos os mais prejudiciais são: o vanádio, que na forma de V_2O_5 se comporta como catalisador na reação de formação de SO_3 e o níquel, do qual seu óxido é cancerígeno.

A fumaça, ou também conhecida como fumaça branca, é constituída por gotículas de hidrocarbonetos ou outros produtos químicos voláteis não queimados.

A fuligem, também chamada de fumaça preta, é constituída por pequenas partículas de carbono e material carbonoso parcialmente oxidados com tamanho inferior a $0,1\mu m$. Segundo Turns (2000), é o material particulado de maior importância produzido em chamas de difusão, principalmente naquelas de combustíveis líquidos, isto pela maior dificuldade de mistura entre o combustível vaporizado e o ar. A fuligem é formada principalmente no intervalo de temperatura entre 1300 e 1600 K, na zona primária das chamas, onde a combustão é rica. No entanto, sua formação pode ocorrer também em outras regiões da chama onde não haja uma adequada mistura entre os reagentes. A fuligem formada na região primária é consumida por reações de oxidação na região secundária, portanto a emissão de fuligem nos gases de combustão depende do balanço entre essas duas regiões. A fuligem é a principal fonte de difusão da luminosidade da chama.

Em combustão de *sprays* as condições para a formação de fuligem são quase sempre alcançadas, dado que a região entre a superfície de gota (ou limite exterior da região de gotas em evaporação) e a chama envolvente é sempre rica em combustível. A emissão de fuligem poderia ser eliminada pré-vaporizando o combustível líquido.

Segundo a Agência Americana de Proteção do Meio Ambiente (EPA), o material particulado pode ser dividido em dois tipos: fração grossa, constituída por partículas cujo tamanho varia de 2,5 a $10\mu m$ e fração fina, formada por partículas menores que $2,5\mu m$. As primeiras podem chegar até os pulmões e as últimas, por serem menores,

podem chegar até os alvéolos e logo ao sangue. O material particulado causa dano funcional nos pulmões, e nas vias respiratórias, aumenta o risco de infarto cardíaco, produz efeitos cancerígenos e efeitos sistêmicos em todo o organismo através do sangue. Além disso, reduz a visibilidade e altera os níveis de radiação solar que chega até o solo, causando alteração na temperatura do solo e no crescimento das plantas.

As emissões do material particulado podem ser reduzidas aumentando-se a quantidade de oxigênio na combustão, ou seja, aumentando-se a relação ar/combustível. Elas também podem ser diminuídas, melhorando a mistura entre os reagentes. Uma mistura mais homogênea pode ser atingida, aumentando o regime de turbulência dos gases de combustão. No caso dos combustíveis líquidos a mistura pode ser melhorada diminuindo o tamanho médio da gota. O incremento do tempo de residência dos gases dentro da câmara de combustão também diminui as emissões de particulados. É importante observar que a emissão de material particulado depende muito do tipo de combustível. Quando é maior quantidade de asfaltenos presente no combustível, maior será a quantidade de material particulado produzido. O comprimento da chama também é um parâmetro a ser considerado. Uma chama muito comprida pode atingir as paredes da câmara de combustão gerando mais fuligem que uma chama curta. Assim mesmo uma chama muito comprida aumenta a temperatura de saída dos fornos, o qual origina a rápida formação de sedimentos sobre paredes sólidas.

3.10.2 Óxidos de nitrogênio

Os óxidos de nitrogênio produtos da combustão são: NO, NO₂, N₂O, N₂O₄, NO₃, N₂O₆, N₃O₄, N₂O₇, sendo o principal o NO_x (NO e NO₂), seguidos em menor importância do óxido nitroso N₂O. Os outros óxidos são instáveis e se decompõem em NO e oxigênio. Estudos sobre o N₂O indicam que, para temperaturas acima de 1500 K, seu tempo de vida é inferior a 10 ms, sugerindo que sua emissão não é significativa exceto para baixas temperaturas, como no caso de combustores de leito fluidizado e alguns sistemas de remoção de NO de pós-combustão (GLASSMAN, 1996).

3.10.2.1 NO_x

Em geral, as quantidades de NO produzidas na combustão são muito maiores que as de NO₂; no entanto, uma vez lançado na atmosfera, o NO rapidamente se transforma em NO₂ e as taxas de emissão mássica de NO_x é sempre calculada considerando seus dois compostos como sendo exclusivamente NO₂.

Em geral, as concentrações de NO₂ na saída das chaminés permanecem bastante baixas. Em baixas temperaturas, a relação NO₂/NO é cerca de 3. Esta relação baixa drasticamente para temperaturas mais altas, sendo, geralmente, menor que 0,15 para temperaturas acima de 773 K (BAILIE, 1978; CARVALHO E LACAVA, 2003).

São vários os efeitos do NO_x sobre o ambiente. Talvez o maior problema seja a formação de ácido nítrico (HNO₃), a partir da reação do NO₂ e vapor de água, que juntamente com o ácido sulfúrico (H₂SO₄), constituem a chamada chuva ácida, a qual provoca danos ao solo, destrói as florestas e aumenta a acidez dos lagos, causando a morte dos peixes, além de provocar a corrosão de metais, mármore, cimentos e outros materiais (GARCIA, 2002).

Um outro problema se dá nas altas camadas da atmosfera, quando o NO_x reage como as moléculas de ozônio (O₃), danificando a camada protetora da terra. A camada de ozônio absorve os raios ultravioletas que causam sérios problemas nas pessoas, nos animais e nas plantas, como por exemplo câncer de pele. O NO_x nas camadas baixas da atmosfera atua de maneira oposta: o NO₂ na presença dos raios ultravioletas ocasiona reações fotoquímicas que levam a formação de ozônio (O₃).



O ozônio juntamente com o NO_x, SO₂, componentes orgânicos voláteis VOC, aerossóis e material particulado formam o *smog*, uma névoa marrom amarelada que aparece sobre as áreas urbanas nos dias ensolarados. O ozônio é o poluente predominante no *smog*. Ele origina problemas de tosse e diminuição da capacidade pulmonar. O O₃ quebra as ligações C ≡ C existentes nos compostos orgânicos, em altas

concentrações, os tecidos humanos, animais e vegetais são totalmente destruídos. O O_3 e o NO_x são responsáveis diretos pelos edemas pulmonares.

Os óxidos de nitrogênio também podem ser metabolizados no corpo formado nitrosaminas, as quais são cancerígenas (cérebro, rins, bexiga, fígado, esôfago, estômago, língua). O NO_x também pode originar nas pessoas metaemoglobina ou cianose, enfermidade que pode ser letal e que ataca principalmente as crianças. A presença de NO_x nas células pode alterar as características hereditárias.

3.10.2.1.1 Mecanismos de reação do NO_x

As fontes de nitrogênio necessário para a formação de NO_x na combustão são o nitrogênio contido no ar atmosférico e o nitrogênio presente no próprio combustível. Segundo Bowman (1993), são quatro os mecanismos que levam a formação de NO_x , sendo que as três primeiras ocorrem a partir do nitrogênio presente no ar: o NO térmico, o NO imediato (*prompt*), a rota do N_2O , e a rota do nitrogênio contido no próprio combustível.

A) NO térmico (mecanismo de Zeldovich)

Este é o principal mecanismo de formação de NO. Durante a combustão dos hidrocarbonetos são formados átomos de oxigênio provenientes da dissociação de O_2 ou da reação entre H e O_2



O mecanismo de Zeldovich começa quando o átomo de oxigênio liberado nas Equações (3.34) ou (3.35) reage com a molécula de N_2 .





A reação elementar (3.38) tem pouca contribuição no resultado global, dado que ambas espécies resultantes são radicais, estando portanto em baixas concentrações. Mas esta equação deve ser considerada em combustão rica. Por outro lado, a reação representada pela Equação elementar (3.36) é muito mais lenta que as outras reações envolvidas na combustão, portanto, controla a formação de NO, e explica o fato que a maior parte do NO térmico seja formado na região de pós-chama e precisando para isso, maior tempo para a sua formação.

A equação para o cálculo da taxa de formação de NO pode ser deduzida utilizando o sistema de Equações (3.36) a (3.38), assumindo regime permanente para o N e isolando a concentração de O, considerando equilíbrio entre átomos e moléculas de oxigênio.



Dessa maneira, a Equação da taxa de formação de NO se exprime como:

$$\frac{d[\text{NO}]}{dt} = 1,3 \cdot 10^5 \cdot \exp(-67650 / T) [\text{O}_2]^{1/2} [\text{N}^2] \quad (3.40)$$

Na qual [NO], [O₂] e [N₂] são as concentrações molares em [mol/cm³] de monóxido de nitrogênio, oxigênio e nitrogênio, respectivamente. T é a temperatura em [K].

Da Equação 3.40 se pode concluir que a formação de NO depende principalmente da temperatura e em menor importância das concentrações de O₂ e N₂. A dependência da temperatura pode ser explicada observando a Equação (3.36). A molécula de N₂ tem uma ligação tripla muito forte, precisando-se então de uma alta energia de ativação para que se produza a reação, a qual é conseguida quando a temperatura é alta na zona de reação, (WARNATZ, 2001). A temperatura se torna um fator preponderante na formação de NO, acima de 1800 K (1500 °C).

B) NO imediato

O NO imediato, conhecido na literatura inglesa como NO *prompt*, foi proposto por Fenimore (1971). Ele observou a formação rápida de NO na região próxima à frente de chama, o qual não era previsto pelo mecanismo de Zeldovich, que prevê a formação de NO só na região de pós-chama. Isto levou Fenimore a pensar na existência de um outro mecanismo de formação de NO na zona da chama. Os radicais de hidrocarbonetos formados na frente de chama reagem com moléculas de nitrogênio para formar aminas ou ciano-compostos. Estes por sua vez são convertidos a compostos intermediários que formam finalmente o NO. Ignorando os processos que formam radicais CH para iniciar o mecanismo de Fenimore, esse mecanismo pode ser escrito como:



Nas quais a Equação (3.41) é a rota principal e é o passo limitante da taxa do mecanismo. Segundo Turns, (2000), para razões de equivalência menores que 1,2 a conversão de HCN para NO segue a seguinte sequência:



Para razões de equivalência maiores que 1,2 outras rotas muito mais complexas aparecem. Dado que o radical CH é formado em condições ricas de combustível e que a energia de ativação da Equação (3.41) é só 75 kJ/kmol, menor que 318 kJ/kmol para a formação do NO térmico, o NO imediato só é importante em combustão rica ou em baixas temperaturas (aproximadamente 1000 K).

No mecanismo do NO imediato são formadas e consumidas diversas espécies poluentes, entre elas óxi-cianidas, aminas e óxido nitroso. No entanto, estas espécies possuem um curto tempo de vida e não constituem um problema de emissão de poluentes para a maioria das condições de operação (GLARBORG, 1993).

C) Decomposição de N₂O

O mecanismo do N₂O é similar ao mecanismo térmico. Nele um átomo de oxigênio ataca uma molecular de nitrogênio na presença de uma terceira molécula M, formando N₂O,



Em condições de combustão pobre o N₂O reage com O para formar NO.



No entanto, em combustão estequiométrica ou rica, o N₂O é convertido a N₂ através de reações com O e OH.

A contribuição deste mecanismo para a formação de NO geralmente é insignificante, no entanto se faz importante em combustão pobre ($\phi < 0,8$) e em baixas temperaturas (1000 a 1300 K).

D) Mecanismo do nitrogênio contido no combustível

A transformação do nitrogênio contido no combustível em NO ocorre principalmente na combustão de carvão, que pode conter nitrogênio até 2% em massa. O nitrogênio contido no combustível é rapidamente convertido a HCN ou NH₃. Os passos seguintes são os mesmos seguidos no mecanismo do NO imediato.

3.10.2.1.2 Fatores que influem na formação do NO_x

A formação do NO_x é influenciada por diversos fatores. Entre os mais importantes temos a temperatura, as concentrações locais de N_2 e O_2 , o grau de mistura, o tempo de residência, o tipo de combustível e outros.

A) Temperatura e concentrações de N_2 e O_2

A formação de NO_x aumenta em altas temperaturas e maiores concentrações de N_2 e de O_2 . A razão de equivalência influencia nessas variáveis e na quantidade de NO_x produzido. A forma como a razão de equivalência atua na formação de NO é bem descrita por Carvalho e Lacava (2003), para a combustão de metano (CH_4). Apesar de que a temperatura atinge o valor máximo na condição de combustão estequiométrica (razão de equivalência = 1), a maior formação de NO não ocorre nesse valor, dado que são baixas as concentrações de N_2 e O_2 . Os picos de NO ocorrem para razão de equivalência ligeiramente inferior, na faixa de 1 a 0,85, onde as quantidades de N_2 e O_2 são maiores. Para razões de equivalência menores que 0,85, apesar do aumento das quantidades de N_2 e O_2 , a maior queda de temperatura produz a diminuição das emissões de NO. Para razões de equivalência maiores que 1 (combustão rica) a falta de oxigênio origina que a formação de NO seja mais baixa. Tem que se lembrar que para combustão rica é preponderante o mecanismo imediato, no qual, a formação de NO é menos dependente da temperatura mas, em maior grau da concentração de oxigênio. A redução das emissões de NO_x operando com combustão rica, é inviável dado que aumenta a quantidade de combustível consumido e também as emissões de monóxido de carbono, fuligem e hidrocarbonetos não queimados.

B) Grau de mistura

A intensidade de mistura entre os reagentes afeta consideravelmente a formação de NO. Lyons (1982) mostrou que se os reagentes estão em condições próximas da estequiométrica (condição de alta temperatura), a formação de NO aumenta com o

incremento do grau de mistura. Para chamas extremamente pobres com razão de equivalência em torno de 0,6, o comportamento é completamente oposto. Em condições pobres o NO diminui com o aumento do grau de mistura devido que a distribuição de temperatura tem um valor médio mais baixo.

C) Tempo de residência

Segundo Williams (1990), o incremento do tempo de residência aumenta a formação de NO, portanto, altas emissões ocorrem em câmaras de combustão compridas. A concentração de NO_x nos gases de combustão varia desde 100 ppm para caldeiras pequenas até 1000 ppm em caldeiras de grande porte. No entanto, deve-se observar que em algumas condições o efeito do tempo de residência sob as emissões de NO é oposto. Carvalho e Lacava (2003) mostraram a formação de NO em função do tempo de residência, para a combustão de C₁₂H₂₆ com ar. Para razões de equivalência menores ou iguais que 1,1, a quantidade de NO formado aumenta com o aumento do tempo de residência, devido ao predomínio do mecanismo de Zeldovich. Mas, em combustão rica, o NO que se forma rapidamente pelo mecanismo imediato tende a ser reduzido com o incremento do tempo de residência.

D) Outros fatores

É importante observar que existem outros fatores que também influenciam a formação de NO_x, como projeto e condições de operação do queimador e da câmara de combustão, estado de conservação e manutenção dos equipamentos envolvidos na queima, entre outros.

3.10.3 Óxidos de enxofre

Nos processo de combustão, todo o enxofre presente no combustível reage formando dióxido e tri-óxido de enxofre, SO₂ e SO₃ respectivamente, (ambos os compostos são comumente denominados como SO_x). Quase a totalidade de óxido de

enxofre formado na combustão é SO_2 . Geralmente o teor de SO_3 nos gases de combustão é só de 0,2 a 3% do total de óxidos de enxofre produzidos e raramente ultrapassa o valor de 50 ppm. Já o teor de SO_2 presente nos gases de combustão pode estar na faixa de 200 a 2800 ppm, (GARCIA, 2002). Uma vez lançado na atmosfera, o SO_2 se oxida para SO_3 e este, pela reação com vapor de água, forma ácido sulfúrico (H_2SO_4). A formação de SO_3 e H_2SO_4 também pode ocorrer antes dos produtos da combustão deixarem a chaminé, se a temperatura for muito baixa. O H_2SO_4 conjuntamente com o ácido nítrico HNO_3 (obtido da reação do NO_x) formam a chamada chuva ácida, mais precisamente denominada deposição ácida. Ela é composta de duas partes: uma úmida e outra seca. A deposição úmida é constituída pela chuva, neblina e neve ácidas. Quando essa solução ácida cai no solo, lagos e correntes de água, ataca uma variedade de plantas, árvores, peixes e outros animais, podendo ocasionar sua morte. A deposição seca refere-se a gases e partículas ácidas. Cerca de 50% do material ácido presente na atmosfera cai no solo na forma de deposição seca, é levado pelo vento e depositado sobre edifícios, automóveis e árvores, causando sérios danos aos mesmos.

Além da chuva ácida, o dióxido de enxofre pode ocasionar sérios problemas para a saúde das pessoas, aos animais e plantas. Os principais efeitos sobre a saúde humana são: irritação das vias respiratórias, constrição das vias do pulmão, bronquite obstrutiva e agravamento de enfermidades respiratórias e cardiovasculares.

As três maneiras de controlar as emissões dos óxidos de enxofre são:

- Retirar o enxofre antes de realizar a queima, processo chamado de desulfurização do combustível. Esta é a maneira preferida de controlar o SO_x , no entanto é um método caro.
- Absorver o SO_2 na própria câmara de combustão; o material absorvente utilizado pode ser cal, pedra calcária ou dolomita.
- Desulfurizar os produtos de queima, que consiste em absorver o SO_2 depois da combustão. Este método consiste em lavar os gases produtos da combustão com um agente absorvedor líquido-gás que contém cal, pedra calcária ou cinza alcalina.

3.10.4 Monóxido e dióxido de carbono

O carbono presente nos combustíveis fósseis ou nos álcoois reage formando monóxido (CO) e dióxido de carbono (CO₂). Se a combustão é completa, produz-se somente CO₂; no entanto, se ela é incompleta aparece também nos gases da combustão o CO. O monóxido de carbono é um gás altamente venenoso, pois reage com a hemoglobina do sangue tornando-a incapaz de capturar oxigênio e transportá-lo para as células, afetando o funcionamento do coração, cérebro e músculos, prejudicando ainda principalmente a pessoas com enfermidades cardiovasculares. Em maiores concentrações produz dor de cabeça, desmaios, inclusive a morte (GARCIA, 2002). Devido ao fato de não possuir odor, cor, nem sabor, é difícil notar sua presença no ar, o que aumenta a sua periculosidade. Já o dióxido de carbono não é um composto tóxico, mas é um dos principais agentes causadores do aquecimento global da terra (efeito estufa). Segundo Manaham (1993), o CO₂ é responsável por cerca da metade da radiação infravermelha retida na atmosfera. A radiação solar que chega do espaço atravessa a atmosfera terrestre e é refletida pelo solo. O CO₂ presente na atmosfera absorve e re-radia a radiação infravermelha, evitando que esta volte para o espaço. A energia dessa radiação é transferida para atmosfera incrementando a sua temperatura.

Segundo Turns (2000) e Carvalho e Lacava (2003), a reação do carbono nos processos de combustão, visto de uma maneira simples, se realiza em dois passos: o primeiro, envolvendo a quebra de combustível para a formação de CO e o segundo que corresponde a oxidação final de CO para CO₂. O monóxido de carbono se oxida lentamente exceto na presença de compostos que contem hidrogênio, como H₂O e H₂, os quais, em pequenas quantidades, podem ter um forte efeito na taxa de oxidação do CO.

Assumindo que a água é a espécie hidrogenada primária, os seguintes passos descrevem o mecanismo de oxidação do CO.





A Equação (3.51) é a responsável pela maior conversão de CO em CO₂, enquanto que a reação 3.49 é lenta e contribui pouco para a formação total de CO₂, mas ela é a que dá início ao mecanismo. A reação (3.50) é a responsável pela formação do radical hidróxilo.

Se o hidrogênio é o catalisador em lugar de água, são envolvidos os seguintes passos:



Com a presença de HO₂ aparece uma outra rota para a oxidação do CO.



Esta reação só apresenta importância em pressão elevada.

Da equação (3.49) pode-se observar que a presença de O₂ é muito importante para iniciar o mecanismo de oxidação de CO; por tal motivo se precisa uma maior quantidade de ar um alto grau de mistura entre os reagentes para que o CO possa oxidar e passar para CO₂. O regime de turbulência também influi na reação de CO, dado que em maior turbulência maior será o índice de mistura dos reagentes e mais quantidade de CO será convertido em CO₂. Outro fator que favorece à combustão completa é o maior tempo de residência dos gases de combustão, isto devido ao mecanismo de oxidação de CO ser relativamente lento. No caso dos combustíveis líquidos, pode-se diminuir a formação de CO diminuindo o diâmetro médio da gota, visto que isto melhora a mistura entre reagentes.

3.10.5 Componentes orgânicos voláteis VOCs

Os VOCs incluem solventes como o xileno, benzeno, tolueno, cloreto de metileno e álcool iso-propílico. Eles são liberados na queima de combustíveis como a gasolina, óleo, carvão vegetal e gás natural, sendo que os automóveis são sua principal fonte de emissão.

Estes compostos são chamados de compostos orgânicos voláteis porque apresentam uma pressão de vapor elevada, e muitos deles evaporam rapidamente à temperatura ambiente. Por causa desta volatilidade os VOCs podem facilmente evaporar para a atmosfera e reagem com óxidos de nitrogênio na presença de luz solar para formar o ozônio (O_3) e outros poluentes. O ozônio é o principal componente do *smog* fotoquímico e da poluição de muitas cidades do mundo. Poluentes adicionais, que são produzidos pela interação da luz do sol com VOCs e óxidos de nitrogênio, incluem o ácido nítrico, que leva à chuva ácida, aldeídos, cetonas e outros compostos resultantes da oxidação parcial dos VOCs.

4 COMPARAÇÃO TEÓRICA DA QUEIMA DO ÁLCOOL E DO DIESEL

4.1 PROPRIEDADES FÍSICAS

O comportamento de chamas de *sprays* pode depender fortemente das propriedades físicas dos combustíveis, tais como: ponto de ebulição, pressão de vapor viscosidade e tensão superficial. Esses parâmetros influenciam diretamente a atomização e evaporação do combustível. Tem sido mostrado na literatura que o desempenho da chama, medido através das emissões de poluentes, da eficiência da combustão e da estabilidade da chama, depende das propriedades físicas dos combustíveis (ASHEIM; PETERS, 1989). Ainda, estudos detalhados de chamas de *sprays* revelam que os efeitos das propriedades dos combustíveis variam segundo a estrutura da chama, seja do tipo chama de difusão gasosa (o combustível evapora rapidamente, resultando o centro do *spray* numa região rica em vapor de combustível) ou do tipo queima de gota individual (quando grandes gotas evaporando lentamente ultrapassam a região central na direção dos limites do *spray*, ricos em oxigênio). Por esses motivos, é importante o conhecimento das propriedades físicas dos combustíveis, sobretudo quando se quer fazer uma comparação ou substituição entre eles (FARAG et al., 1983).

Neste item será feito um estudo comparativo dos efeitos das propriedades físicas do diesel e do etanol, que têm maior influência no processo de queima e nas etapas de suprimento de combustível.

4.1.1 Poder calorífico

Sabendo-se que o poder calorífico do diesel é 42111 kJ/kg e o do álcool etílico hidratado 24915 kJ/kg, para produzir a mesma potência com ambos combustíveis a vazão mássica de álcool deve ser 1,69 ($42111/24915$) vezes a vazão mássica do óleo diesel. No Capítulo 2 também se informou que a massa específica do diesel é 830 kg/m³ e a do AEHC é 810 kg/m³. Assim, a vazão volumétrica de álcool deve ser 1,732 ($1,69 \times 830/810$) vezes a vazão volumétrica do óleo diesel. Deve-se observar que se está

considerando que os dois combustíveis apresentam a mesma eficiência de combustão, o que não é estritamente certo, mas deve-se considerar que isto serve para esta primeira análise.

O fato da vazão do álcool ser maior que a do diesel pode ter um efeito direto nos seguintes aspectos: turbulência e tempo de residência na câmara de combustão, atomização e densidade do *spray*¹. Cada um desses aspectos é importante para uma boa combustão, e serão analisados com detalhe no decorrer do presente capítulo.

A maior vazão volumétrica de AEHC tem um efeito direto no sistema de estocagem e bombeamento. Esses sistemas devem ter a capacidade de estocar e bombear um volume de AEHC igual a 1,732 vezes o volume de diesel.

4.1.2 Viscosidade

Das Tabelas 2.2 e 2.5 pode-se observar que, a 300 K, a viscosidade cinemática do óleo diesel é aproximadamente o dobro da do álcool etílico hidratado ($3,707 \times 10^{-6}$ e $1,78 \times 10^{-6}$ m²/s, respectivamente). No processo da combustão de um combustível líquido, a viscosidade afeta consideravelmente a atomização. O diâmetro médio das gotas é diretamente proporcional à viscosidade. Da Equação (3.27), proposta por Wigg para atomizadores de dois fluidos, o MMD é proporcional à raiz quadrada da viscosidade cinemática. Utilizando este critério para avaliar unicamente o efeito da viscosidade e usando os valores das viscosidades do diesel e do álcool acima citados, obtém-se que o diâmetro médio das gotas do diesel é 1,44 vezes o diâmetro das gotas de álcool. Isso mostra que a diferença de viscosidade entre o diesel e o álcool tem um efeito significativo sobre a atomização. No item 4.4.2, faz-se uma análise mais detalhada sobre os efeitos combinados de diversos fatores na atomização de ambos combustíveis.

Dado que nos queimadores que utilizam óleo diesel a lubrificação do sistema de injeção se realiza pelo próprio combustível e as bombas são do tipo de deslocamento

¹ Densidade do *spray* significa a concentração de gotas por unidade de volume do mesmo. Quando um *spray* é mais denso, existe uma maior quantidade de gotas no mesmo volume.

positivo, é necessário que o combustível tenha uma viscosidade mínima (SUPPES, 2004). Segundo a ASTM, a viscosidade mínima que deve ter o diesel deve ser $2,0 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ em $37,8 \text{ }^\circ\text{C}$. Como já mencionado, a viscosidade do AEHC é $1,78 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ a $20 \text{ }^\circ\text{C}$. Isso quer dizer que o álcool não atinge as especificações mínimas; portanto, os sistemas de bombeamento e de lubrificação do sistema de injeção de combustível e de lubrificação devem ser modificados se o diesel for trocado por etanol.

4.1.3 Volatilidade

A volatilidade é um parâmetro de importância na queima de um combustível líquido. O seu incremento aumenta o rendimento da combustão, diminui as emissões de CO, UHC, NO_x e material particulado. Por outro lado, uma maior volatilidade significa maiores perdas por evaporação, maior risco de incêndios e menor luminosidade da chama. A volatilidade de um combustível pode ser avaliada a partir do conhecimento de sua curva de destilação, pressão de vapor e ponto de fulgor (LEFEBVRE, 1983).

Da Figura 4.1, observa-se que, na mesma temperatura, a pressão de vapor de álcool é superior à pressão de vapor de óleo diesel, e que essa diferença é mais marcante conforme a temperatura aumenta. Isso significa que o álcool é mais volátil, sendo isso favorável para uma melhor combustão. É necessário observar que o álcool hidratado na pressão atmosférica evapora a $78 \text{ }^\circ\text{C}$. No entanto, o óleo diesel, por ser uma mistura de hidrocarbonetos, vaporiza no intervalo de 177 a $337 \text{ }^\circ\text{C}$. Os componentes mais leves do óleo diesel evaporam em temperaturas menores e os mais pesados em temperaturas mais altas. Isso traz como consequência a falta de uniformidade na mistura combustível e a aparição de zonas ricas e pobres, o que, por sua vez, origina a formação de fuligem e material particulado.

O ponto de fulgor é a mínima temperatura na qual o combustível desprende suficiente vapor para formar uma mistura inflamável com ar. Da Tabela 4.1, observa-se que ele assume valores de $13 \text{ }^\circ\text{C}$ para o etanol e $64 \text{ }^\circ\text{C}$ para o diesel. Isso significa que o álcool pode queimar antes do diesel; na temperatura ambiente, o etanol já forma

uma mistura inflamável. Sendo assim, são maiores os riscos de incêndios e perdas por evaporação deste combustível.

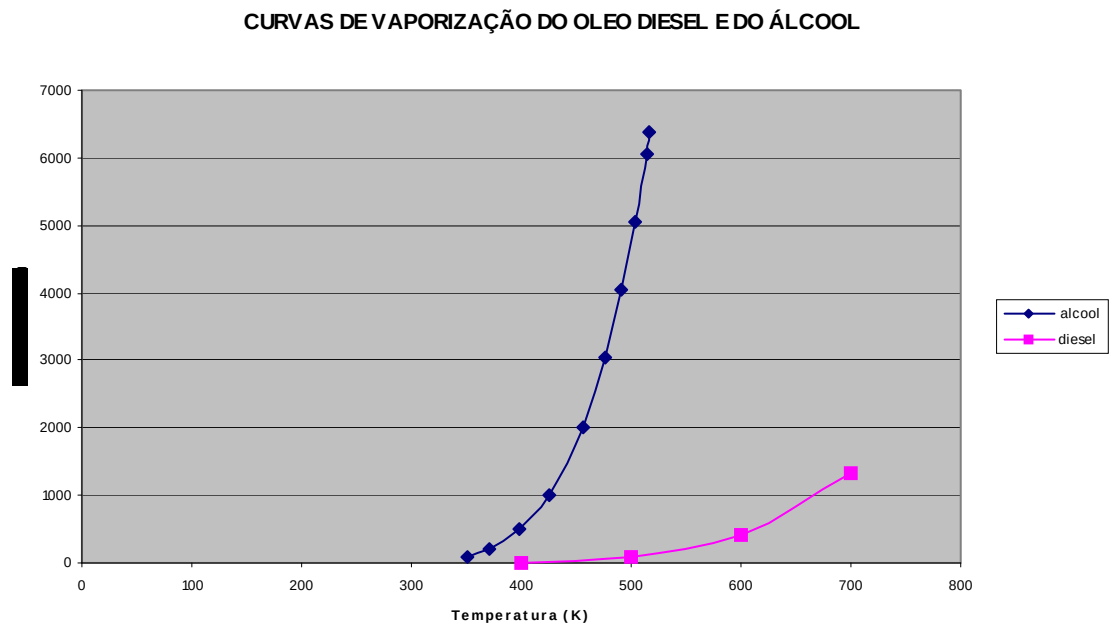


Figura 4.1 – Pressão de vapor em função de temperatura

Tabela 4.1 – Limites de inflamabilidade

	Óleo diesel	Etanol	Gasolina
Limites de inflamabilidade (%)	0,6 a 5,6	3,3 a 19	1,4 a 7,6
Limites de inflamabilidade (°C)	64 a 150	13 a 42	-140 a 18
Ponto de fulgor (°C)	64	13	-140

Fonte: Hansen (2004)

De acordo com o item 3.5.3.5, devido à maior volatilidade do álcool etílico, espera-se que sua chama seja ligeiramente mais estável que a chama de óleo diesel.

4.1.4 Limites de Inflamabilidade

Na Tabela 4.1 foram apresentados os limites de inflamabilidade de três substâncias, entre elas o etanol e o óleo diesel. Nela se aprecia que a faixa de valores para o etanol é ampla. Essa amplitude de valores significa que o álcool etílico pode

formar uma mistura inflamável numa ampla faixa de valores, o que é favorável para uma boa queima, mas por outro lado são maiores os riscos de ocorrência de incêndios. O diesel tem um valor bem baixo para seu limite inferior de inflamabilidade, o que significa que com uma quantidade pequena de combustível (0,6%) no ar ele já forma uma mistura inflamável. Porém, por ele não ser volátil, precisa ser aquecido (até 64 °C) para alcançar esta condição. Pode-se observar também que a sua faixa de inflamabilidade é pequena.

4.2 TERMOQUÍMICA DOS COMBUSTÍVEIS

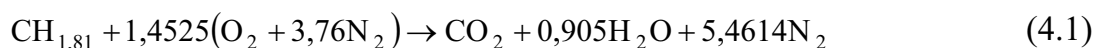
4.2.1 Estequiometria

Serão apresentados cálculos termodinâmicos dos combustíveis em estudo, como razão ar/combustível, quantidade emitida dos produtos da combustão e temperatura de chama adiabática. Os resultados serão tabelados e analisados no final do item.

O desenvolvimento a seguir foi realizado considerando que a massa molecular do diesel é 13,81 kg/kmol, a massa molecular do CO₂ é 44 kg/kmol e o poder calorífico inferior do diesel é 42111 kJ /kg (10060 kcal/kg).

4.2.1.1 Estequiometria da combustão do diesel

A reação de combustão estequiométrica do diesel com ar é:



4.2.1.1.1 Relação ar combustível

A relação ar combustível do diesel pode ser calculada da Equação (4.1):

$$r_{a/c} = \frac{n_a \cdot M_a}{n_c \cdot M_c} = \frac{1,4525(32 + (3,76)(28))}{1(13,81)} = 14,439 \quad \text{kg(ar)/kg(diesel)}$$

Dividindo a relação ar/combustível pelo poder calorífico do diesel (42111 kJ/kg) obtém-se a quantidade de ar necessária por unidade de energia liberada, cujo resultado é:

$$\frac{14,439}{42111} = 0,343 \quad \text{g (ar)/kJ}$$

4.2.1.1.2 Formação de CO₂

A formação de CO₂ na combustão do diesel pode ser calculada com a Equação (3.3) e com auxílio da Equação de reação (4.1)

$$P_{\text{CO}_2} = \frac{n_{\text{CO}_2} \cdot M_{\text{CO}_2}}{n_c M_c \cdot \text{PCI}} = \frac{(1)(44)}{(1)(13,81) (42111)} = 0,0757 \quad \text{g(CO}_2\text{) /kJ}$$

4.2.1.1.3 Formação de SO₂

Na tabela 2.1 foram apresentadas as especificações dadas pela ANP para o óleo diesel automotivo do interior, o qual é utilizado na queima direta. Nela se observa que a quantidade máxima de enxofre presente nesse combustível é 0,35 % em massa, utilizando esse valor, sabendo que praticamente todo o enxofre no combustível se oxida para SO₂, que o poder calorífico inferior do diesel é 42111 kJ/kg e que as massas moleculares do enxofre e do SO₂ são respectivamente 32 e 64 g/mol, a quantidade máxima emitida de dióxido de enxofre pode ser calculada como:

$$P_{\text{maxSO}_2} = \left(\frac{0,35}{100} \frac{64}{32} \frac{\text{kg de SO}_2}{\text{kg de diesel}} \right) \left(\frac{1}{42111} \frac{\text{kg de diesel}}{\text{kJ}} \right) \left(\frac{10^6}{1} \frac{\text{kJ}}{\text{GJ}} \right) \left(\frac{1000}{1} \frac{\text{g}}{\text{kg}} \right) = 166 \frac{\text{g}}{\text{GJ}}$$

4.2.1.1.4 Entalpia de formação do diesel

Neste item será calculada a entalpia de formação do diesel, visto que seu valor será utilizado nos itens subsequentes. Para calcular a entalpia de formação são utilizadas as definições dadas no item 3.1.7 e 3.1.8 de entalpias de formação, absoluta e de reação, assim como de poder calorífico.

A entalpia de reação por mol de combustível pode ser calculada com a Equação (3.6)

$$\Delta \bar{h}_c = -\text{PCI} \cdot M_c = -(42111)(13,81) = -581553 \text{ kJ/kmol}$$

Da Equação (3.5) sabe-se que a entalpia da reação exprime-se como:

$$\Delta \bar{h}_c = \sum_{\text{prod}} n_i \bar{h}_{f,i}^\circ - \sum_{\text{reag}} n_i \bar{h}_{f,i}^\circ$$

$$\Delta \bar{h}_c = (n_{\text{CO}_2} \bar{h}_{f,\text{CO}_2}^\circ + n_{\text{H}_2\text{O}} \bar{h}_{f,\text{H}_2\text{O}}^\circ + n_{\text{N}_2} \bar{h}_{f,\text{N}_2}^\circ) - (n_{\text{dies}} \bar{h}_{f,\text{dies}}^\circ + n_{\text{O}_2} \bar{h}_{f,\text{O}_2}^\circ + n_{\text{N}_2} \bar{h}_{f,\text{N}_2}^\circ) \quad (4.2)$$

Fazendo-se referência à Equação (4.1) da combustão estequiométrica do diesel, e sabendo que a entalpia de formação dos elementos químicos no estado de referência é zero, tem-se que:

$$581553 = (1 \cdot \bar{h}_{f,\text{CO}_2}^\circ + 0,905 \bar{h}_{f,\text{H}_2\text{O}}^\circ + 0) - (1 \cdot \bar{h}_{f,\text{dies}}^\circ + 0 + 0) \quad (4.3)$$

Substituindo na Equação (4.3) os valores da entalpia de formação do CO₂ e do H₂O, obtidos de Moran (2002), produz-se:

$$\bar{h}_{f,\text{dies}}^\circ = -30814,1 \text{ kJ/kmol}$$

4.2.1.1.5 Temperatura de chama adiabática

A temperatura de chama adiabática pode ser calculada com a Equação (3.7):

$$\sum_{\text{prod}} n_i \bar{h}_{i,T} = \sum_{\text{reag}} n_i \bar{h}_{i,T}$$

Tendo os reagentes na temperatura de referência, estes só apresentam entalpia de formação.

$$n_{\text{CO}_2} \bar{h}_{\text{CO}_2,T} + n_{\text{H}_2\text{O}} \bar{h}_{\text{H}_2\text{O},T} + n_{\text{N}_2} \bar{h}_{\text{N}_2,T} = n_{\text{dies}} \bar{h}_{f,\text{dies}}^{\circ} + n_{\text{O}_2} \bar{h}_{f,\text{O}_2}^{\circ} + n_{\text{N}_2} \bar{h}_{f,\text{N}_2}^{\circ} \quad (4.4)$$

Dado que a entalpia de formação dos elementos químicos no estado de referência é zero, tem-se:

$$n_{\text{CO}_2} (\bar{h}_{f,\text{CO}_2}^{\circ} + \Delta \bar{h}_{\text{CO}_2}) + n_{\text{H}_2\text{O}} (\bar{h}_{f,\text{H}_2\text{O}}^{\circ} + \Delta \bar{h}_{\text{H}_2\text{O}}) + n_{\text{N}_2} (0 + \Delta \bar{h}_{\text{N}_2}) = n_{\text{dies}} \bar{h}_{f,\text{dies}}^{\circ} \quad (4.5)$$

$$1(\bar{h}_{f,\text{CO}_2}^{\circ} + \Delta \bar{h}_{\text{CO}_2}) + 0,905(\bar{h}_{f,\text{H}_2\text{O}}^{\circ} + \Delta \bar{h}_{\text{H}_2\text{O}}) + 5,4614(0 + \Delta \bar{h}_{\text{N}_2}) = n_{\text{dies}} \bar{h}_{f,\text{dies}}^{\circ} \quad (4.6)$$

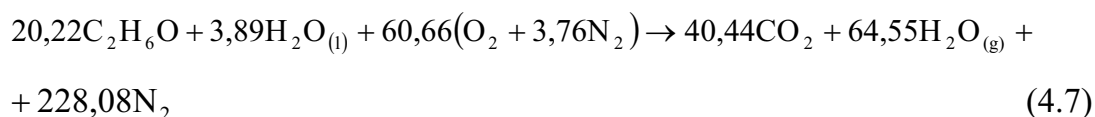
O procedimento de cálculo é iterativo. Assumiu-se um valor para a temperatura dos produtos da combustão, com esta e com auxílio das Tabelas encontradas em Moran (2002) e da Equação (4.6), obteve-se o valor da temperatura dos gases é $T = 2385 \text{ K}$.

4.2.1.2 Estequiometria da combustão do álcool etílico hidratado (AEH)

Para o álcool hidratado, têm-se os seguintes parâmetros:

Teor alcoólico:	93° INPM
Poder calorífico:	24915 kJ/kg
Entalpia de formação:	-227690 kJ/kmol
Massa molecular:	46 kg/kmol

Em 1000 kg de álcool etílico hidratado (AEH) há 930 kg de álcool etílico anidro combustível (AEA) e 70 kg de água, o que, em moles seriam 20,22 kmol de AEA e 3,89 kmol de água. Então, a equação estequiométrica do álcool hidratado pode ser escrita como:



4.2.1.2.1 Relação ar/combustível

A relação ar/combustível do álcool etílico hidratado (AEH) pode ser calculada com a Equação (3.1):

$$r_{a/c} = \frac{n_a \cdot M_a}{m_c} = \frac{60,66(32 + (3,76)(28))}{1000} = 8,327 \quad \text{kg(ar)/kg(AEH)}$$

Dividindo a relação ar/combustível entre o poder calorífico do álcool (24915 kJ/kg) se obtém a quantidade de ar necessário por unidade de energia liberada:

$$\frac{8,327}{24915} = 0,334 \quad \text{g(ar)/kJ(AEH)}$$

4.2.1.2.2 Formação de CO₂

A formação de CO₂ na combustão do álcool hidratado pode ser obtida da Equação (3.3):

$$P_{\text{CO}_2} = \frac{n_{\text{CO}_2} \cdot M_{\text{CO}_2}}{m_c \cdot \text{PCI}} = \frac{(40,44)(44)}{(1000)(24915)} = 0,071 \quad \text{g(CO}_2\text{)/kJ}$$

4.2.1.2.3 Temperatura de chama adiabática

A temperatura de chama adiabática do álcool pode ser calculada da mesma forma que foi obtida sua equivalente para o diesel. Da Equação (3.7), tem-se:

$$\sum_{\text{prod}} n_i \bar{h}_{i,T} = \sum_{\text{reag}} n_i \bar{h}_{i,T}$$

$$n_{\text{CO}_2} \bar{h}_{\text{CO}_2,T} + n_{\text{H}_2\text{O}} \bar{h}_{\text{H}_2\text{O},T(\text{g})} + n_{\text{N}_2} \bar{h}_{\text{N}_2,T} = n_{\text{AEA}} \bar{h}_{\text{f,AEA}}^{\circ} + n_{\text{H}_2\text{O}} \bar{h}_{\text{H}_2\text{O},T(\text{l})}^{\circ} + n_{\text{O}_2} \bar{h}_{\text{f,O}_2}^{\circ} + n_{\text{N}_2} \bar{h}_{\text{f,N}_2}^{\circ} \quad (4.8)$$

$$40,44(\bar{h}_{\text{f,CO}_2}^{\circ} + \Delta \bar{h}_{\text{CO}_2}) + 60,56(\bar{h}_{\text{f,H}_2\text{O}}^{\circ} + \Delta \bar{h}_{\text{H}_2\text{O}}) + 227,25(\Delta \bar{h}_{\text{N}_2})$$

$$= 20,22 \bar{h}_{\text{f,AEA}}^{\circ} + 3,9 \bar{h}_{\text{f,H}_2\text{O}}^{\circ} \quad (4.9)$$

Realizando o processo iterativo já descrito, obtém-se a temperatura $T = 2330 \text{ K}$.

4.2.1.3 Resumo da comparação estequiométrica

Tabela 4.2 - Quadro comparativo da combustão do álcool etílico hidratado e do diesel

	Óleo diesel	Álcool etílico hidratado	(Álcool/diesel)X 100
Poder calorífico [kcal/kg]	42111	24915	59,2
Relação ar/combustível [kg / kg]	14,439	8,327	57,7
Relação ar/combustível [g / kJ]	0,343	0,334	97,4
Emissão de CO ₂ [g /kJ]	0,075	0,071	94,7
Emissão máxima de SO ₂ [g /GJ]	166	0	0
Temperatura de chama adiabática [K]	2385	2330	97,7

Na Tabela 4.2, pode-se observar que a quantidade de ar necessária para queimar um kg de álcool é 57,7% da quantidade de ar necessária para queimar um kg

de óleo diesel. Visto que o poder calorífico do álcool é 59,2% do poder calorífico do óleo diesel, a quantidade de ar necessária para liberar um quilojoule na combustão do álcool é ligeiramente menor que a correspondente ao óleo diesel (97,4%). Na mesma Tabela também se observa que as temperaturas de chama adiabática de ambos combustíveis são aproximadamente iguais (a do álcool é 97,7% do diesel). Dado que as temperaturas das chamas e as quantidades de ar são aproximadamente as mesmas quando se libera a mesma quantidade de energia, o volume dos gases, produzidos na combustão, será também muito próximo nos dois casos. Isso traz como consequência que o tempo de residência e a turbulência dentro da câmara de combustão sejam quase os mesmos com a queima de álcool e de óleo diesel.

Sabe-se que o aumento da temperatura da chama favorece a formação de NO_x ; o aumento do tempo de residência na câmara de combustão diminui a formação de CO e aumenta a de NO_x , e a diminuição da turbulência na câmara de combustão aumenta a formação de CO. O fato da temperatura da chama, o volume de gases, o tempo de residência e a turbulência dos gases serem aproximadamente os mesmos na queima de ambos os combustíveis, significa que essas variáveis não alterarão os valores das emissões de cada um dos produtos da combustão, quando é feita a substituição de etanol por diesel.

Da Tabela 4.2 também se pode observar que a quantidade de CO_2 produzida pela queima do óleo diesel é ligeiramente superior (5,3%) à quantidade produzida pelo álcool etílico hidratado.

O AEHC não forma SO_2 durante a sua combustão, em oposição, a queima de diesel emite uma quantidade máxima de 166 g/GJ desse poluente.

4.3 MECANISMO DE REAÇÃO

4.3.1 Mecanismo de reação do etanol

Na Figura 4.2 se apresenta a forma geral do mecanismo de reação do etanol. Nela se pode observar que são três as principais rotas de oxidação, a do isômero $\text{CH}_3\text{CH}_2\text{O}$, a do CH_3CHOH e do $\text{C}_2\text{H}_4\text{OH}$. O etanol reage com outros radicais, sendo quinze as

reações iniciais principais que podem acontecer, as quais são apresentadas na Tabela 4.3. A essas reações se podem adicionar quatro reações de decomposição, as quais são apresentadas na Tabela 4.4. A maior parte do etanol (aproximadamente 50%) decompõe para CH_3CHOH , o qual reage com oxigênio para formar acetaldeído. Outro produto intermediário da combustão do etanol é o eteno, que é formado através da rota do $\text{C}_2\text{H}_4\text{OH}$. Em menor quantidade é produzido formaldeído a partir do $\text{CH}_3\text{CH}_2\text{O}$. Cada um dos produtos intermediários são potenciais poluentes. Segundo Glassman (1996), a oxidação de etanol mostra uma variação na concentração relativa de espécies intermediárias em função da estequiometria total. A proporção acetaldeídos a eteno aumenta para misturas pobres.

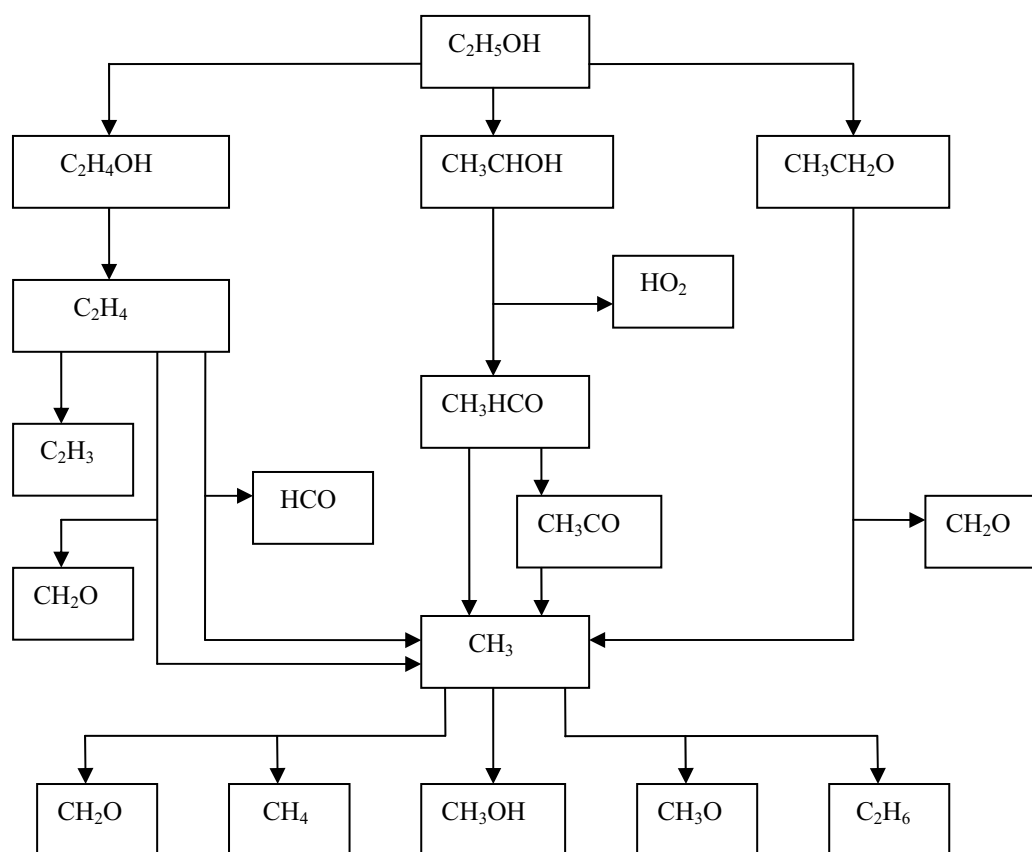


Figura 4.2 - Principais rotas para combustão estequiométrica do etanol (EGOLFOPOULOS et al., 1992; NORTON; DRYER, 1992)

Tabela 4.3 - Reações de combustão iniciais de etanol

Nº	Reação
1	$\text{C}_2\text{H}_5\text{OH} + \text{OH} \rightleftharpoons \text{C}_2\text{H}_4\text{OH} + \text{H}_2\text{O}$
2	$\text{C}_2\text{H}_5\text{OH} + \text{OH} \rightleftharpoons \text{CH}_3\text{CHOH} + \text{H}_2\text{O}$
3	$\text{C}_2\text{H}_5\text{OH} + \text{OH} \rightleftharpoons \text{CH}_3\text{CH}_2\text{O} + \text{H}_2\text{O}$
4	$\text{C}_2\text{H}_5\text{OH} + \text{H} \rightleftharpoons \text{C}_2\text{H}_4\text{OH} + \text{H}_2$
5	$\text{C}_2\text{H}_5\text{OH} + \text{H} \rightleftharpoons \text{CH}_3\text{CHOH} + \text{H}_2$
6	$\text{C}_2\text{H}_5\text{OH} + \text{H} \rightleftharpoons \text{CH}_3\text{CH}_2\text{O} + \text{H}_2$
7	$\text{C}_2\text{H}_5\text{OH} + \text{O} \rightleftharpoons \text{C}_2\text{H}_4\text{OH} + \text{OH}$
8	$\text{C}_2\text{H}_5\text{OH} + \text{O} \rightleftharpoons \text{CH}_3\text{CHOH} + \text{OH}$
9	$\text{C}_2\text{H}_5\text{OH} + \text{O} \rightleftharpoons \text{CH}_3\text{CH}_2\text{O} + \text{OH}$
10	$\text{C}_2\text{H}_5\text{OH} + \text{CH}_3 \rightleftharpoons \text{C}_2\text{H}_4\text{OH} + \text{CH}_4$
11	$\text{C}_2\text{H}_5\text{OH} + \text{CH}_3 \rightleftharpoons \text{CH}_3\text{CHOH} + \text{CH}_4$
12	$\text{C}_2\text{H}_5\text{OH} + \text{CH}_3 \rightleftharpoons \text{CH}_3\text{CH}_2\text{O} + \text{CH}_4$
13	$\text{C}_2\text{H}_5\text{OH} + \text{HO}_2 \rightleftharpoons \text{C}_2\text{H}_4\text{OH} + \text{H}_2\text{O}_2$
14	$\text{C}_2\text{H}_5\text{OH} + \text{HO}_2 \rightleftharpoons \text{CH}_3\text{CHOH} + \text{H}_2\text{O}_2$
15	$\text{C}_2\text{H}_5\text{OH} + \text{HO}_2 \rightleftharpoons \text{CH}_3\text{CH}_2\text{O} + \text{H}_2\text{O}_2$

Fonte: Marinov (1998)

Tabela 4.4 - Reações de decomposição de etanol

No.	Reação
16	$\text{C}_2\text{H}_5\text{OH} + (\text{M}) \rightleftharpoons \text{CH}_2\text{OH} + \text{CH}_3 + (\text{M})$
17	$\text{C}_2\text{H}_5\text{OH} + (\text{M}) \rightleftharpoons \text{C}_2\text{H}_5 + \text{OH} + (\text{M})$
18	$\text{C}_2\text{H}_5\text{OH} + (\text{M}) \rightleftharpoons \text{C}_2\text{H}_4 + \text{H}_2\text{O} + (\text{M})$
19	$\text{C}_2\text{H}_5\text{OH} + (\text{M}) \rightleftharpoons \text{CH}_3\text{HCO} + \text{H}_2 + (\text{M})$

Fonte: Marinov (1998)

4.3.2 Mecanismo de reação do óleo diesel

O óleo diesel, como todos os combustíveis derivados do petróleo, é constituído de dezenas de componentes simples envolvendo parafínicos, alifáticos aromáticos, ciclo-parafínicos e outros, dos quais a cinética detalhada da combustão só é conhecida para os componentes mais simples, a qual contém geralmente centenas ou milhares de reações e espécies químicas. Assim, é difícil conhecer o mecanismo de reação exato do diesel. Para solucionar este problema são utilizados combustíveis substitutos apropriados, os quais são constituídos de um ou mais componentes químicos que reproduzem razoavelmente bem o mecanismo de reação real desse combustível.

O grupo de pesquisa da Universidade de Stanford *Computational Energy Sciences* apresenta na sua página <http://www.stanford.edu/group/pitsch/> um combustível substituto para o óleo diesel, o qual é composto por cadeias alifáticas longas, tais como n-heptano e n-decano, e compostos aromáticos como alfa metil naftaleno (cetano). Eles também apresentam uma diagrama (Figura 4.3) com as principais espécies e rotas de reação do alfa metil naftaleno. Nele se evidencia a complexidade dos processos químicos que ocorrem durante a combustão de óleo diesel e também a grande quantidade de espécies aromáticas intermediárias. Os aromáticos contribuem para a formação de poluentes, principalmente da fuligem.

Mati et al. (2006) também propuseram e validaram experimentalmente um mecanismo de reação substituto para o óleo diesel. Em tal modelo, o combustível foi representado por uma mistura dos seguintes hidrocarbonetos:

Componente	Composição em massa	Composição em volume	Tipo de composto
<i>n</i> -hexadecano	36,1	23,5	<i>n</i> -parafinicos
<i>n</i> -propilcicloexano	23,1	26,9	cicloalcanos
<i>n</i> -propilbenzeno	18,7	22,9	monoaromáticos
<i>iso</i> -octano	14,7	19,0	<i>iso</i> -parafinas
1-metilnaftaleno	7,4	7,7	<i>Poli</i> -aromáticos

O mecanismo envolve 2755 reações reversíveis e 377 espécies químicas. Devido à grande quantidade de reações, na Figura 4.4 somente são delineadas de forma simplificada as mais importantes rotas de oxidação. Nelas se observa também a aparição de espécies aromáticas como benzeno, tolueno e outros.

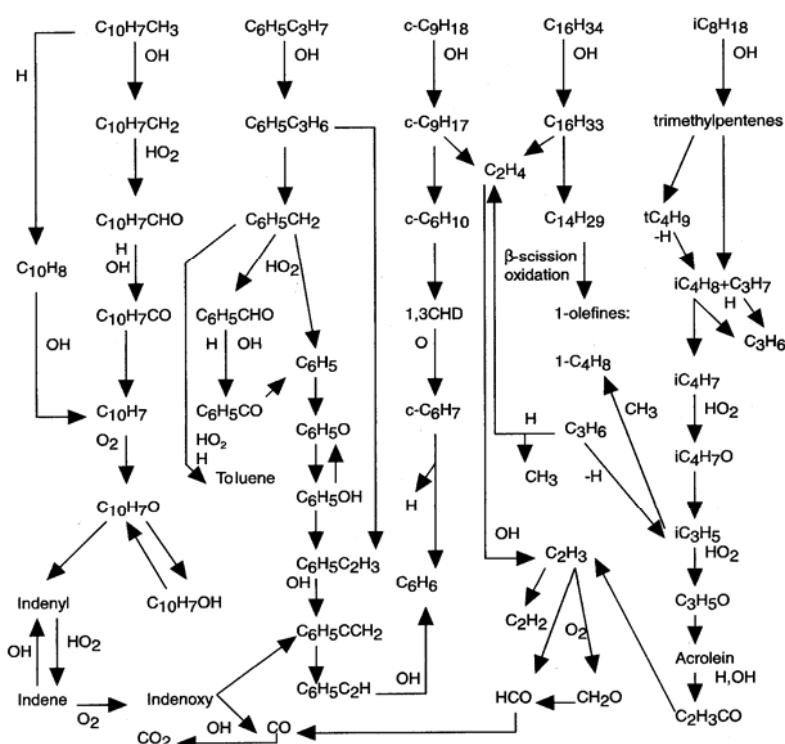


Figura 4.4 - Principais rotas de reação do combustível substituto do óleo diesel (MATI et al., 2006).

4.4 ATOMIZAÇÃO

Neste item realiza-se uma comparação teórica entre os valores dos diâmetros médios das gotas de diesel e álcool etílico hidratado, produzidos em atomizadores tipo Y. Para isso, primeiro são projetados os atomizadores e depois se calcula, com a Equação (3.27), o diâmetro médio de massa (MMD) do *spray* produzido por eles.

4.4.1 Projeto dos atomizadores

Lacava (2000) desenvolveu um trabalho teórico e experimental no qual avaliou o diâmetro médio de massa da gota de diesel em um atomizador tipo Y. Para isso, ao projetar o atomizador citado, baseou-se nas recomendações dadas por Mulliger e Chigier (1974), as quais estão resumidas no item 3.8.3.2 parte A.2), e realizou as seguintes considerações:

- O fluxo de ar através do orifício de injeção comporta-se como um escoamento compressível, isentrópico, unidimensional em regime permanente, recomendando também as seguintes condições para o fluxo: temperatura de estagnação de 300 K, pressão de estagnação de 3 atm e número de Mach igual a 1.
- O fluxo de combustível comporta-se como um escoamento incompressível, unidimensional, em regime permanente.

No presente trabalho foram projetados um atomizador para diesel e outro para álcool segundo a metodologia descrita por Lacava (2000) e liberando a mesma quantidade de energia. Dado que o queimador de diesel foi projetado para uma vazão mássica de 0,9 g/s e considerando que os poderes caloríficos do diesel e do álcool hidratado são, respectivamente, 42111 kJ/kg e 24915 kJ/kg /kg, a vazão mássica de álcool foi de 1,5 g/s. A vazão mássica de diesel requerida foi menor que a de álcool, implicando em um bico atomizador para a queima do álcool maior que para o diesel.

4.4.1.1 Atomizador de diesel

Os dados para projeto do atomizador são:

Fluxo mássico de combustível	: $\dot{m}_c = 0,9 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$
Número de Mach no orifício de injeção ar	: $M = 1$
Temperatura de estagnação do ar	: $T_0 = 300 \text{ K}$
Pressão de estagnação do ar	: $P_0 = 300 \text{ kPa}$

O procedimento de projeto inicia-se calculando o diâmetro do condutor de ar de atomização. Posteriormente, as outras medidas do atomizador são calculadas com o auxílio de relações diretas, encontradas na Tabela 3.1, entre estas medidas e o diâmetro do duto de ar.

Do item 3.8.3.2 assume-se que a relação entre a vazão mássica de ar de atomização $\dot{m}_{at}$ e de combustível $\dot{m}_c$ é igual a 0,1, então:

$$\dot{m}_{at} = 0,1 \cdot \dot{m}_c \quad (4.10)$$

$$\dot{m}_{at} = (0,1)(0,9 \times 10^{-3}) = 0,00009 \text{ kg/s}$$

Sendo o escoamento do ar de atomização modelado como um processo isentrópico, sua temperatura T pode ser obtida a partir da Equação (3.9), sendo que para o ar $\gamma = 1,4$ tem-se:

$$T = T_0 / \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} Ma^2 \right) \quad (4.11)$$

$$T = 300 / \left(1 + \frac{1,4 - 1}{2} (1) \right) = 250 \text{ K}$$

A velocidade do ar de atomização V_{at} pode ser calculada com a Equação (4.12).

$$V_{at} = Ma\sqrt{\gamma \cdot R \cdot T} \quad (4.12)$$

$$V_{at} = 1 \cdot \sqrt{(1,4)(287)(250)} = 316,93 \text{ m/s}$$

A pressão do ar P pode ser deduzida da Equação (3.11)

$$P = \frac{P_0}{\left(\frac{T_0}{T}\right)^{\gamma/(\gamma-1)}} \quad (4.13)$$

$$P = \frac{3}{\left(\frac{300}{250}\right)^{1,4/(1,4-1)}} = 1,584 \text{ atm} = 160,50 \text{ kPa}$$

A massa específica do ar de atomização ρ_{at} pode ser deduzida da Equação (3.8), de estado dos gases ideais:

$$\rho_{at} = \frac{P}{RT} \quad (4.14)$$

$$\rho_{at} = \frac{160.500}{(287)(250)} = 2,24 \text{ kg/m}^3$$

O diâmetro do duto do ar de atomização, d_a , pode ser calculado aplicando a equação da continuidade no conduto.

$$\dot{m}_{at} = \frac{\pi \cdot d_a^2 \rho_{at} \cdot V_{at}}{4} \quad (4.15)$$

$$d_a = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_{at}}{\pi \cdot \rho_{at} \cdot V_{at}}} \quad (4.16)$$

$$d_a = \sqrt{\frac{(4)(0,000009)}{(\pi)(2,24)(316,93)}} = 0,4 \times 10^{-3} \text{ m}$$

A pressão de injeção de combustível P_{ic} é calculada com a Equação (4.17):

$$P_{ic} = \left(\frac{\dot{m}_c}{C_d A_c} \right)^2 \cdot \frac{1}{2 \cdot \rho_c} \quad (4.17)$$

$$P_{ic} = \left(\frac{0,0009}{(0,75)(\pi/4)(0,0004^2)} \right)^2 \cdot \frac{1}{2(840)} = 54279 \text{ Pa}$$

Nas quais C_d é o coeficiente de descarga, ρ_c é a massa específica do combustível [kg/m^3], e A_c é a área do duto de combustível [m^2]

A velocidade de injeção do combustível V_{ic} é obtida com a Equação (4.18).

$$V_{ic} = \left(\frac{2 \cdot P_{ic}}{\rho_c} \right)^{1/2} \cdot C_d \quad (4.18)$$

$$V_{ic} = \left(\frac{2(54279)}{840} \right)^{1/2} \cdot 0,75 = 8,526 \quad \text{m/s}$$

As outras medidas do atomizador são calculadas usando as relações da Tabela 3.2. Os resultados obtidos são apresentados na Tabelas 4.5 e 4.6.

4.4.1.2 Atomizador de álcool

Este caso segue exatamente o mesmo procedimento para o cálculo do atomizador de diesel, a única diferença é o fluxo de massa de combustível, ou seja:

Fluxo mássico de combustível : $\dot{m}_c = 1,5 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$

Número de Mach	: $Ma = 1$
Temperatura de estagnação	: $T_0 = 300 \text{ K}$
Pressão de estagnação	: $P_0 = 300 \text{ kPa}$

Os resultados obtidos neste caso são apresentados nas Tabelas 4.5 e 4.6.

4.4.1.3 Álcool queimando no bico de diesel

Com a finalidade de avaliar o desempenho do bico projetado originalmente para diesel operando com álcool, foi verificado também quais seriam as condições de operação dos fluidos (combustível e ar de atomização) nesse bico atomizando álcool.

Para este caso, tem-se:

Fluxo mássico de combustível	: $\dot{m}_c = 1,5 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$
Número de Mach	: $Ma = 1$
Temperatura de estagnação	: $T_0 = 300 \text{ K}$
Diâmetro do conduto de ar	: $d_a = 0,4 \times 10^{-3} \text{ m}$ (diâmetro igual ao do atomizador diesel)

Neste caso a vazão em massa, a temperatura e a velocidade de ar de atomização são calculadas de forma seqüencial com as Equações (4.10), (4.11) e (4.12).

$$\dot{m}_{at} = 0,1 \cdot \dot{m}_c$$

$$\dot{m}_{at} = (0,1)(1,5 \times 10^{-3}) = 0,00015 \text{ kg/s}$$

$$T = T_0 / \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} Ma^2 \right)$$

$$T = 300 / \left(1 + \frac{1,4 - 1}{2} (1) \right) = 250 \text{ K}$$

$$V_{at} = Ma\sqrt{\gamma \cdot R \cdot T}$$

$$V_{at} = 1 \cdot \sqrt{(1,4)(287)(250)} = 316,93 \text{ m/s}$$

Posteriormente calcula-se a área do conduto de ar com a Equação (4.19).

$$A = \frac{\pi \cdot d_a^2}{4} \quad (4.19)$$

Sendo:

A : Área da seção transversal [m²]

d_a : Diâmetro do conduto do fluido de atomização [m]

$$A = \frac{\pi(0,4 \times 10^{-3})^2}{4} = 12,57 \times 10^{-8} \text{ m}^2$$

Calcula-se a massa específica do ar de atomização, deduzida da Equação (4.15)

$$\rho_{at} = \frac{\dot{m}_{at}}{A \cdot V_{at}} \quad (4.20)$$

$$\rho_{at} = \frac{0,15 \times 10^{-3}}{(12,57 \times 10^{-8})(316,93)} = 3,765 \text{ kg/m}^3$$

Calcula-se a pressão do ar de atomização com a Equação (3.8)

$$P = \rho_{at} \cdot R \cdot T$$

$$P = (3,765)(287)(250) = 270138 \text{ Pa}$$

A pressão de estagnação do ar é calculada com a Eq. (3.10)

$$\frac{P_0}{P} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} \text{Ma}^2 \right)^{\gamma/(\gamma-1)}$$

$$P_0 = 270138 \left(1 + \frac{1,4 - 1}{2} (1) \right)^{1,4/(1,4-1)} = 511352 \text{ Pa}$$

A pressão e a velocidade de injeção de combustível são calculadas, respectivamente, com as Equações (4.17) e (4.18).

$$P_{ic} = \left(\frac{\dot{m}_c}{C_d A_c} \right)^2 \cdot \frac{1}{2 \cdot \rho_c}$$

$$P_{ic} = \left(\frac{1,5 \times 10^{-3}}{(0,75)(12,57 \times 10^{-3})} \right)^2 \cdot \frac{1}{(2)(840)} = 150689 \text{ Pa}$$

$$V_{ic} = \left(\frac{2 \cdot P_{ic}}{\rho_c} \right)^{1/2} \cdot C_d$$

$$V_{ic} = \left(\frac{(2)(150689)}{840} \right)^{1/2} \cdot 0,75 = 14,2 \text{ m/s}$$

4.4.2 Diâmetro médio da gota

Para o cálculo do diâmetro médio das gotas dos combustíveis utiliza-se as propriedades do álcool e do diesel encontrados nas Tabelas 2.2 e 2.5 e a equação de Wigg, [Equação (3.27)].

O diâmetro médio da gota do diesel será:

$$D_m = \frac{200 \cdot (3,707)^{0,5} (0,9)^{0,1} (1 + 1/0,1)^{0,5} (0,03)^{0,1} (25,59)^{0,2}}{(2,24 \times 10^{-3})^{0,3} (316,93)} = 33,49 \text{ } \mu\text{m}$$

De forma similar são obtidos os valores para o álcool nos dois casos e são apresentados na Tabela 4.5.

Os cálculos de projetos dos atomizadores e do MMD foram repetidos variando a relação ar de atomização/combustível e os resultados são apresentados na Figura 4.5.

Tabela 4.5 - Resultados dos projetos de atomizadores de álcool e de diesel

Variáveis	Diesel	Álcool	
		Caso 1	Caso 2
$\dot{m}_c$ [10^{-3} kg/s]	0,9	1,5	0,4
d_a [10^{-3} m]	0,4	0,5	0,4
Ma	1	1	1
T_0 [K]	300	300	300
P_0 [kPa]	300	300	511
v [cSt]	3,707	1,78	1,78
T [K]	250	250	250
P [kPa]	158	158	270
ρ_{at} [kg/m ³]	2,24	2,24	3,765
V_{at} [m/s]	316,93	316,93	316,93
P_{ic} [kPa]	54	62	151
V_{ic} [m/s]	8,53	6,43	14,2
D_m [μ m]	33,49	24,46	20,73

Tabela 4.6 - Medidas dos atomizadores de diesel e de álcool projetados

Medida	Atomizador	
	Diesel Álcool caso 2	Álcool caso 1
$d_a [10^{-3}m]$	0,4	0,5
$d_c [10^{-3}m]$	0,4	0,5
$d_m [10^{-3}m]$	0,6	0,8
$l [10^{-3}m]$	0,3	0,4
$l_m [10^{-3}m]$	3,0	4,0
$l_c [10^{-3}m]$	3,4	3,4
$l_a [10^{-3}m]$	1,2	1,5
$\theta [^\circ]$	52	52

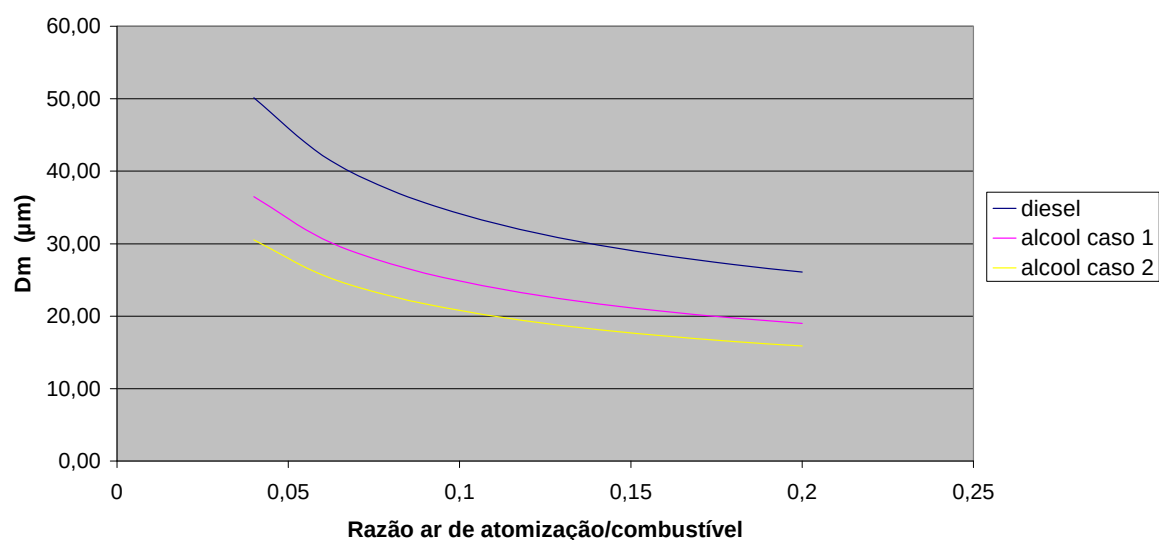


Figura 4.5 - Variação do diâmetro da gota versus a relação ar de atomização/ combustível

Da Figura 4.5, pode-se observar que o diâmetro médio da gota produzido na atomização de álcool é menor em ambos os casos comparativamente ao que é produzido na atomização de diesel. Também pode-se observar que no caso 2 se obtém o menor diâmetro da gota. Os resultados são melhor entendidos analisando a Tabela 4.5.

No caso 1 (atomizador com medidas diferentes que o de diesel), a diminuição se deve exclusivamente ao fato que a viscosidade cinemática do diesel ser maior que a do álcool etílico.

No caso 2 (atomizador com as mesmas medidas que o de diesel), a diminuição também se deve ao fato que o fluxo mássico de combustível aumenta mantendo-se constante a temperatura e o diâmetro do conduto de ar; isto faz com que aumente a pressão e em consequência a massa específica do ar de atomização, o qual, segundo a equação de Wigg, traz como resultado a diminuição do MMD. Neste caso, a temperatura e a pressão do ar se mantêm em valores razoáveis. Também se pode observar que a pressão de injeção de combustível apresenta um valor alto em comparação aos outros casos.

Resumindo, o caso 2 se apresenta como melhor alternativa. Como esse atomizador tem as mesmas medidas que o atomizador do diesel, pode-se concluir que, tomando como base a mesma quantidade de energia liberada, um atomizador de diesel produz um *spray* mais fino funcionando com álcool, desde que se mantenham os valores recomendados do número de Mach e da temperatura de estagnação do ar ($Ma = 1$ e $T_0 = 300K$), e se mude a pressão de estagnação do ar e a de injeção do combustível.

O fato do diâmetro médio da gota de álcool hidratado ser menor que o de óleo diesel favorece a diminuição da formação de material particulado, CO e hidrocarbonetos não queimados. A produção de NO_x é favorecida devido ao fato de se ter um menor diâmetro da gota.

Dos estudos experimentais feitos por Mullinger e Chigier (1974) observa-se que os aumentos da relação de atomização e do fluxo mássico de combustível favorecem a diminuição do MMD. Também se conclui que, para baixas cargas do queimador (pouca quantidade de fluxo mássico de combustível), requer-se uma razão de atomização maior que para altas cargas, se for desejado um valor baixo e constante para o MMD. Sabe-se também que, para a mesma potência térmica liberada, o fluxo mássico do álcool é 69% maior que o do diesel. Portanto, no caso do álcool, será requerida uma menor razão de atomização e, portanto, uma menor quantidade de ar de

atomização. Para o caso específico de cargas muito baixas, esta vantagem do álcool pode tornar viável à sua utilização.

4.5 EVAPORAÇÃO-COMBUSTÃO DE UMA GOTA

Neste item calculam-se o tempo de queima e as taxas de vaporização das gotas de álcool e diesel.

4.5.1 Tempo de queima

O tempo de queima t_d de uma simples gota combustível pode ser calculado pela Equação (3.29). Na equação, pode-se observar que o tempo de queima é proporcional ao quadrado do diâmetro da gota D_0 e inversamente proporcional à constante da taxa de queima. Na Tabela 4.7, apresentam-se dados obtidos teoricamente e experimentalmente para a constante de evaporação de diferentes combustíveis.

Utilizando a Equação (3.29) com os dados da Tabela 4.7 e os valores do diâmetro médio da gota do diesel e do álcool obtidos no item 4.4, é calculado o tempo de queima para o diesel e os casos 1 e 2 de álcool. Os resultados são apresentados na Tabela 4.8, onde se pode observar que existe uma redução considerável no tempo de queima do álcool quando comparado com o diesel. A redução de 8,1% se deve ao maior valor da constante de queima que apresenta o álcool, e o restante a seu menor diâmetro. No caso 1, a redução total é de 72,1%. Neste caso, o álcool está sendo queimado em um outro atomizador projetado para a maior vazão deste combustível; assim, a redução do diâmetro da gota, e conseqüentemente do tempo de queima, deve-se exclusivamente à menor viscosidade do etanol. No caso 2, a redução total do tempo de queima é 80,0 %. Neste caso, o álcool está sendo queimado no mesmo atomizador de diesel, e portanto o menor diâmetro da gota e tempo de queima se devem tanto à viscosidade como aos efeitos da maior vazão de combustível num mesmo diâmetro de conduto.

Tabela 4.7 - Constante de queima para vários combustíveis (ar a 20 °C e 1 atm)

Combustível	K_b (10^{-7} m ² /s)	
Líquido	Teórico	experimental
Benzeno	11,2	9,9
Tolueno	11,1	6,6
O-Xileno	10,4	7,9
Etanol	9,30	8,6
n-Heptano	14,2	9,7
Iso-octano	14,4	9,5
Kerosene	9,70	9,6
Óleo Diesel ($\rho = 0,85$)	8,50	7,9

Fonte: Niessen (2002)

Tabela 4.8 - Tempo de queima das gotas do álcool e do diesel

Caso	Diâmetro (μm)	Tempo de queima da gota ($\times 10^{-5}$ s)	Diferença (%)
Diesel	44,4	249,5	0
álcool caso 1	24,46	69,6	-72,1
álcool caso 2	20,73	50,0	-80,0

NOTA: os cálculos foram feitos para uma razão de atomização 0,1 e vazões mássicas de diesel e álcool de $0,9 \times 10^{-3}$ kg/s e $1,5 \times 10^{-3}$ kg/s, respectivamente.

4.5.2 Taxa de vaporização da gota

Nesta parte, é comparada a taxa de vaporização da gota de diesel e de álcool nos dois casos. É importante observar que mesmo que um *spray* de combustível queime como uma nuvem, o comportamento de uma simples gota ainda tem influência no comportamento global do grupo de gotas. Por exemplo, o tempo de queima de uma nuvem de gotas é proporcional ao tempo de queima de uma simples gota que conforma a nuvem (CORREA; SICHEL, 1982).

A taxa de vaporização da gota $\dot{m}_d$ é calculada com a Equação (3.30), na qual a massa específica ρ_l do diesel e do álcool são obtidas das Tabelas 2.2 e 2.5. Os valores de K_b da Tabela 4.7 e o diâmetro médio das gotas desses combustíveis são obtidos do item 4.4. Os resultados são apresentados na Tabela 4.9. Nela pode-se observar que em ambos os casos a taxa de vaporização da gota de álcool é significativamente menor que a taxa de vaporização da gota de diesel, sendo de 41,5 % para o caso 1 e de 50,4% para o caso 2. É importante apontar dois fatos. Primeiro, a gota de álcool, mesmo com uma taxa de vaporização menor, evapora mais rapidamente devido ao seu menor diâmetro. A taxa de evaporação do total de gotas de álcool não necessariamente é menor que o correspondente de diesel, pelo contrário, espera-se que aumente dado o número maior de gotas de álcool. Isso se deve ao fato de que os diâmetros das gotas deste combustível são menores e também porque sua vazão é superior à do diesel em 69%. Por exemplo, no caso 1 o número de gotas de álcool é 10,2 vezes o número de gotas de diesel e no segundo caso 16,8 vezes.

Tabela 4.9 - Taxa de vaporização das gotas de álcool e do diesel

Caso	Diâmetro (μm)	Taxa de vaporização ($\times 10^{-7}$ kg/s)	Diferença (%)
Diesel	44,4	0,229	0
álcool caso 1	24,46	0,134	-41,5
álcool caso 2	20,73	0,113	-50,4

4.6 EVAPORAÇÃO-COMBUSTÃO DA NUVEM DE GOTA

Do item 3.9.2, observa-se claramente as características diferentes que apresentam as chamas que queimam como gota e como grupo. Segundo Suzuki e Chiu (1971), os líquidos podem queimar como chamas de gotas e de grupo. *Sprays* diluídos de combustíveis não voláteis e de gotas líquidas grandes permitem o ingresso suficiente de oxigênio na região central do *spray* para que a mistura reagente encontre-se entre os limites de inflamabilidade, formando assim chamas em torno de uma única gota. Dada a ampla variação de tamanhos, direção e velocidades das gotas, o *spray* com este tipo

de queima apresenta irregularidade na mistura reagente, aparecendo zonas ricas e outras pobres em combustível. Nas zonas ricas, formam-se a fuligem e o material particulado, o que dá à chama sua característica cor amarela. Essas zonas também são favoráveis para a formação de ciano-compostos que reagem para formar o NO através do mecanismo imediato (Williams, 1990).

Na combustão de grupo, o *spray* queima formando chamas ao redor de nuvens de gotas. Em chamas de *sprays* densos, combustíveis voláteis, e diâmetros pequenos das gotas, a quantidade de vapor de combustível pode ser tão alta que impede o ingresso de oxigênio necessário para formar uma mistura inflamável na região central do *spray*; sendo assim, a chama se forma na região periférica onde há quantidade suficiente de oxigênio. Essas chamas são homogêneas, similares às chamas gasosas pré-misturadas, portanto não formam fuligem nem material particulado e tem uma cor característica azul. Devido à queima deste combustível não formar partículas sólidas, sua chama é pouco radiante (transfere calor basicamente por convecção), o que pode originar o aumento de temperatura da chama e a formação do NO_x pelo mecanismo térmico.

Dada a alta volatilidade do AEHC, sua boa atomização e maior densidade do seu *spray* (precisa maior quantidade de combustível pelo seu baixo poder calorífico), é de se esperar que queime como grupo. Os trabalhos experimentais de Machiroutu (2001) e de Lenço (2004) confirmam essa hipótese. Eles observaram nos seus trabalhos que a chama de álcool é uma chama azul sem a presença de fuligem e com baixa intensidade da radiação. Machiroutu (2001) caracterizou a chama de etanol como uma combustão interna de grupo.

É sabido que o óleo diesel tem baixa volatilidade, gotas maiores e um *spray* mais diluído. Espera-se, então, que tenha uma maior tendência a queimar como gota. Aizawa, Kosaka e Matsui (1996), Kadota et al. (1998) e Kosaka, Aizawa e Matsui (2001) investigaram os processos de formação de fuligem em chamas de diesel, com *sprays* produzidos em atomizadores de pressão. Eles encontraram quantidades consideráveis de fuligem na queima desse combustível, o que é uma indicação de uma combustão tipo gota.

4.7 ESTABILIZAÇÃO DA CHAMA

Nesta etapa, far-se-á uma comparação da estabilização das chama dos combustíveis em estudo. Será tomado como variável de comparação o número de *swirler* S' , dado que na realização dos experimentos utilizar-se-á um retentor tipo *swirler* axial com pás de ângulo variável. Os cálculos são feitos com referência à Figura 3.3 e com as Equações (3.16) a (3.25) da metodologia de cálculo de um retentor de chama do tipo acima citado. Far-se-á uma única modificação nesta metodologia. Na Equação (3.18) para a obtenção das componentes axiais dos fluxos da quantidade de movimento linear dos escoamentos primário e secundário $\mathbf{Mr}$, considerou-se que o combustível ocupava toda a área da seção transversal da câmara de mistura do bico atomizador, fato que não é totalmente certo. Na realidade, o que acontece é que o ar de atomização escoia pela parte central da câmara de mistura e o combustível líquido forma um filme muito fino na região anular externa. Realizando-se a primeira consideração a velocidade do líquido na saída do bico é bem menor que no segundo caso (caso real). Por esse motivo, o cálculo do $\mathbf{Mr}$ foi modificado, calculando-se da seguinte maneira.

$$\mathbf{Mr} = \frac{\mathbf{QM}_c}{\mathbf{QM}_a} \quad (4.21)$$

Sendo:

$$\mathbf{QM}_a = \frac{\dot{m}_a^2}{\rho_a \cdot \pi (R_3^2 - R_h^2)} \quad (4.22)$$

$$\mathbf{QM}_c = \dot{m}_c \cdot V_{fc} \quad (4.23)$$

Nas quais:

$\mathbf{QM}_c$: Taxa de variação da quantidade de movimento linear do combustível [N]

QM_a : Taxa de variação da quantidade de movimento linear do ar de combustão [N]

V_{fc} : Velocidade do filme de combustível na saída do atomizador [m/s]

Segundo Couto et al. (1999), a velocidade do filme de combustível na saída de um atomizador Y-jet pode ser calculada com a fórmula:

$$V_{fc} = \sqrt{\frac{2 \cdot C_{dat} \cdot \Delta P_m}{\rho_c}} \quad (4.24)$$

Sendo:

$$C_{dat} = 0,827 - 0,008 \left(\frac{l_m}{d_m} \right) \quad (4.25)$$

$$\Delta P_m = P_m - P_{atmosf} \quad (4.26)$$

C_{dat} : Coeficiente de descarga do atomizador

ΔP_m : Diferencia de pressão na câmara de mistura [Pa]

P_m : Pressão na câmara de mistura [Pa]

P_{at} : Pressão atmosférica [Pa]

A pressão na câmara de mistura pode ser obtida com a equação dada por Pacifico (2000), a qual é apresentada abaixo.

$$P_m = \left\{ 0,169 + 0,81 \cdot \exp \left[-0,675 \left(\frac{l_m}{d_m} \right)^{-0,38} \left(\frac{d_m}{d_a} \right)^4 \theta^{-0,22} \cdot R_{at}^{0,87} \right] \right\} P_{a0} \quad (4.27)$$

Sendo:

R_{at} : Razão de atomização

θ : Ângulo do canal de alimentação de combustível [°]

P_{a0} : Pressão de estagnação do ar de atomização [Pa]

A Equação (4.27) foi obtida para os seguintes intervalos de trabalho

$$0 \leq R_{at} \leq 1; \quad 3,5 \leq l_m/d_m \leq 10; \quad 1,67 \leq d_m/d_a \leq 2; \quad 45^\circ \leq \theta \leq 70^\circ$$

Para os cálculos considera-se o mesmo ancorador utilizado na realização dos experimentos. Ele tem as seguintes medidas: $R_s = 157$ mm, $R_3 = 157$ mm, $R_H = 42$ mm, $R_1 = 0,5$ mm, $Z = 8$ pás, $T = 1,5$ mm, e $\alpha = 60^\circ$. As condições de escoamento e os resultados são apresentadas na Tabela 4.10. Nela se pode observar que na queima de ambos combustíveis com o mesmo coeficiente de excesso de ar “b”, o número de *swirl* do diesel é maior que o valor correspondente ao álcool. Isso pode ser explicado da seguinte maneira: o valor de Mr depende do quociente entre as vazões mássicas de combustível e ar, $\dot{m}_c/\dot{m}_a$, o qual é função do excesso de ar e a razão ar/combustível. Como a razão ar/combustível do álcool é 69% da razão ar/combustível do diesel, o Mr do álcool termina sendo aproximadamente 2,5 vezes menor que a do diesel. Isso faz com que o número de *swirl* de álcool seja menor na faixa de 45 a 41%. O número de *swirl* do álcool pode ser aumentado para igualar o valor correspondente do diesel, incrementando-se o excesso de ar ou modificando-se a geometria do *swirler*, isto é, aumentando o ângulo de inclinação das pás, aumentando o raio R_H ou diminuindo o raio R_3 . Quando o *swirler* tem pás móveis, é preferível fazer a regulagem variando o ângulo de inclinação das pás, dado que não se alteram os outros parâmetros que influenciam no resultado da combustão.

Na Tabela 4.10 também pode ser observado que, conforme o excesso de ar aumenta, a diferença entre o número de *swirl* de álcool e de diesel diminui.

Tabela 4.10 - Comparação da estabilização das chamas de álcool e do diesel

Óleo diesel				Álcool Hidratado				S' (%) (alc-diel)/die
$\dot{m}_c$ [10 ⁻³ kg/s]	b	Mr	S'	$\dot{m}_c$ [10 ⁻³ kg/s]	b	Mr	S'	
0,5	1,19	1,15	1,78	0,852	1,19	2,93	0,97	-45,51
0,5	1,24	1,06	1,86	0,852	1,24	2,70	1,04	-44,09
0,5	1,29	0,98	1,94	0,852	1,29	2,49	1,10	-43,30
0,5	1,34	0,90	2,01	0,852	1,34	2,30	1,16	-42,29
0,5	1,39	0,84	2,08	0,852	1,39	2,14	1,22	-41,35

NOTA: b = Coeficiente de excesso de ar

4.8 POLUIÇÃO

O álcool etílico hidratado se apresenta como um interessante combustível alternativo ao óleo diesel para reduzir as emissões de poluentes. Isso porque o etanol contém oxigênio na sua molécula, é um combustível extremamente volátil, que queima como grupo e porque o AEH contém água na sua composição (7% em massa). Essas características são geralmente favoráveis para uma boa combustão. Nesse sentido, muitos trabalhos de pesquisa estão investigando os efeitos na formação de poluentes, pela adição de etanol, água ou ambos na queima de diesel.

Tem sido amplamente mostrado que quando é adicionado o etanol ao diesel, o principal benefício é a redução de fuligem e material particulado, seguido pela diminuição de CO. No caso dos óxidos de nitrogênio, alguns pesquisadores reportam uma diminuição na formação desse poluente com essa adição; no entanto, outros reportam seu aumento. Ajav, Singh e Bhattacharya (1999) mostraram que como a porcentagem de etanol na mistura com diesel é incrementada, a temperatura de saída de gases e as emissões de CO e NO_x foram reduzidas. Suppes (2000) analisou os resultados experimentais de diferentes autores concluindo que se pode falar efetivamente de uma redução do material particulado quando se adiciona etanol ao diesel. Mas não se pode concluir o mesmo para o NO_x, dado que uns pesquisadores reportaram aumento de sua emissão e outros sua diminuição. Xing-cai et al. (2004) mostraram uma redução de material particulado e NO_x utilizando misturas

diesel/etanol. A redução destes particulados também é destacada na revisão bibliográfica feita por Hansen, Zhang e Lyne (2005).

Por sua parte, é comprovado que a adição de água ao óleo diesel contribui para a redução das emissões do NO_x , material particulado e CO. Williams (1990) mostrou que a formação de material particulado num *spray* pode ser minimizada pela adição de pequenas quantidades de água (5 a 15% em massa) ao combustível na forma de uma emulsão. Kadota et al. (1998) observaram que a intensidade dos picos de formação de fuligem formados nos *sprays* de óleo diesel diminui com a adição de metanol, etanol (anidro) ou água. Segundo Lenço (2004), uma técnica usada para controlar a emissão de NO_x é a injeção de 5 a 10 % de água na forma líquida ou de vapor, na zona de combustão da câmara. Isso contribui para a redução da temperatura de combustão e, dessa maneira, do NO_x térmico. Ling e Pan (2001) encontraram redução na emissão de CO e NO_x em motores marinhos a diesel utilizando emulsões água/diesel (A/D). Ling e Wang (2004) mostraram que as emissões desses poluentes diminuem ainda mais quando são utilizadas emulsões trifásicas A/D/A ou D/A/D.

Com respeito ao CO_2 deve-se ter em conta que o carbono presente no etanol foi retirado da atmosfera (na forma CO_2) pela cana de açúcar durante sua etapa de crescimento. Portanto, do balanço geral da matriz energética do álcool, este combustível não adiciona CO_2 na atmosfera. Se substituir diesel, ou outro combustível derivado de petróleo por álcool, o ganho em diminuição da emissão de CO_2 será igual ao total produzido pelo combustível substituído.

No item 4.2.1.1.3 e 4.2.1.2.3 foram analisados os valores das emissões de SO_2 pela combustão de óleo diesel e etanol combustível. Foi observado que a quantidade emitida desse poluente pelo AEHC é quase desprezível, 0,128 g/GJ. Pela sua parte o diesel emite em média 104 g/GJ, uma quantidade não desprezível, mas menor que 478 g/GJ, limites máximo permitidos pelo CONAMA em unidade de combustão com potência menor ou igual a 70 MW e estabelecidos em áreas a serem preservadas atmosféricamente.

É conhecido que o óleo diesel é um combustível leve, mas não volátil; portanto, é de pouca importância o estudo dos efeitos dos vapores desse combustível na atmosfera. Já o álcool etílico, pelo contrário, é um combustível altamente volátil. Em

consequência disso, deve-se dar atenção aos efeitos do seu vapor tanto nas pessoas como no meio ambiente.

Farmacologicamente o etanol é um líquido hipnótico (produz sono). Em um ambiente bem ventilado, é pequena a probabilidade de intoxicação por inalação e quase improvável o envenenamento (SAX, 1975). Mas é importante saber a partir de quais valores a presença deste combustível pode causar danos para a saúde. Segundo Pereira e Andrade (1997), uma pessoa de 75 kg precisa ingerir de 75 a 80 g de etanol para se intoxicar, de 150 a 200 g para sofrer entorpecimento e de 250 a 500 g para morrer. Na atmosfera, em concentrações de 350 ppm, o vapor de álcool é detectado pelo seu odor. Para uma exposição temporal média de 8 horas, foi determinado como valor limite tolerável 1000 ppm, sendo que exposições a concentrações de 5000 a 10000 ppm provocam irritação dos olhos e da membranas e mucosas do trato respiratório superior. Quando estas concentrações são mantidas por uma hora ou mais podem causar entorpecimento e perda dos sentidos. Na Tabela 4.11 são apresentados os efeitos das exposições numa ampla faixa de concentrações.

Tabela 4.11 - Efeito do vapor de etanol nas pessoas

Concentração (mg /l de ar)	Efeito
10 – 20	Tosse e corrimento passageiro dos olhos e nariz, desaparecendo após 5 a 10 min.
30	Lacrimejamento contínuo e tosse acentuada. Tolerável com desconforto.
40	Tolerável somente por curtos períodos de tempo.
> 40	Não mais tolerável. Causa asfixia, mesmo por curtos períodos

Fonte: Pereira e Andrade (1997)

4.9 CORROSÃO

O óleo diesel não é corrosivo, portanto, não apresenta o problema de ataque sobre materiais. No entanto, o etanol é uma substância corrosiva, devido à sua percentagem de acidez, conteúdo de água e impurezas. Brink et al. (1986) dividiram a corrosão do etanol em três categorias: corrosão geral, corrosão seca e corrosão úmida. A corrosão geral é causada por impurezas iônicas, principalmente ácido acético, íons de cloreto e sulfato. A corrosão seca é atribuída à polaridade da molécula de etanol. De la Harpe (1988) reportou a corrosão seca de magnésio, chumbo e alumínio. A corrosão úmida é devida à presença de água, a qual oxida a maioria dos metais.

O álcool etílico também ataca a borracha, tendo sido reportado dano de elementos dos queimadores tais como selos e *o-rings*, os quais são feitos desse material. Para reduzir a ação corrosiva do álcool, podem se adotar as seguintes medidas: adição de aditivos inibidores e substituição de materiais por outros mais nobres que não sejam atacados pelo álcool. No caso do aço, podem ser utilizadas ligas especiais ou serem feitos tratamentos superficiais como estanhatura, cadmiadura e bicromatizado. Qualquer destas soluções apresenta o inconveniente de aumentar os custos finais do etanol (PENIDO FILHO, 1981). Segundo o IBP (1987), o problema da corrosão do álcool está sob controle porque têm sido desenvolvidos novos materiais, mais adequados para a utilização deste combustível na indústria automobilística. Além disso, eles se encontram comercialmente disponíveis no mercado. Nos tanques de armazenamento de álcool são utilizadas chapas de aço estanhado com revestimento intermediário de cobre. As tubulações e os bicos são feitos de plástico injetado.

5 COMPARAÇÃO EXPERIMENTAL

Neste capítulo será feita uma comparação experimental entre a queima de diesel e álcool etílico hidratado em uma câmara de combustão. Serão comparadas principalmente as emissões dos poluentes, o desempenho da câmara e as temperaturas das chamas e dos gases de combustão. Este capítulo é dividido em sete partes:

- Descrição de equipamentos;
- Caracterização dos combustíveis;
- Calibração de instrumentos;
- Organização dos experimentos;
- Cálculos preliminares;
- Execução dos experimentos;
- Tratamento e discussão dos resultados experimentais.

5.1 DESCRIÇÃO DE EQUIPAMENTOS

A parte experimental da presente tese de doutorado foi realizada nas instalações do Laboratório Associado de Combustão e Propulsão (LCP), do Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais (INPE), em Cachoeira Paulista, SP. Foi utilizada principalmente a bancada experimental montada para o desenvolvimento da dissertação de mestrado de Ferreira (2001). Foi preciso realizar nela algumas modificações para adequá-la aos ensaios desta tese. Na Figura 5.1 se observa um diagrama esquemático da bancada experimental, da qual constam os seguintes equipamentos:

- Câmara de combustão;
- Linha de suprimento de combustível;
- Linha de suprimento de ar de combustão;
- Linha de suprimento de ar de atomização;
- Linha de suprimento de água de refrigeração;

- Analisador de gases;
- Sistema de aquisição de dados.

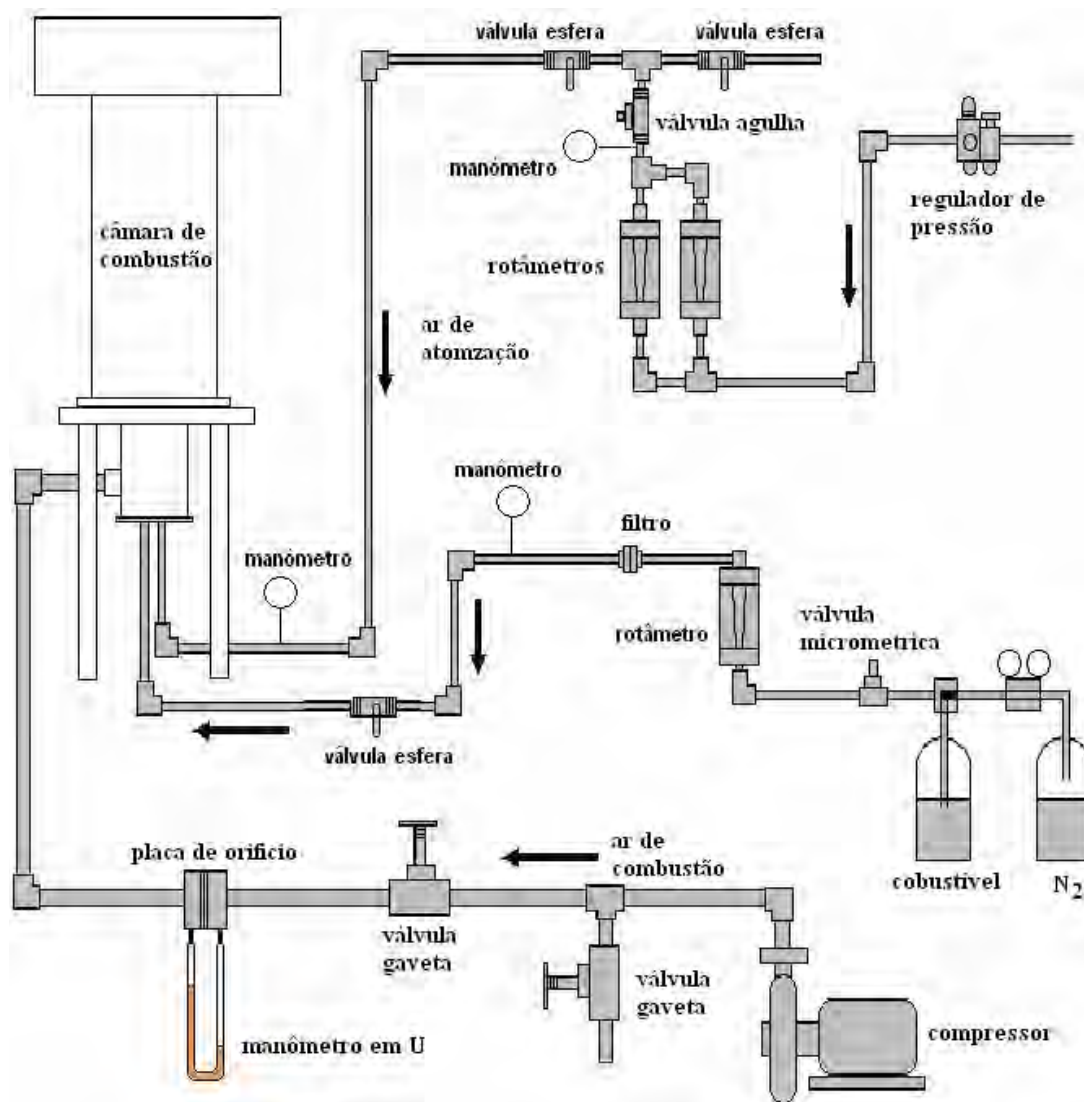


Figura 5.1- Diagrama esquemático da bancada experimental

5.1.1 Câmara de combustão

Na Figura 5.2 se observa uma foto da câmara de combustão e na Figura 5.3 se observam seus detalhes de projeto. A câmara de combustão foi construída em chapas de aço carbono e consta de três partes: a câmara principal, a de desacoplamento e o queimador. A câmara principal, onde se produz a queima, apresenta paredes frias, isto

é, as paredes são refrigeradas com água. Ela tem forma cilíndrica e mede 2000 mm de altura e 250 mm de diâmetro, e por sua vez está subdividida em três módulos. Nesta câmara encontram-se instalados 9 termopares chromel-alumel tipo K, 4 para registrar as temperaturas de entrada e saída de água de refrigeração e 5 para medir a temperatura da chama e/ou da câmara de combustão. No primeiro módulo também encontra-se instalado um visor para a inspeção visual da chama.



Figura 5.2- Foto da câmara de combustão

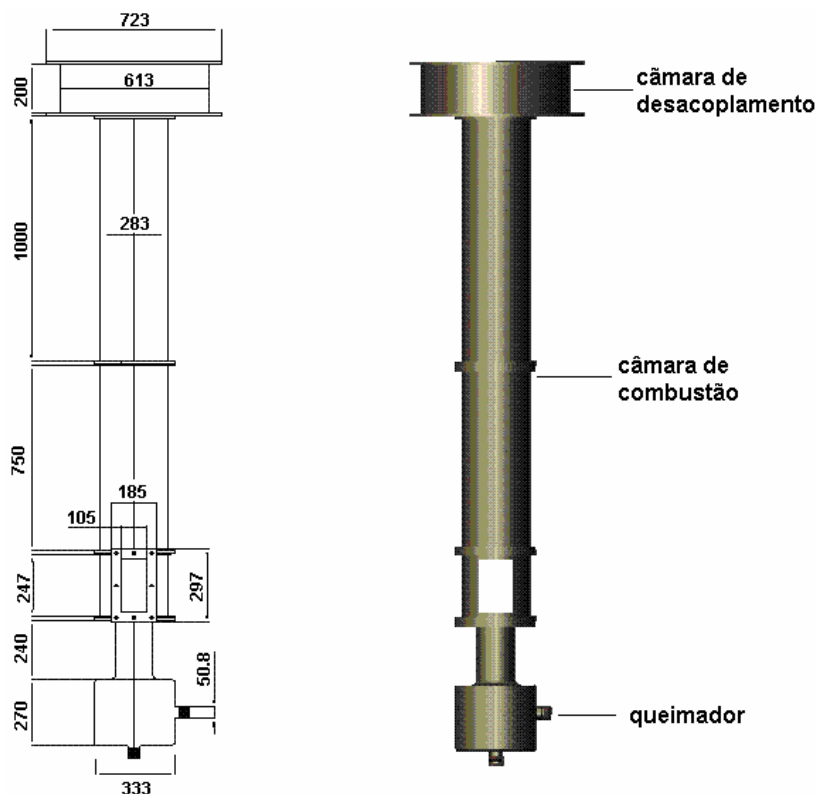


Figura 5.3- Detalhes da câmara de combustão e disposição dos termopares

A câmara de desacoplamento superior permite simular a saída como sendo livre à atmosfera. Ela encontra-se na parte superior da câmara principal e mede 250 mm de altura e 600 mm de diâmetro. Na saída da câmara de desacoplamento encontra-se instalada a sonda dos gases de combustão, a qual tem uma entrada e uma saída de água para a sua refrigeração para evitar que as reações químicas continuem se desenvolvendo na linha de amostragem, o que induziria erros nas leituras.

O queimador está acoplado na parte inferior da câmara principal. Nas Figuras 5.4 e 5.5 observa-se cada uma de suas partes: a lança com o bico atomizador e o ancorador de chama.

O bico atomizador é do tipo Y-Jet e utiliza ar comprimido para a atomização. Ele foi projetado seguindo a metodologia apresentada por Lacava (2000) e descrito no item 4.4.1. Os dados de projeto são: razão de atomização de 0,1; pressão e temperatura de estagnação do ar de 300 kPa e 300 K, respectivamente. Para se produzir a mesma potência (37,4 kW) com a queima de diesel e de álcool, dois atomizadores foram projetados, um para cada combustível. Assim, a vazão de projeto para o atomizador de

álcool foi de 1,5 g/s e para o do diesel 0,888 g/s. As medidas de ambos atomizadores são apresentadas nas Figuras 5.6 e 5.7.

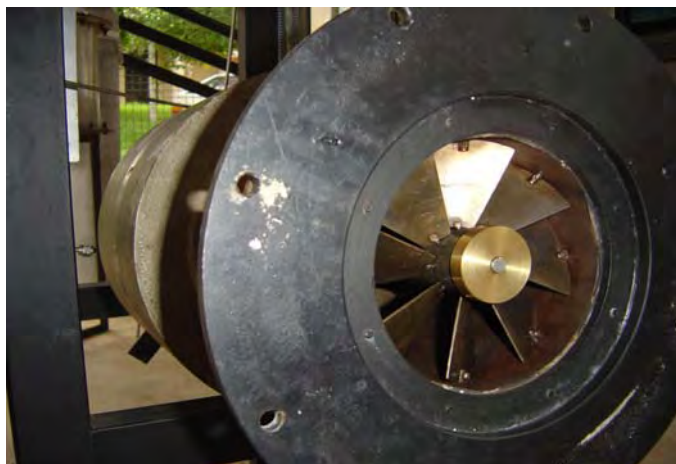


Figura 5.4- Queimador de combustível com swirler de pás variáveis



Figura 5.5- Lança com atomizador Y-Jet

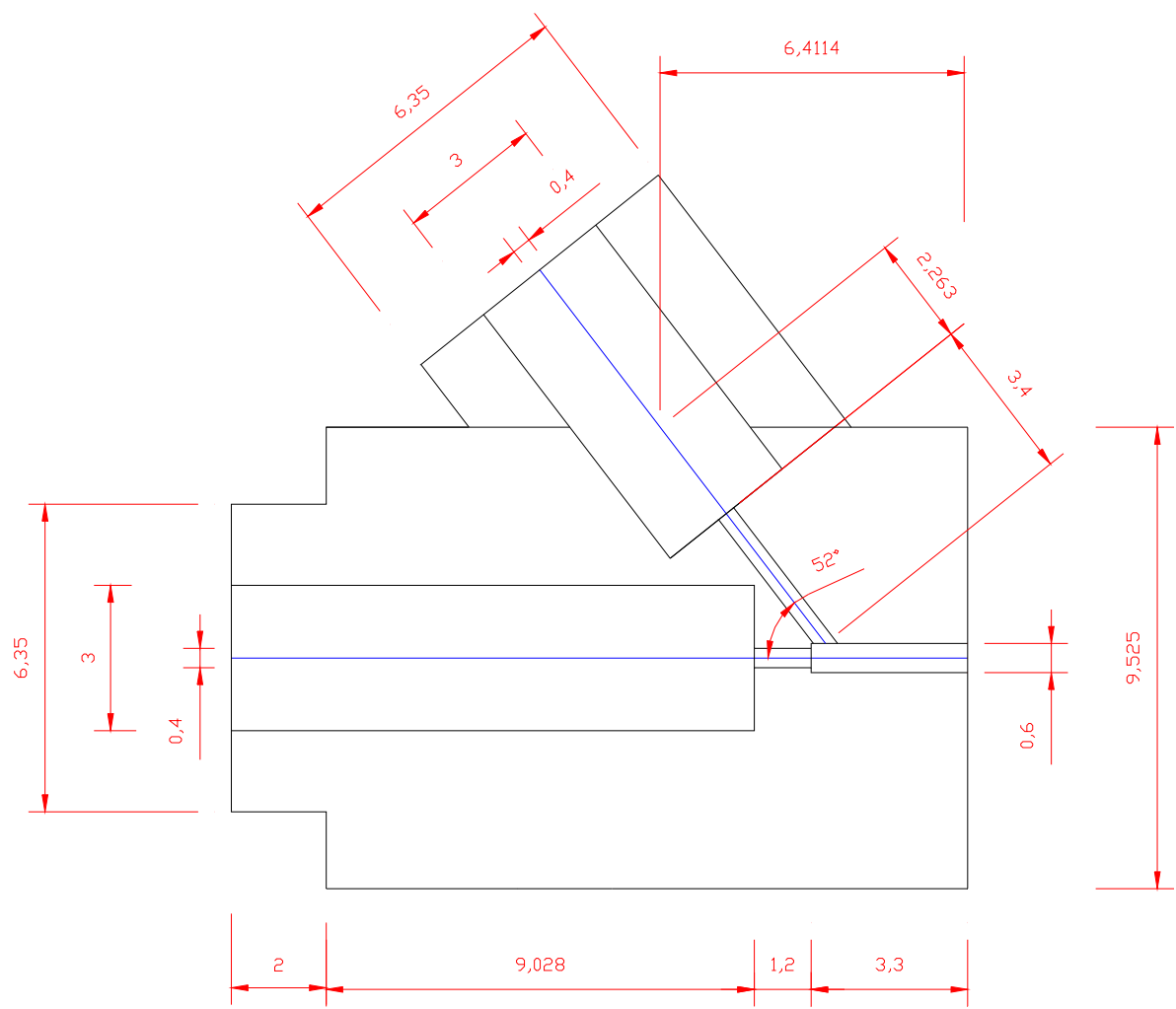


Figura 5.6- Medidas do atomizador para o diesel

no sentido adequado às operações de preenchimento e esvaziamento da garrafa ou alimentação à câmara de combustão.

A medida da vazão de combustível foi feita por meio de um rotâmetro marca Applitech, com vazão máxima de $1,89 \text{ cm}^3/\text{s}$. Uma válvula agulha na tubulação, permite fazer a regulação da vazão desejada.

Este sistema contém um termopar chromel-alumel tipo K que mede a temperatura do combustível que está passando na linha e cujo sinal de saída é registrado no sistema de aquisição de dados, que tem instalado o programa Lab View. Nele, com a temperatura como dado de entrada e com as equações de variação da massa específica do combustível em função da temperatura e a equação de calibração do rotâmetro, os quais serão apresentados nos itens 5.2 e 5.3, determina-se a marcação exata da escala do rotâmetro correspondente à vazão de combustível queimado.

O sistema também tem um filtro para evitar o entupimento do injetor com as partículas contidas no combustível, uma válvula de abre-fecha, para começar ou interromper a alimentação de combustível e, finalmente, na entrada do atomizador, um manômetro Bourdon de 0 a 700 kPa que mede a pressão de injeção do combustível.

5.1.3 Linha de suprimento de ar de combustão

Este sistema também é mostrado na Figura 5.1. A linha é alimentada por dois compressores radiais marca IBRAM, modelo CR-8, instalados em paralelo, que suprem ao sistema uma vazão de 70 g/s de ar. O sistema também consta de uma válvula gaveta que serve para descarregar parte do ar para a atmosfera e assim poder controlar a vazão de ar entregue ao queimador. A vazão na linha é medida através de um medidor de placas de orifício, o qual se encontra conectado a um manômetro diferencial de vidro em U, de 0 a 1500 mmca. As tomadas de pressão são do tipo de canto, isto é, encontram-se aos lados da placa de orifício. A faixa de vazão medida com este instrumento depende da pressão diferencial e da relação entre os diâmetros da tubulação e da placa. O diâmetro do tubo é de 35mm, sendo utilizada uma placa de 19,96 mm de diâmetro, que permite operar nas vazões necessárias neste trabalho.

5.1.4 Linha de suprimento de ar de atomização

A linha de ar de atomização também foi apresentada na Figura 5.1. O sistema é constituído por um compressor de pistões marca Schutlz, que proporciona ar comprimido com uma pressão de 690 kPa. Essa linha também consta de um controlador de pressão, que tem a função de regular a pressão de operação. O valor máximo atingido na escala deste aparelho é 400 kPa manométricos. O recomendável é trabalhar até 75% do valor máximo, com o que a pressão de operação dos experimentos ficou limitada a ser menor o igual que 300 kPa manométricos.

A vazão de ar de atomização é medida por dois rotâmetros. O primeiro, da marca Dwyer, tem uma faixa de vazão de 0 a 1 l/min, e o segundo, da marca Omel, com uma faixa de vazão de 0 a 2,5 l/min. Ambos rotâmetros foram calibrados nas condições normais (pressão de 1 atmosfera e temperatura de 0 °C). Na saída deles encontram-se instalados um manômetro de pressão e um termopar tipo K que medem a pressão e temperatura do ar que passa pelo medidor de vazão. Após esses medidores está instalada uma válvula agulha que permite a regulação da vazão de ar.

Finalmente, na entrada do atomizador encontram-se instalados um manômetro e um termopar que medem a pressão e a temperatura de estagnação do ar.

5.1.5 Linha de suprimento de água de refrigeração

A água de refrigeração das paredes da câmara de combustão é proporcionada por uma bomba KSB cuja vazão varia de 5 a 55 l/min e cuja altura manométrica de 5 a 65m. Ela é acionada por um motor trifásico de 0,75 kW. A vazão de água nesta linha é medida por um rotâmetro marca Dwyer de 0 a 3,5 GPM.

5.1.6 Analisadores de gases

Os gases, coletados na sonda instalada na parte superior da câmara de combustão, passam a um sistema de análise de gases, o qual é constituído por três painéis. No primeiro painel os gases fluem através de um banho de gelo para

condensar o vapor de água, fluindo através de um sistema de filtros que permite retirar a água e as partículas sólidas, as quais interferem com a boa leitura da composição dos gases analisados. No segundo painel, encontram-se os medidores de UHC e NO_x . O primeiro medidor trabalha na faixa de 0 a 100 ppm e o segundo de 0 a 10.000 ppm. No terceiro painel, estão instalados os medidores de CO , CO_2 e O_2 . A escala de CO varia de 0 a 5%, a de CO_2 de 0 a 18% e a de O_2 de 0 a 100%. Os painéis dos analisadores podem ser visualizados na Figura 5.8.



Figura 5.8- Sistema de análises de gases

5.1.7 Sistema de aquisição de dados

Os sinais dos analisadores de gases, dos termopares da câmara de combustão e das linhas de combustível e de ar de atomização são arquivados em um sistema de coleta de dados que é composto por um microcomputador AMD Athlon XP 2200, 1,81 GHz e 512 Mb de memória RAM. Nele se encontra instalado o programa Lab

View com o qual se fez o monitoramento dos experimentos. Em casos de falhas, um segundo computador entra em operação para substituir ao primeiro.

5.2 CARACTERIZAÇÃO DOS COMBUSTÍVEIS

Durante a realização dos experimentos foi necessário conhecer a vazão mássica dos combustíveis; isso implica em medir sua vazão volumétrica e conhecer sua massa específica. A massa específica do óleo diesel varia com a temperatura, sendo que a do álcool hidratado varia com o teor alcoólico e a temperatura. Em vista disso foi necessário construir as curvas de comportamento da massa específica de ambos os combustíveis.

5.2.1 Caracterização do etanol

A determinação da variação da massa específica do etanol com a temperatura é realizada obtendo-se o teor alcoólico médio (grau INPM) desse combustível. Para isso, foi preenchida uma proveta com álcool até atingir a marca de 500 ml. Em seguida, foi medida a sua densidade e sua temperatura com um densímetro e um termômetro de mercúrio, respectivamente. Com esses valores e com ajuda das tabelas do título do álcool hidratado em função da densidade e da temperatura, apresentadas no anexo A, foi obtido o teor alcoólico do etanol. Esse processo foi repetido para 14 diferentes amostras, obtendo-se como resultado que o teor alcoólico médio é 92,8 graus INPM e o desvio padrão 0,084, o que corresponde a um coeficiente de variação de 0,09%.

Posteriormente, com ajuda das tabelas do anexo A, foi construída a curva de variação densidade do álcool hidratado versus temperatura, para o valor do teor alcoólico, médio (Figura 5.9).

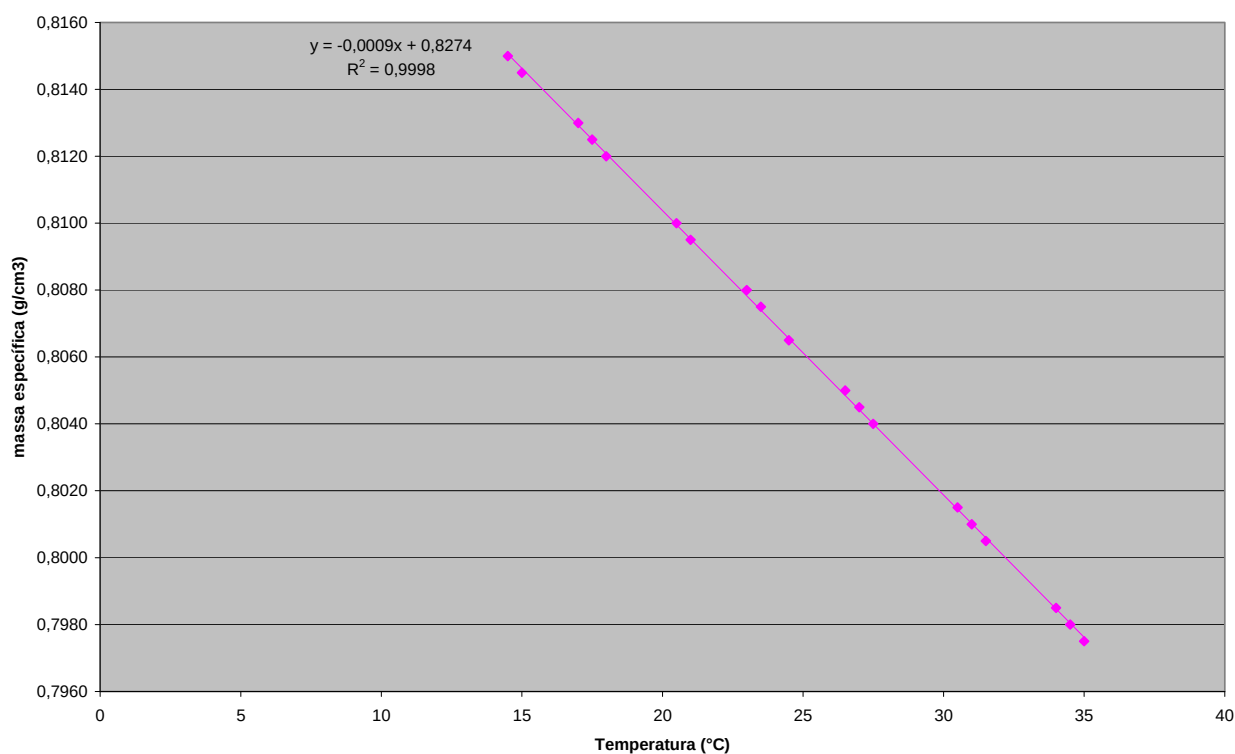


Figura 5.9- Variação da massa específica em função da temperatura do álcool etílico hidratado com teor alcoólico de 92,8 INPM.

Finalmente, na Figura 5.9 se observa a equação de variação da massa específica com a temperatura para o teor alcoólico médio.

$$\rho = -0,0009.T + 0,8274 \quad (5.1)$$

sendo:

ρ : Massa específica do álcool [g/cm³]

T : Temperatura do álcool [°C]

5.2.2 Caracterização do diesel

A massa específica do diesel determina-se preenchendo uma proveta até atingir a marca de 500 ml. Em seguida é medida a sua temperatura e sua densidade com um

termômetro de mercúrio de 0 a 150 °C e um densímetro de 0,800 a 0,850, respectivamente. O processo é repetido várias vezes e os resultados são plotados numa curva massa específica versus temperatura. Essa curva é mostrada na Figura 5.10

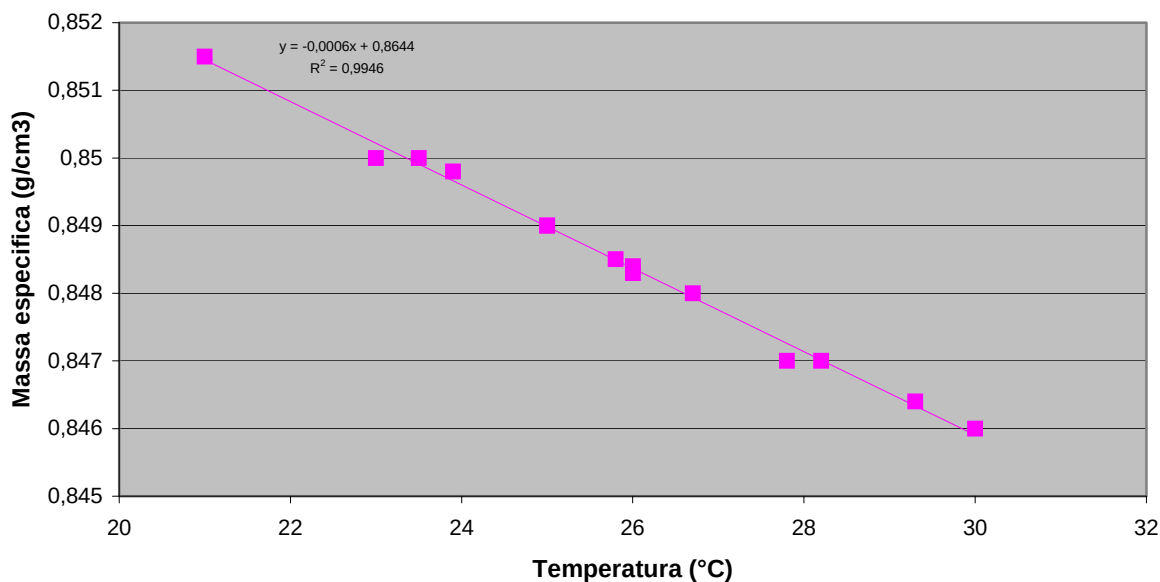


Figura 5.10- Variação da massa específica do óleo diesel em função da temperatura

Na Figura 5.10 se observa a equação de variação da massa específica com a temperatura do óleo diesel, a qual é dada pela relação:

$$\rho = -0,0006.T + 0,8644 \quad (5.2)$$

5.3 CALIBRAÇÃO DE INSTRUMENTOS

5.3.1 Calibração do rotâmetro de combustível

A leitura da vazão indicada por um rotâmetro depende do particular fluido medido e da sua massa específica. Assim, os fabricantes de rotâmetros geralmente calibram esses medidores para fluidos e condições padrões. Para utilização com líquidos, os rotâmetros são calibrados com água à temperatura de 21 °C. Por tal

motivo, foi preciso calibrá-los novamente com os combustíveis de interesse desta pesquisa (diesel e álcool). Para essas calibrações foram utilizadas uma proveta de 2000 ml, uma balança de 0 a 50 kg com uma precisão de 0,001 g e um cronômetro com uma precisão de 0,01 s. Para cada posição da válvula de regulação foi registrada a marcação da escala do rotâmetro e medidos a temperatura do combustível, a massa de um volume aproximado de 2000 ml desse líquido e o tempo necessário para preencher tal volume. A vazão mássica foi obtida dividindo a massa medida de combustível pelo tempo gasto.

Cabe observar que as calibrações relativas ao álcool e também ao diesel foram realizadas em dias em que a temperatura ambiente se mantinha muito estável, a fim de manter constante a massa específica desses combustíveis. Os valores da vazão mássica medida a uma temperatura diferente do valor médio registrado foram corrigidos com a equação de correção proporcionada pelo fabricante.

$$\dot{m}_{re} = \dot{m}_{cal} \sqrt{\frac{\rho_{re}(\rho_f - \rho_{re})}{\rho_{cal}(\rho_f - \rho_{cal})}} \quad (5.3)$$

sendo:

$\dot{m}_{re}$: Vazão mássica real [g/s]

$\dot{m}_{cal}$: Vazão mássica de calibração [g/s]

ρ_{re} : Massa específica à temperatura real [g/cm³]

ρ_{cal} : Massa específica à temperatura de calibração [g/cm³]

ρ_f : Massa específica do flutuador 7,92 [g/cm³]

Para o caso do álcool, a calibração foi feita para uma temperatura média de 23 °C. Os valores das massas específicas ρ_{re} e ρ_{cal} foram calculados com a equação de variação da massa específica em função da temperatura para o teor alcoólico médio, fornecido pela Equação 5.1. Com todos os dados corrigidos para a temperatura média

foi construído o gráfico de calibração do rotâmetro funcionando com álcool, a qual se apresenta na Figura 5.11.

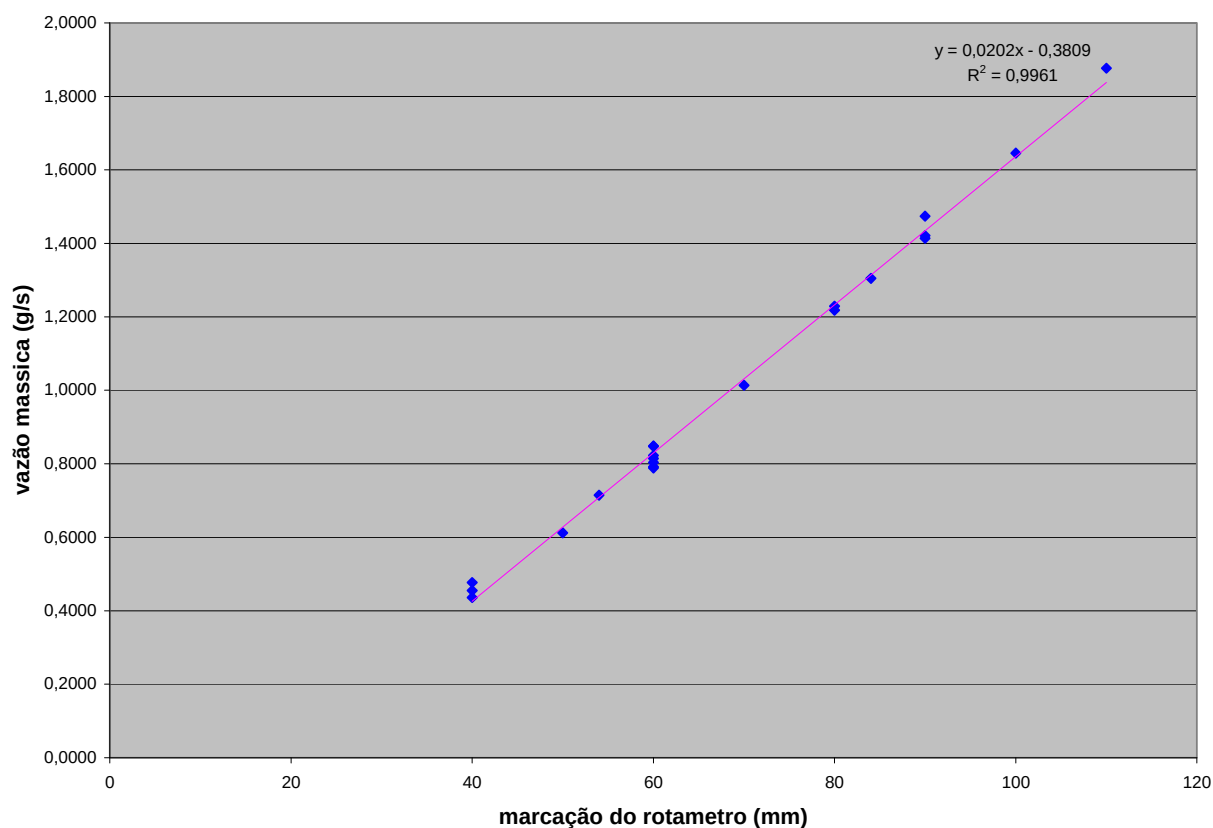


Figura 5.11- Curva de calibração do rotâmetro utilizando álcool etílico a 23°C

Da Figura 5.11, observa-se que a equação de calibração do rotâmetro na temperatura de 23 °C é

$$\dot{m}_{\text{cal}} = 0,0202x - 0,3809 \quad (5.4)$$

sendo:

x : Marcação do rotâmetro [mm]

$\dot{m}_{\text{cal}}$: vazão mássica de calibração [g/s]

No caso do óleo diesel, a calibração foi feita para uma temperatura média de 25 °C. Os valores das massas específicas ρ_{re} e ρ_{cal} foram calculados com a equação de

variação da massa específica em função da temperatura fornecido pela Equação 5.1. Com todos os dados corrigidos para a temperatura média foi construído o gráfico de calibração do rotâmetro funcionando com diesel, a qual se apresenta na Figura 5.12.

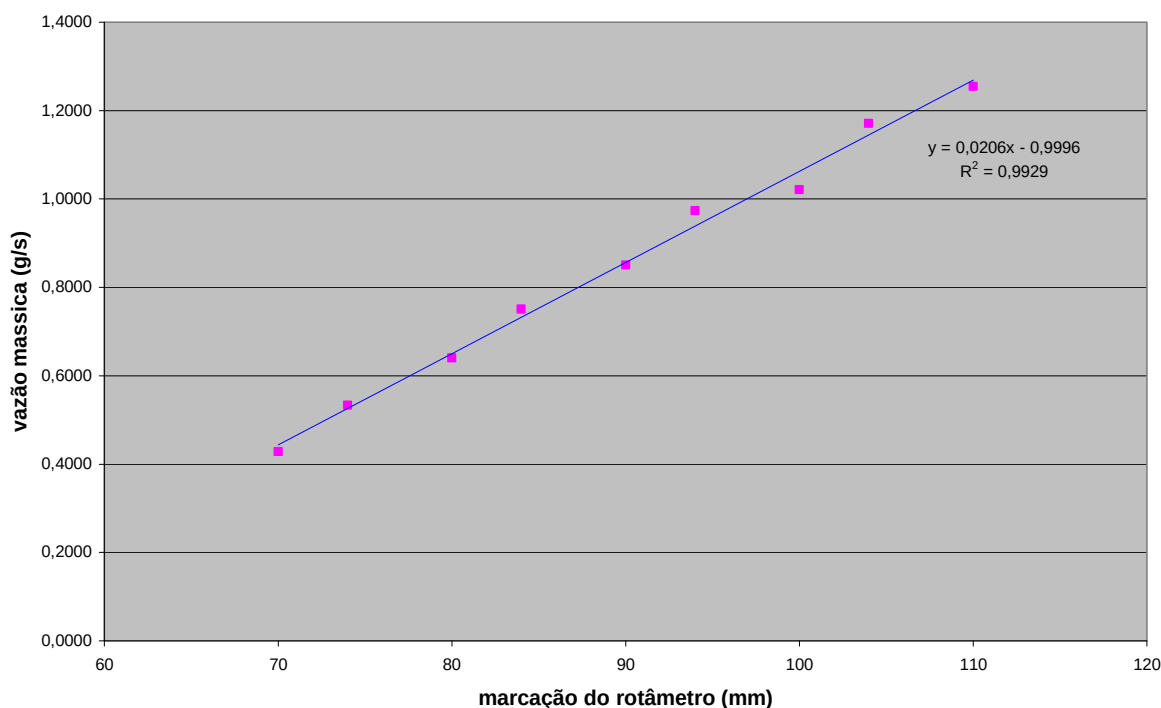


Figura 5.12 Curva- de calibração do rotâmetro utilizando diesel a 25°C

Da Figura 5.12, observa-se que a equação de calibração do rotâmetro na temperatura de 25 °C é

$$\dot{m}_c = 0,0206x - 0,9996 \quad (5.5)$$

5.3.2 Calibração dos termopares

Do trabalho de Fluguel (2006), realizado na mesma bancada experimental utilizada na presente tese, sabe-se que os termopares tipo K têm uma diferença aproximada de 4 °C com respeito aos termômetros de bulbo. No caso de medir a temperatura da câmara de combustão, essa diferença não é significativa, mas para as medidas de temperatura do combustível, da água de refrigeração, ar de atomização e de combustão tal valor é significativo. Portanto, os termopares que medem essas

variáveis devem ser calibrados; o processo de calibração é o mesmo para todos os rotâmetros.

Os termopares foram calibrados com um termômetro de bulbo de vidro com mercúrio, marca INCOTERM, com escala de 0 a 150 °C $\pm$ 1 °C. Também foram utilizados um recipiente de 2 litros e um sistema de aquisição de dados que registra a temperatura medida pelo termopar.

O processo de calibração começou preenchendo-se o recipiente com água quente a aproximadamente a 100 °C; colocou-se o termopar e o termômetro de vidro no recipiente até eles estarem em equilíbrio com água quente, então se registraram as temperaturas medidas por ambos os instrumentos. Posteriormente, diminuiu-se a temperatura da água quente agregando água gelada, esperou-se novamente o sistema entrar em equilíbrio e registraram-se as novas temperaturas medidas. Esse processo foi repetido várias vezes até a temperatura da água atingir aproximadamente 20 °C. Com os dados obtidos é construída uma curva de calibração. Na Figura 5.13 se apresenta a curva de calibração do termopar que mede a temperatura do ar de atomização e também a equação da curva.

$$T_{\text{termop}} = 1,0034 T_{\text{termom}} - 4,2793 \quad (5.6)$$

Sendo:

T_{termop} : Temperatura do termopar [°C]

T_{termom} : Temperatura do termômetro [°C]

Da Equação 5.6, verifica-se que a temperatura do termopar é aproximadamente 4 °C menor que a do termômetro. As equações correspondentes às curvas de calibração dos termopares das outras variáveis acima citadas são apresentadas no anexo B.

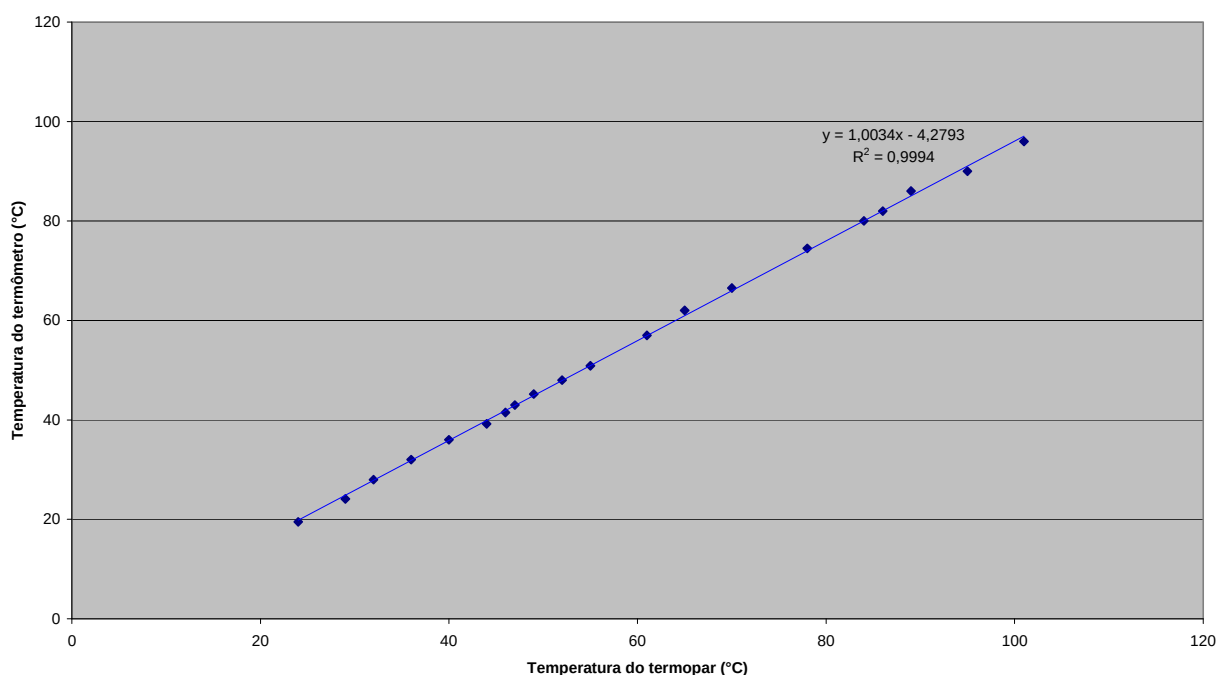


Figura 5.13- Curva de calibração do termopar da linha de ar de atomização

5.4 ORGANIZAÇÃO DOS EXPERIMENTOS

O óleo diesel e o álcool foram comparados liberando a mesma potência térmica com ambos os combustíveis. As variáveis comparadas foram emissão de poluentes, eficiência da câmara de combustão, temperatura da chama e temperatura dos gases na saída da câmara de combustão.

Na comparação, analisaram-se as influências dos seguintes aspectos sobre as variáveis respostas: efeito do diâmetro do atomizador, do ancorador da chama tipo *swirler*, da atomização, do excesso de ar. Também foi avaliado o efeito da presença de água no etanol sob a queima do mesmo.

Para as análises do efeito do ancorador, utilizou-se como parâmetro de comparação o número de *swirl* S' e o ângulo da pá do *swirler* α . O excesso de ar foi estudado através do coeficiente de excesso de ar b . A atomização foi avaliada através da razão de atomização R_{at} e da pressão de estagnação de ar de atomização P_{a0} .

A metodologia empregada para analisar o efeito dos fatores sobre as variáveis respostas foi variar um parâmetro fixando os restantes e observar o comportamento das variáveis respostas.

Nas Tabelas do Anexo C apresenta-se a organização completa dos experimentos.

5.5 CÁLCULOS PRELIMINARES

Previamente à realização dos experimentos, foram feitos alguns cálculos que permitiram determinar os valores de alguns parâmetros envolvidos nos experimentos ou permitiram fazer a correção de algum instrumento de medida.

5.5.1 Cálculo da vazão mássica de ar de combustão

Como citado anteriormente, a vazão mássica de ar de combustão foi medida por um medidor de placa de orifício o qual esteve conectado a um manômetro em U. Esse instrumento mede a vazão através da diferença de pressão antes e depois da placa, e leva em conta a variação da massa específica do gás pela pressão e a temperatura. A formulação seguida para o cálculo da vazão mássica mediante esse instrumento é a estabelecida pela norma ISO 5167 (1998) para tubos com diâmetro entre 25 mm e 1000 mm, e pode ser encontrada em Delmee (2003).

5.5.2 Correção da vazão mássica medida no rotâmetro do combustível

No item 5.31 foi explicado que a vazão mássica medida por um rotâmetro varia em função da massa específica do fluido de operação e esta varia com a temperatura do mesmo. Como os experimentos foram realizados a uma temperatura diferente das de calibração dos combustíveis utilizados, foi preciso fazer uma correção dos valores indicados pelo rotâmetro. Isso foi realizado com a temperatura do combustível registrada pelo *Lab View*, com auxílio das equações de variação da massa específica

dos combustíveis, de calibrações do rotâmetro e de correção do mesmo (Equações 5.1 a 5.5).

Cabe apontar que a equação para a correção dos rotâmetros é exclusivamente pela variação da massa específica do combustível pelo efeito da temperatura. Durante a realização dos experimentos, foi observado que nos dias em que a temperatura de operação era muito menor que a temperatura de calibração do rotâmetro, a vazão real era diferente da obtida com a equação de calibração. Mesmo fazendo a correção pela massa específica para evitar problemas com a medida da vazão mássica de combustível, realizaram-se os experimentos em dias e horas em que a temperatura ambiente encontrava-se na faixa de 25 a 30 °C. Adicionalmente, verificou-se a calibração antes de iniciar cada experimento.

5.5.3 Correção da vazão mássica medida no rotâmetro do ar de atomização

Os rotâmetros que medem a vazão de gases são calibrados pelo fabricante com ar à pressão absoluta de 1 atm e 294 K. A vazão mássica lida no rotâmetro de ar de atomização foi corrigida, pelo fato da pressão (absoluta) de projeto do ar de atomização ter sido 300 kPa e de sua temperatura no instante de realização dos experimentos ter sido diferente da de calibração. A equação de correção foi proporcionada pelo fabricante Omel e também pode ser encontrada em Spitzer (1996).

$$\dot{m}_c = \dot{m}_r \sqrt{\left(\frac{T_c}{T_r}\right) \left(\frac{P_r}{P_c}\right)} \quad (5.7)$$

sendo:

$\dot{m}_c$: Vazão mássica de calibração lida no rotâmetro [g/s]

$\dot{m}_r$: Vazão mássica de real desejada [g/s]

T_c : Temperatura de calibração 294 K

T_r : Temperatura real da experiência [K]

P_c : Pressão de calibração 100 kPa

P_r : Pressão real da experiência 300 kPa

5.5.4 Cálculo do número de *swirl*

Como é observado nas Equações (3.16) a (3.25), a determinação do número de *swirl* envolve muitos cálculos. Para calcular o número de *swirl* na queima de diesel e de álcool confeccionou-se uma planilha em Excel 2003, com as equações acima citadas. Os resultados apresentam-se resumidos nas tabelas do Anexo D.

5.6 EXECUÇÃO DOS EXPERIMENTOS

Os testes começavam ligando-se os compressores de ar de atomização e de combustão e a bomba de água de refrigeração da câmara. Posteriormente, abriam-se as válvulas de alimentação desses três fluidos para a câmara de combustão. Abria-se a válvula da linha de combustível e realizava-se a ignição da chama. Regulavam-se os equipamentos nos valores desejados e esperava-se que o sistema entrasse em regime (aproximadamente uma hora e 10 minutos). Isso era observado através da estabilidade das temperaturas dentro da câmara de combustão, das emissões dos gases e da temperatura da água na saída do sistema. Coletavam-se os dados por dez minutos. Novamente regulavam-se os equipamentos em outros valores desejados e esperava-se dez minutos mais para estabilizar o sistema e coletar novamente os dados.

5.6.1 Aspectos limitantes na execução dos experimentos

Durante a realização dos experimentos existiram alguns aspectos limitantes que foram determinantes para o estabelecimento das faixas de operação das variáveis envolvidas no presente estudo.

- O diâmetro da câmara de combustão era muito próximo do diâmetro do *swirler*. Quando o número de *swirl* era muito grande (altos valores do ângulo do *swirler* ou da vazão do ar de combustão), o escoamento formado pelo ar e combustível acima do ancorador tinha um movimento do tipo centrífugo que originava que

uma fração das gotas de combustível colidissem nas paredes da câmara de combustão.

- A chama descolava quando o número de *swirl* era muito baixo, ou quando era muito alta a velocidade do jato na saída do bico atomizador (maior razão de atomização ou maior vazão de combustível).
- Quando o diesel era queimado com razões de atomização baixas, aparecia muita fuligem nos gases de combustão, tornando difícil a presença de pessoas no local de queima. Esse efeito se intensificava quando o coeficiente de excesso de ar era baixo.
- A vazão mássica de ar de atomização e, em consequência a razão de atomização, ficava limitada pela condição de bloqueio fluidodinâmico de escoamento compressível. A vazão máxima no escoamento compressível através de um bocal é atingida quando o número de Mach é igual a 1. Ela é proporcional à pressão de estagnação do ar (pressão na entrada do atomizador) e à área do bocal (PACIFICO, 2000). Dado que a pressão manométrica máxima de operação do regulador de pressão era 3,5 bar, a vazão máxima do ar de atomização e, em consequência, a razão de atomização ficavam limitadas a valores baixos.

Para poder realizar os experimentos atendendo o compromisso de todos os fatores limitantes, diminuiu-se a vazão mássica de diesel a valores da ordem de 0,5 g/s, e a vazão de álcool para 0,85 g/s. Com isso pode-se atingir valores altos da razão de atomização ($R_{at} < 0,482$ para o caso do álcool) com menores valores do ângulo do *swirler* ($25^\circ < \alpha < 50^\circ$) sem descolamento da chama, sem impacto de gotas na parede da câmara e, no caso do diesel, com menor formação de fuligem.

5.7 TRATAMENTO E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS

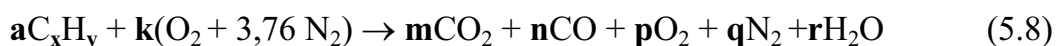
Os resultados dos experimentos foram devidamente organizados e são apresentados nas Tabelas do anexo E.

5.7.1 Verificação dos resultados

Neste item foi verificado se os dados colhidos são consistentes e concordantes com aquilo que é esperado. Para isso verifica-se o balanço de massa na queima do diesel e também do álcool.

Para se realizar o balanço de massa na queima de diesel teve-se que determinar previamente a fórmula do óleo diesel utilizado nos testes, visto que este combustível varia sua composição dependendo da sua procedência. Dado que a queima de diesel libera muita fuligem, para poder determinar sua fórmula fixaram-se valores dos parâmetros que influenciam na queima em valores favoráveis para uma queima boa com pouca ou nenhuma emissão de fuligem. Assim, foi eleito um valor alto da pressão de estagnação do ar de atomização ($P_{a0} = 230$ kPa) e um coeficiente de excesso de ar alto (aproximadamente 33%). Para as primeiras estimativas, foi considerada a fórmula do diesel como $CH_{1,81}$.

Para a determinação da composição do diesel foi seguido o método descrito por Carvalho e McQuay (2007). Nesse método considera-se uma reação como a descrita na Equação (5.8). Nela observa-se que os únicos produtos da combustão são CO_2 , CO , O_2 , N_2 e H_2O . Os outros produtos são desprezados visto que a sua concentração é muito pequena para ser considerada no balanço de massa.



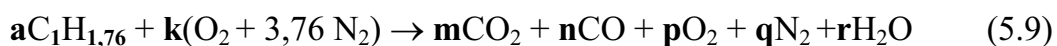
Os valores medidos das concentrações (em base seca) dos gases da combustão CO_2 , CO , e O_2 são introduzidos na Equação (5.8) com os índices **m**, **n** e **p**. Posteriormente, o valor do índice **k**, correspondente ao N_2 , é obtido subtraindo os valores dos três primeiros índices de um total de 100 moles. Os coeficientes **x**, **y** e **k**

são obtidos do balanço da Equação (5.8). A fórmula do combustível é calculada obtendo-se o quociente x/y . Com o valor do coeficiente k é calculado o coeficiente de excesso de ar (cálculo indireto). Esse valor é comparado com o coeficiente de excesso de ar obtido diretamente das medições das vazões mássicas de ar e de combustível. Na Tabela 5.1 se apresentam os resultados. Nela se observa que a fórmula média do diesel utilizado nos testes é $CH_{1,76}$. Também é observado que os valores do coeficiente de excesso de ar obtidos em forma direta e indireta concorda muito bem, verificando-se assim o fechamento do balanço de massa.

Tabela 5.1- Balanço de massa para determinação da composição do diesel

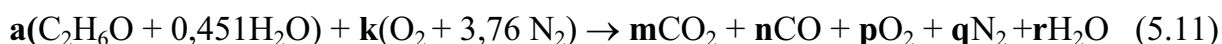
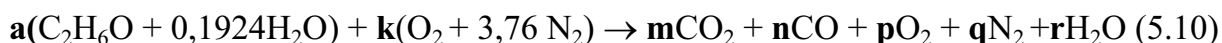
Gases da combustão			Composição do combustível e excesso de ar indireto				Excesso de ar direto					
O ₂ [%]	CO ₂ [%]	CO [%]	x	y	x/y	b	$\dot{m}_c$ [g/s]	$\dot{m}_s$ [g/s]	$\dot{m}_{at}$ [g/s]	$\dot{m}_a$ [g/s]	b	erro [%]
5,53	11,47	0,03	11,5	20,21	1,76	1,333	0,504	9,382	0,166	9,548	1,318	1,13
5,29	11,62	0,03	11,65	20,66	1,77	1,314	0,504	9,382	0,166	9,548	1,318	-0,35
5,42	11,54	0,03	11,57	20,41	1,76	1,324	0,504	9,382	0,166	9,548	1,318	0,44
5,46	11,52	0,03	11,55	20,31	1,76	1,327	0,504	9,382	0,166	9,548	1,318	0,69
5,21	11,7	0,03	11,73	20,66	1,76	1,307	0,504	9,382	0,166	9,548	1,318	-0,82

Uma vez determinado que a fórmula de composição do diesel é $CH_{1,76}$, ela foi utilizada para verificar o balanço de massa para cada um dos testes realizados com esse combustível. Assim a equação do balanço de massa na queima de diesel fica como:



O método seguido no balanço é similar ao apresentado na determinação da fórmula do diesel. A única diferença é que, neste caso, é necessário determinar os valores dos coeficientes a e k . Com esses valores, calcula-se indiretamente o coeficiente de excesso de ar teórico e compara-se com o valor desse parâmetro obtido diretamente das medições das vazões mássicas de ar e de combustível.

No caso do etanol etílico hidratado comercial (93 INPM), a equação do balanço de massa é apresentada na Equação (5.10). Visto que também se fizeram testes que avaliavam a influência do conteúdo de água no álcool, utilizou-se também álcool etílico com um teor alcoólico de 85 INPM. Sua reação de balanço se apresenta na Equação (5.11).



O método seguido nos balanços de massa na queima de ambos tipos de álcool é similar ao apresentado acima para o caso do diesel. Os resumos dos balanços são apresentados nas Tabelas dos anexos F.1 e F.2. Nessas tabelas também são apresentados os balanços de massa com a queima de álcool etílico. Nas tabelas pode-se observar que os erros máximos entre os balanços de massa obtidos em forma direta e indireta são 1,8% no caso do álcool e 1,59 % no caso do diesel.

5.7.2 Discussão dos resultados

Neste item são discutidos os resultados. Para facilitar a análise, eles são apresentados principalmente em forma de gráficos; somente em alguns casos são apresentados na forma de tabelas. Com respeito aos gráficos das emissões dos poluentes, tem-se que ressaltar que os seus valores estão em base seca e foram corrigidos para 3 % de O₂ com a fórmula apresentada por Carvalho e McQuay (2007).

$$[A]_{BS,corr} = \frac{0,21 - [O_2]_{BS,corr}}{0,21 - [O_2]_{BS,real}} [A]_{BS,real} \quad (5.12)$$

sendo:

- $[A]_{BS,corr}$: Concentração corrigida em base seca do poluente A
 $[A]_{BS,real}$: Concentração real em base seca do poluente A
 $[O_2]_{BS,corr}$: Concentração corrigida em base seca do O_2
 $[O_2]_{BS,real}$: Concentração real em base seca do O_2

5.7.2.1 Influência do diâmetro do bico atomizador na queima (Teste1)

No item 4.1.1 foi visto que a vazão mássica de álcool tem que ser maior que a de diesel para produzir a mesma potência. Segundo a metodologia de projeto descrito por Lacava (2000), isso implicaria projetar um novo bico atomizador com um diâmetro maior. Mas isso também implicaria em maiores custos no queimador. Com o intuito de não modificar esse equipamento, no presente item compara-se a queima de álcool utilizando o mesmo bico atomizador projetado para diesel e o novo bico projetado para uma maior vazão de combustível. Os parâmetros e detalhes dos projetos dos bicos foram apresentados no item 5.1.1. O atomizador projetado para o diesel tem um diâmetro do conduto de ar $d_a = 0,4$ mm, enquanto que o projetado para álcool tem $d_a = 0,5$ mm. Na Figura 5.14 apresentam-se as emissões do etanol utilizando ambos atomizadores, nas mesmas condições de vazão mássica, razão de atomização, coeficiente de excesso de ar e número de *swirl*.

Na Figura 5.14 observa-se que a queima do álcool utilizando o atomizador de menor diâmetro emite menos CO e UHC que utilizando o atomizador maior. Isso mostra que utilizando um atomizador com diâmetro menor se tem uma melhor atomização e, em consequência, uma combustão mais eficiente. Isso concorda com resultados teóricos apresentados no item 4.4.2. que mostra que o diâmetro da gota de álcool utilizando o bico projetado originalmente para diesel é maior que o diâmetro da gota de álcool utilizando um novo atomizador projetado para uma maior vazão. A explicação a este fato é dada por Mullinger e Chigier (1974): quando é maior o diâmetro da câmara de mistura (e também o diâmetro do conduto de ar, por serem proporcionais), há um incremento considerável no diâmetro médio da gota de combustível e uma considerável redução das pressões de ingresso do combustível e do ar de atomização. Na Tabela 5.2 apresentam-se essas pressões nos experimentos

realizados acima. Pode-se observar claramente que as pressões de ingresso de combustível e de ar utilizando o atomizador de álcool são maiores que as pressões correspondentes utilizando o atomizador projetado para o diesel.

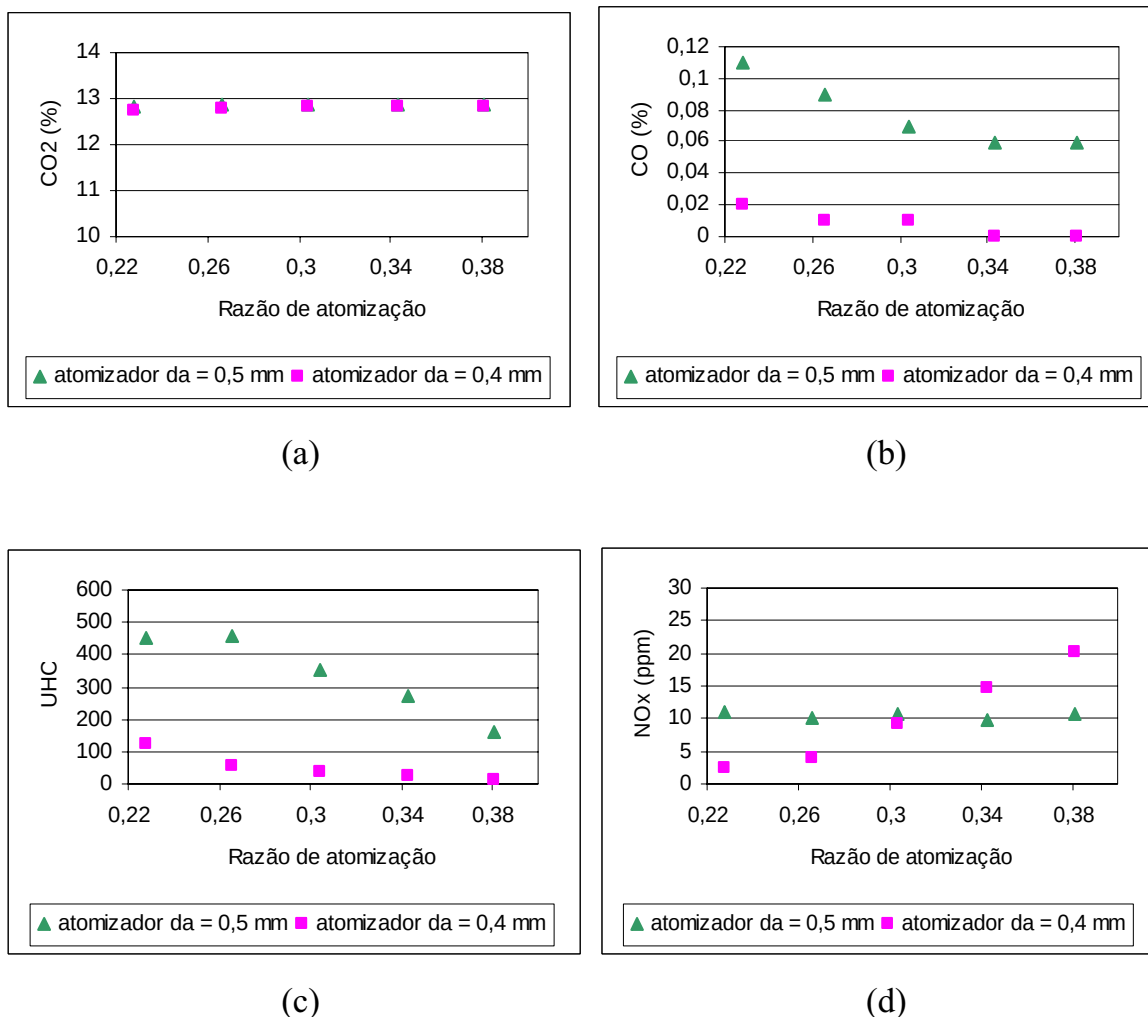


Figura 5.14 Formação de poluentes produzidos na queima de álcool sob a influência do diâmetro do atomizador ($b = 1,29$ e $S' = 0,57$)

Tabela 5.2 Distribuição de pressões em atomizadores de diferente diâmetro

Nº	Combustível	$\dot{m}_c$ [g/s]	R_{at}	Atomizador $d_a = 0,4$ mm			Atomizador $d_a = 0,5$ mm		
				P_{rotam} [bar]	P_{a0} [bar]	P_{comb} [bar]	P_{rotam} [bar]	P_{a0} [bar]	P_{comb} [bar]
1	Álcool	0,852	0,228	2,5	1,50	1,0	3,5	0,65	0,50
2	Álcool	0,852	0,266	2,5	1,80	1,15	3,5	0,75	0,55
3	Álcool	0,852	0,304	2,5	2,05	1,20	3,5	0,90	0,65
4	Álcool	0,852	0,343	2,5	2,30	1,35	3,5	1,00	0,70
5	Álcool	0,852	0,381	2,5	2,50	1,45	3,5	1,10	0,80

Para atomizar o álcool no mesmo bico do diesel, deve-se verificar que o atomizador não tenha atingido a sua condição de bloqueio. Este estado ocorre quando o escoamento de ar tem número de Mach igual a 1 no bocal de ar (furo de alimentação). Nesta condição, a vazão de ar está no seu valor máximo, limitando assim a vazão de combustível, dado que se precisa de valores adequados da R_{at} para se manter uma boa atomização. Segundo Pacifico (2000), a vazão de massa máxima do ar de atomização $(\dot{m}_{at})_{max}$ na condição de bloqueio exprime-se como:

$$(\dot{m}_{at})_{max} = A_{at} \cdot P_{a0} \sqrt{\frac{\gamma}{R_a T_{a0}}} \left(\frac{1}{((\gamma + 1)/2)^{(\gamma+1)/2(\gamma-1)}} \right) \quad (5.13)$$

sendo:

A_{at} : Área do bocal do ar de atomização [m^2]

P_{a0} : Pressão de estagnação do ar de atomização [Pa]

T_{a0} : Temperatura de estagnação do ar de atomização [K]

γ : Relação de calores específicos

Da Equação (5.13) observa-se que a vazão máxima de ar de atomização é proporcional à área (diâmetro) do bocal e à pressão de estagnação do ar P_{a0} (pressão de ingresso do ar no bico). Quando um bico atomizador atinge a sua condição de bloqueio, uma forma de aumentar a vazão mássica de ar de atomização é aumentar P_{a0} . Para isso se precisa dispor de uma maior pressão de alimentação da linha de ar. No presente trabalho, conseguiu-se atomizar álcool com a mesma R_{at} que a atomização de diesel aumentando a pressão (manométrica) de alimentação da linha de 250 kPa para 350 kPa.

Visto que se tem uma melhor combustão quando se queima álcool utilizando o atomizador projetado originalmente para diesel, no que segue todos os testes comparativos entre a queima de diesel e de álcool serão feitos utilizando esse atomizador.

5.7.2.2 Influência da atomização

Neste item se compara a queima de diesel e álcool sob a influência da atomização.

Nos trabalhos de Mulliger e Chigier (1974) e Lacava (2000) se observa que o principal parâmetro de análises da atomização de combustíveis líquidos em atomizadores Y-Jet é a Razão de atomização R_{at} . Outro parâmetro, usado com menos frequência no estudo da atomização nesses injetores é a pressão de estagnação de ar de atomização P_{a0} , como pode se observado no trabalho de Pacifico (2000). No caso de uma substituição de um combustível líquido por outro, este parâmetro seria mais fácil de controlar que a razão de atomização, visto que só bastaria manter o mesmo valor de P_{a0} na queima de ambos combustíveis. No presente estudo analisa-se a conveniência de uso de ambas variáveis como parâmetros de comparação.

5.7.2.2.1 Influência da razão de atomização (Teste 2)

Nas Figuras 5.15 são apresentadas as emissões de CO_2 , CO, UHC e NO_x com a queima de diesel e de álcool etílico hidratado em função da razão de atomização R_{at} e mantendo o mesmo valor de b , S' na queima de ambos combustíveis. Nesta figura observa-se que na queima de álcool e também na de diesel, as emissões de CO e UHC diminuem, enquanto que as de NO_x aumentam com o incremento da razão de atomização. Isso concorda com a literatura, que mostra que os combustíveis melhoram a sua queima com o aumento da R_{at} . Quando melhora a atomização, diminuem as gotas e seu tempo de vaporização, e aumentam as taxas de mistura entre os reagentes, obtendo-se uma combustão mais eficiente com menor formação de CO e UHC, maior temperatura e maior formação de NO_x (CARVALHO E LACAVA 2003).

Na Figura 5.15 também se pode observar que a quantidade de CO_2 emitido na queima de diesel é muito próxima (ligeiramente maior) da quantidade de CO_2 emitido na queima do etanol. Isso concorda com o calculado e apresentado na Tabela 4.2 do item 4.2.1.3. Na queima de álcool, a quantidade de CO_2 é quase constante com a

variação da razão de atomização, no entanto, na queima de diesel a quantidade de CO_2 tem um ligeiro aumento quando a R_{at} aumenta.

As emissões de CO e UHC são maiores na queima com diesel, principalmente para valores da razão de atomização menores que 0,3. Para maiores valores da razão de atomização, as emissões de ambos combustíveis tendem a se igualar. Isso mostra que se permanece a mesma razão de atomização na queima de ambos combustíveis, o álcool apresentará uma melhor combustão que o diesel, sobretudo para uma atomização de menor qualidade (baixos valores da razão de atomização).

As emissões de NO_x também são maiores na queima de diesel. Na queima de etanol, a quantidade de NO_x produzido varia entre 3 e 20 ppm, enquanto que as emissões do diesel são consideravelmente maiores, variando entre 65 e 90 ppm.

Cabe destacar que não se tinha um instrumento para medir a quantidade de fuligem e material particulado em geral. Contudo, durante a queima de diesel nesses testes se constatou a presença de fuligem nos filtros da linha de amostragem dos gases de combustão. Pelo contrário, não se observou a formação de particulado na queima de álcool. Na Figura 5.16 (a) se observa à esquerda um filtro limpo e à direita um filtro com fuligem depois da queima de diesel. Similarmente, na Figura 5.16 (b) observa-se na esquerda um filtro que não foi usado na linha de amostragem dos gases de combustão e outro que foi utilizado na coleta desses gases na queima de álcool.

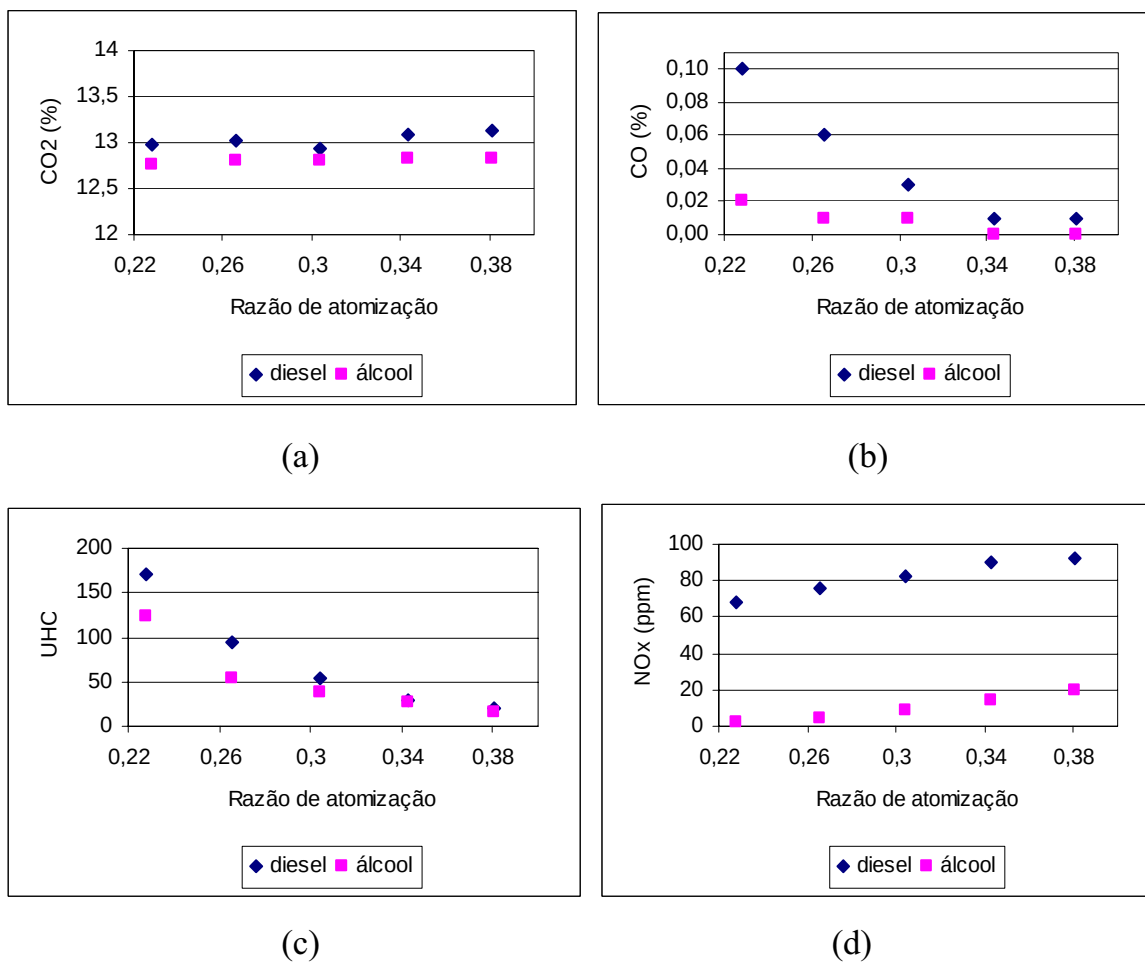


Figura 5.15 Concentração de poluentes em função da razão de atomização ($b = 1,29$ e $S' = 0,57$)



(a)



(b)

Figuras 5.16 Filtros de fuligem antes e depois da queima dos combustíveis (a) diesel; (b) álcool

Nas Figuras 5.17 (a) e 5.17 (b) mostram-se respectivamente as chamas de diesel e de álcool queimando nas mesmas condições de razão de atomização R_{at} , coeficiente

de excesso de ar b e número de *swirl* S' . A chama de diesel é completamente amarela, cor característica de uma chama com presença de fuligem. A chama de etanol tem cor azul na região axial próxima ao injetor, e tonalidades branco e laranja bem claro na região restante. Este tipo de chama é característica de uma chama de um combustível líquido que queima como grupo, a qual apresenta nenhuma ou pouca presença de fuligem (ver item 3.9.2).

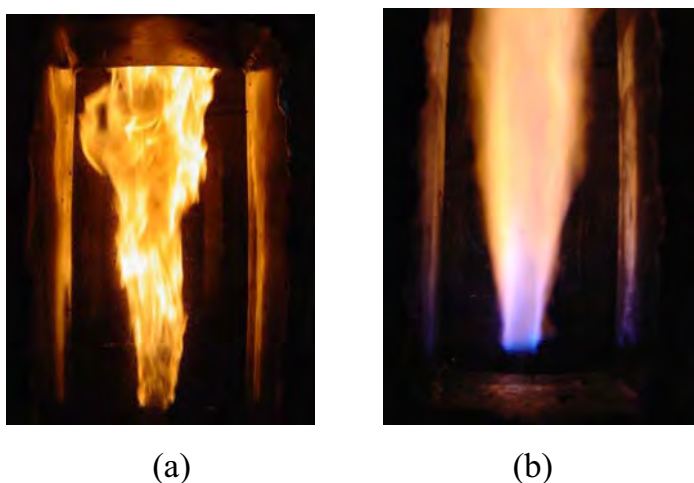


Figura 5.17 Chamas de diesel e de álcool ($R_{at} = 0,304$; $b = 1,29$ e $S' = 0,57$)

Nas Figuras 5.18(a) e 5.18(b) se apresentam respectivamente as temperaturas da chama e dos gases de combustão na saída da câmara. Os termopares que registraram essas temperaturas, neste e nos próximos testes, encontram-se localizados na posição axial da câmara a 0,35 e 2,0 m respectivamente acima do atomizador. Observa-se que as temperaturas do centro da chama e dos gases de combustão na saída da câmara, na queima de etanol são maiores que as correspondentes com a queima de diesel. Como foi explicado no item 3.5.3.4, as chamas mais radiantes são aquelas com presença de fuligem. Como a queima de etanol não forma fuligem enquanto que a queima diesel produz quantidades consideráveis desse poluente, a chama de etanol transfere menos calor por radiação, aumentando assim a temperatura da chama e também dos gases na saída da câmara de combustão.

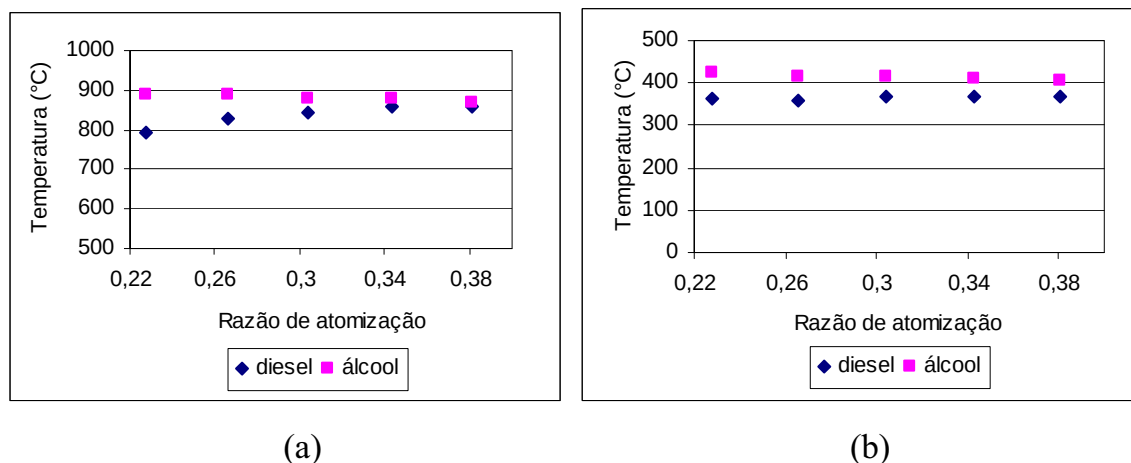


Figura 5.18 Variação das temperaturas da chama e dos gases de combustão em função da razão de atomização ($b = 1,29$ e $S' = 0,57$)

Com auxílio da Equação (5.14) foi calculada a eficiência da câmara de combustão queimando diesel e álcool. A eficiência da câmara representa a razão entre a energia transferida para a água e a energia disponibilizada pelo combustível e pelo ar de combustão.

$$\eta_{cc} = \frac{\dot{m}_{ag} \cdot C_{p_{ag}} (T_{age} - T_{ags})}{\dot{m}_c \cdot PCI + \dot{m}_a \cdot C_{p_a} (T_{ae} - T_{amb})} \quad (5.14)$$

Sendo:

η_{cc} : Eficiência da câmara de combustão

$\dot{m}_{ag}$: Vazão mássica da água de refrigeração da câmara [kg/s]

$\dot{m}_c$: Vazão mássica de combustível [kg/s]

$\dot{m}_a$: Vazão mássica de ar de combustão [kg/s]

PCI : Poder calorífico inferior do combustível [kJ/kg]

$C_{p_{ag}}$: Calor específico da água [kJ/kg.°C]

C_{p_a} : Calor específico do ar [kJ/kg.°C]

T_{age} : Temperatura da água na entrada da câmara de combustão [°C]

T_{ags} : Temperatura da água na saída da câmara de combustão [°C]

T_{ae} : Temperatura do ar na entrada da câmara de combustão [°C]

T_{amb} : Temperatura do ambiente [°C]

Na Figura 5.19 se apresentam as variações das eficiências da câmara de combustão com a razão de atomização. Nela se observa que, na queima de ambos combustíveis, a eficiência da câmara melhora com o aumento da razão de atomização, sendo que, no caso do diesel, a variação desse parâmetro tem maior influência na eficiência da câmara. Na Figura 5.19 também se observa que a eficiência com a queima de etanol é ligeiramente menor que a correspondente com diesel, exceto para baixos valores da razão de atomização, quando esse comportamento tem a tendência a se inverter. O valor médio da eficiência é 76,7% na queima com diesel e 76,4% com etanol. A formação de fuligem na queima com diesel diminui a eficiência da câmara; em contrapartida, o calor perdido nos gases da combustão é maior no caso do diesel que do etanol (a temperatura de saída dos gases é maior na queima do etanol). Para razões de atomização maiores, a eficiência da câmara de combustão é menor na queima com álcool, produto da influência preponderante do calor que é perdido nos gases de combustão. Para valores da razão de atomização menores que 0,26, a queima de diesel é tão pobre que compensa o maior calor perdido nos gases na queima de álcool; sendo assim, a eficiência da câmara é menor no caso do diesel.

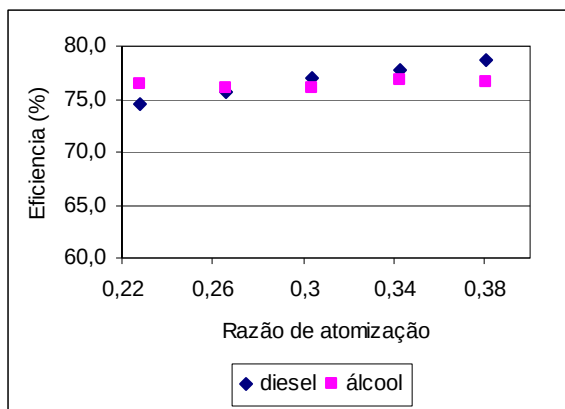


Figura 5.19 Variação da eficiência da câmara de combustão em função da razão de atomização ($b = 1,29$ e $S' = 0,57$)

5.7.2.2.2 Influência da pressão de ingresso do ar de atomização (Teste 3)

Similarmente ao teste anterior, neste caso são comparadas as queimas de diesel e de álcool sob a influência da atomização, mas com a diferença que o caso

anterior foi realizado utilizando a razão de atomização R_{at} como parâmetro de avaliação. No presente caso, foi utilizada a pressão de estagnação do ar P_{a0} . Nas Figuras 5.20 são apresentadas as emissões dos poluentes com a variação desse parâmetro.

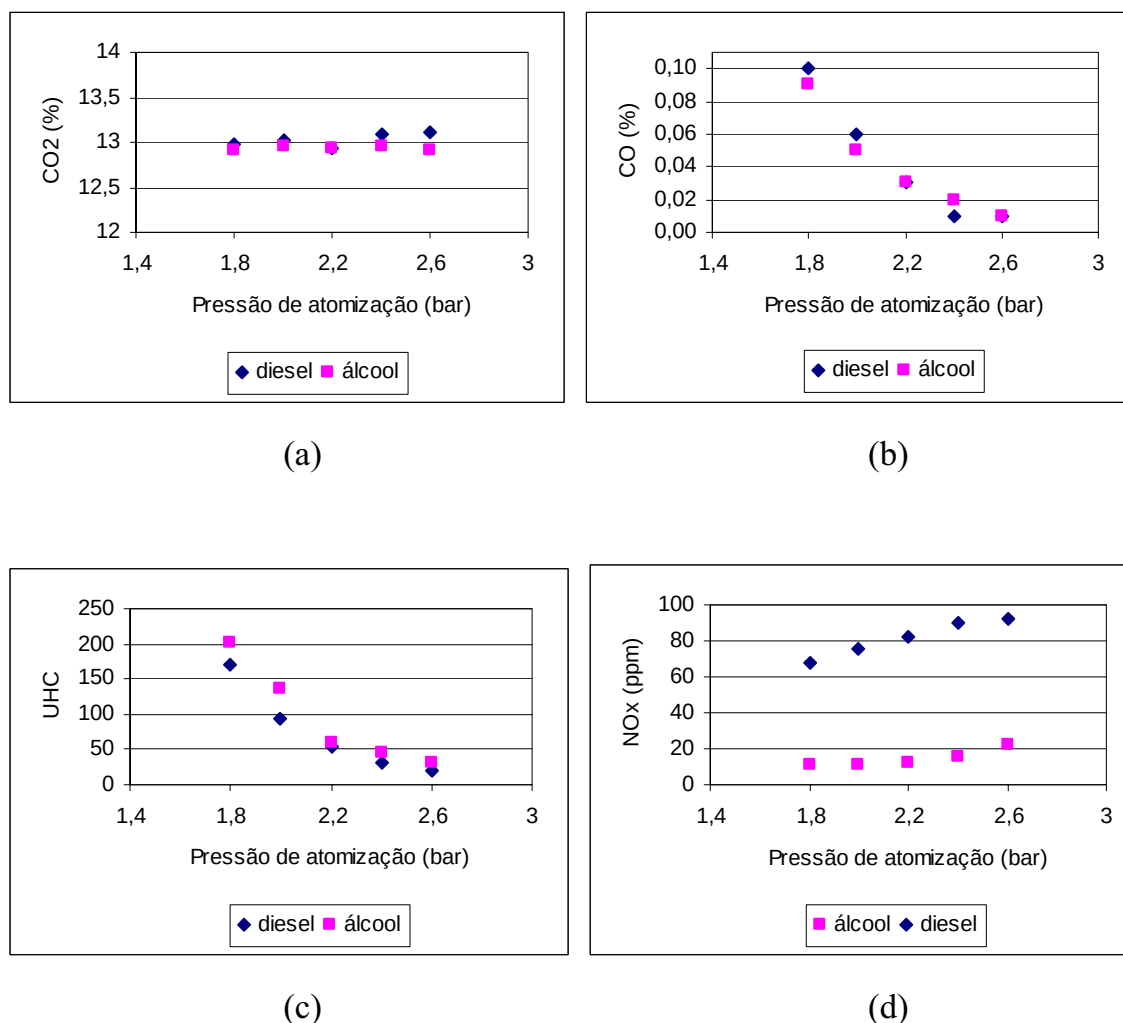


Figura 5.20 Formação de poluentes em função da pressão de estagnação do ar de atomização ($b = 1,29$ e $S' = 0,57$)

Na Figura 5.20 observa-se que, na queima do álcool, as emissões de CO₂ são ligeiramente menores que as produzidas na queima de diesel. Neste teste, de maneira diferente ao teste 2, em que ambos combustíveis tem a mesma R_{at} , na queima de álcool as emissões de CO são ligeiramente menores e as de UHC são um pouco maiores que suas correspondentes na queima de diesel, quando a R_{at} é menor que 2,2 bar. Na Figura 5.20 também se observa que as emissões de NO_x provenientes da queima de

álcool são menores que as produzidas na queima de diesel e inclusive que as produzidas na queima de álcool no teste 2. Esse comportamento diferente do experimento 2 é explicado com auxílio da Tabela 5.3.

Tabela 5.3- Resumo dos testes 2 e 3

Nº	TESTE 2						TESTE 3					
	Combustível			Ar de atomização			Combustível			Ar de atomização		
	Comb	$\dot{m}_c$ [g/s]	P_{comb} [bar]	$\dot{m}_{at}$ [g/s]	R_{at}	P_{a0} [bar]	Comb	$\dot{m}_c$ [g/s]	P_{comb} [bar]	$\dot{m}_{at}$ [g/s]	R_{at}	P_{a0} [bar]
1	diesel	0,504	0,35	0,115	0,228	0,8	diesel	0,504	0,35	0,115	0,228	0,8
2	diesel	0,504	0,4	0,134	0,266	1,0	diesel	0,504	0,4	0,134	0,266	1,0
3	diesel	0,504	0,45	0,153	0,304	1,2	diesel	0,504	0,45	0,153	0,304	1,2
4	diesel	0,504	0,45	0,173	0,343	1,4	diesel	0,504	0,45	0,173	0,343	1,4
5	diesel	0,504	0,5	0,192	0,381	1,6	diesel	0,504	0,5	0,192	0,381	1,6
6	álcool	0,852	1,0	0,194	0,228	1,5	álcool	0,852	0,7	0,083	0,098	0,8
7	álcool	0,852	1,15	0,227	0,266	1,8	álcool	0,852	0,85	0,122	0,143	1,0
8	álcool	0,852	1,2	0,259	0,304	2,05	álcool	0,852	0,95	0,134	0,158	1,2
9	álcool	0,852	1,35	0,292	0,343	2,3	álcool	0,852	1,1	0,157	0,184	1,4
10	álcool	0,852	1,45	0,325	0,381	2,5	álcool	0,852	1,2	0,176	0,206	1,6

No Teste 2, pontos correspondentes da queima de álcool e de diesel são atomizados com a mesma razão de atomização R_{at} . Neste teste, o álcool queima com maiores pressões de injeção de combustível, P_{comb} , e de ar de atomização, P_{a0} , que o diesel. Sendo assim, sua atomização e sua combustão são melhores que as de diesel. No entanto na queima de álcool se requer maior quantidade de ar comprimido para se ter a mesma R_{at} que no caso do diesel.

No Teste 3, o álcool e o diesel queimaram com a mesma pressão de estagnação do ar, P_{a0} . No entanto, o valor da R_{at} e da quantidade de ar no caso do álcool é bem menor que no caso do diesel; isso faz com que diminua a qualidade da atomização e da queima de álcool, fazendo com que suas emissões de CO e UHC sejam próximas das emissões desses poluentes com a queima de diesel.

Nas Figuras 5.21 (a) e 5.21 (b) mostram-se, respectivamente, as chamas de diesel e de álcool queimando nas mesmas condições de razão de atomização, R_{at} , (Teste 2). Na Figura 5.21 (c), mostra-se também a chama de álcool queimando com a mesma pressão de atomização, P_{a0} , que o diesel. Pode-se observar que, neste último

caso, a chama de álcool mantém a sua típica cor branca e laranja claro com uma pequena região azul próxima da ponta do bico. Nela aparece ligeiramente uma tonalidade mais laranja que no caso do álcool anterior. Isso indica que a chama de álcool apresenta pouca fuligem, mesmo tendo diminuído a qualidade da atomização. Isso foi constatado com a observação visual dos filtros. Nesses testes, a queima de álcool produz fuligem só em quantidades bem pequenas e para os valores mais baixos da pressão de atomização ($P_{a0} = 1,8$ e $2,0$ bar absolutos)

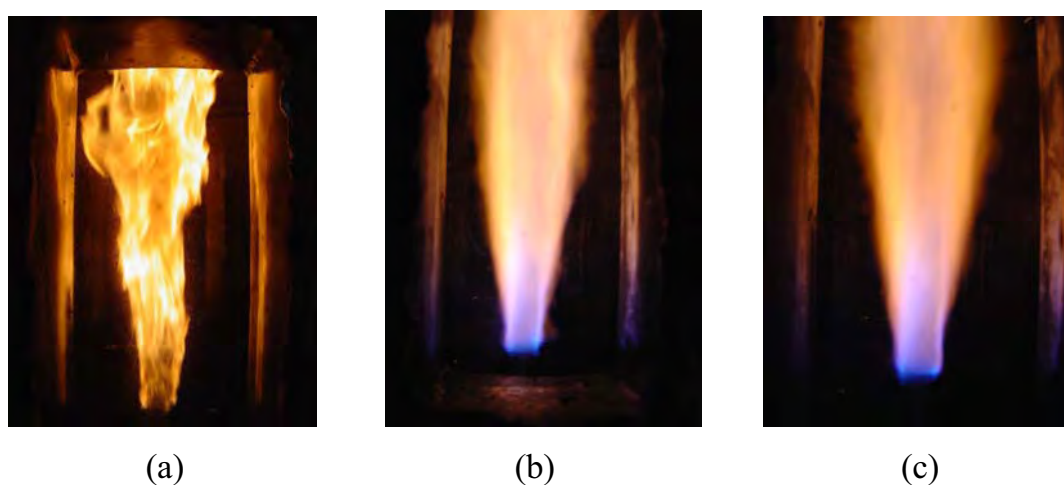


Figura 5.21 Chamas de diesel e de álcool ($R_{at} = 0,304/P_{a0} = 2,2$ bar; $b = 1,29$ e $S' = 0,57$)

Nas Figuras 5.22 (a) e 5.22 (b) observa-se que, na queima de álcool, as temperaturas do centro da chama e dos gases de combustão na saída da câmara são maiores que as temperaturas correspondentes na queima de diesel. Isso mostra que neste teste, de forma similar que no testes 2, a chama de álcool continua sendo menos radiante que a chama de diesel, originando o aumento das temperaturas da chama e de saída dos gases de combustão. Nessas figuras também se observa que as temperaturas no centro da chama de ambos combustíveis aumentam quando melhora a atomização. A temperatura dos gases de combustão permanece constante na queima de diesel; não obstante, diminuem com o aumento da razão de atomização na queima de álcool.

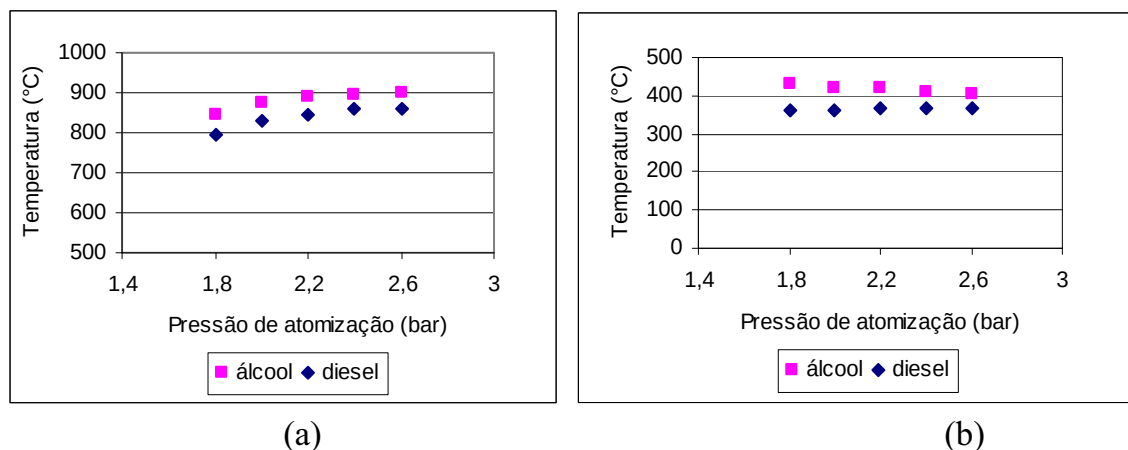


Figura 5.22 Variação das temperaturas da chama e dos gases de combustão em função da razão de atomização ($b = 1,29$ e $S' = 0,57$)

Na Figura 5.23 apresenta-se a variação da eficiência da câmara de combustão em função da pressão de estagnação do ar de atomização, P_{a0} , utilizando álcool e também diesel como combustíveis. A eficiência dos dois combustíveis melhora com o aumento da pressão do ar de atomização, sendo que, no caso do diesel, o aumento é maior. Pode-se observar também que a eficiência do diesel é maior que a eficiência do álcool, exceto em valores baixos da pressão de atomização, nos quais a eficiência do diesel é menor. A eficiência média da câmara de combustão é 76,7% na queima de diesel e 75,4% com a queima de álcool.

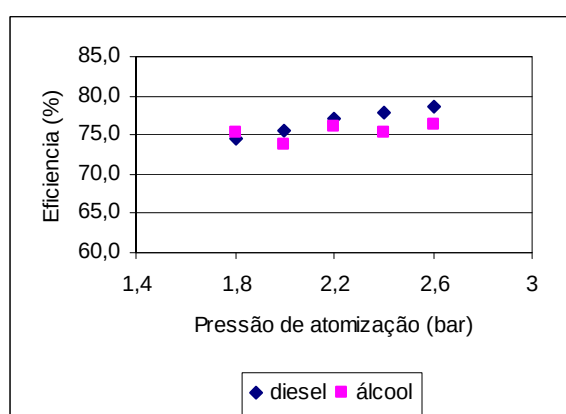


Figura 5.23 Variação da eficiência da câmara de combustão em função da razão de atomização ($b = 1,29$ e $S' = 0,57$)

5.7.2.3 Influência do ancorador da chama

Neste teste comparam-se as emissões dos poluentes produzidos na queima de diesel e de álcool etílico hidratado sob a influência do ancorador da chama. Visto que o ancorador utilizado nos experimentos foi tipo *swirler* de pás variáveis, para as análises do efeito do ancorador utilizou-se como fator (parâmetro) de comparação o número de *swirl* S' . Este é o parâmetro utilizado para o estudo desse tipo de retentores de chama. Avaliou-se também a possibilidade de utilizar como parâmetro de comparação o ângulo da pá do *swirler* α , dado que este é um parâmetro mais fácil de controlar que o número de *swirl*.

5.7.2.3.1 Influência do número de *swirl* e do ângulo da pá do *swirl* (Teste 4)

Nas Figuras 5.24 se observam as emissões de CO_2 , CO, UHC e NO_x produzidos na queima de diesel e de álcool em função número de *swirl* S' e também sob a influência do ângulo da pá do *swirler* α , mantendo o mesmo valor de b e R_{at} na queima de ambos combustíveis.

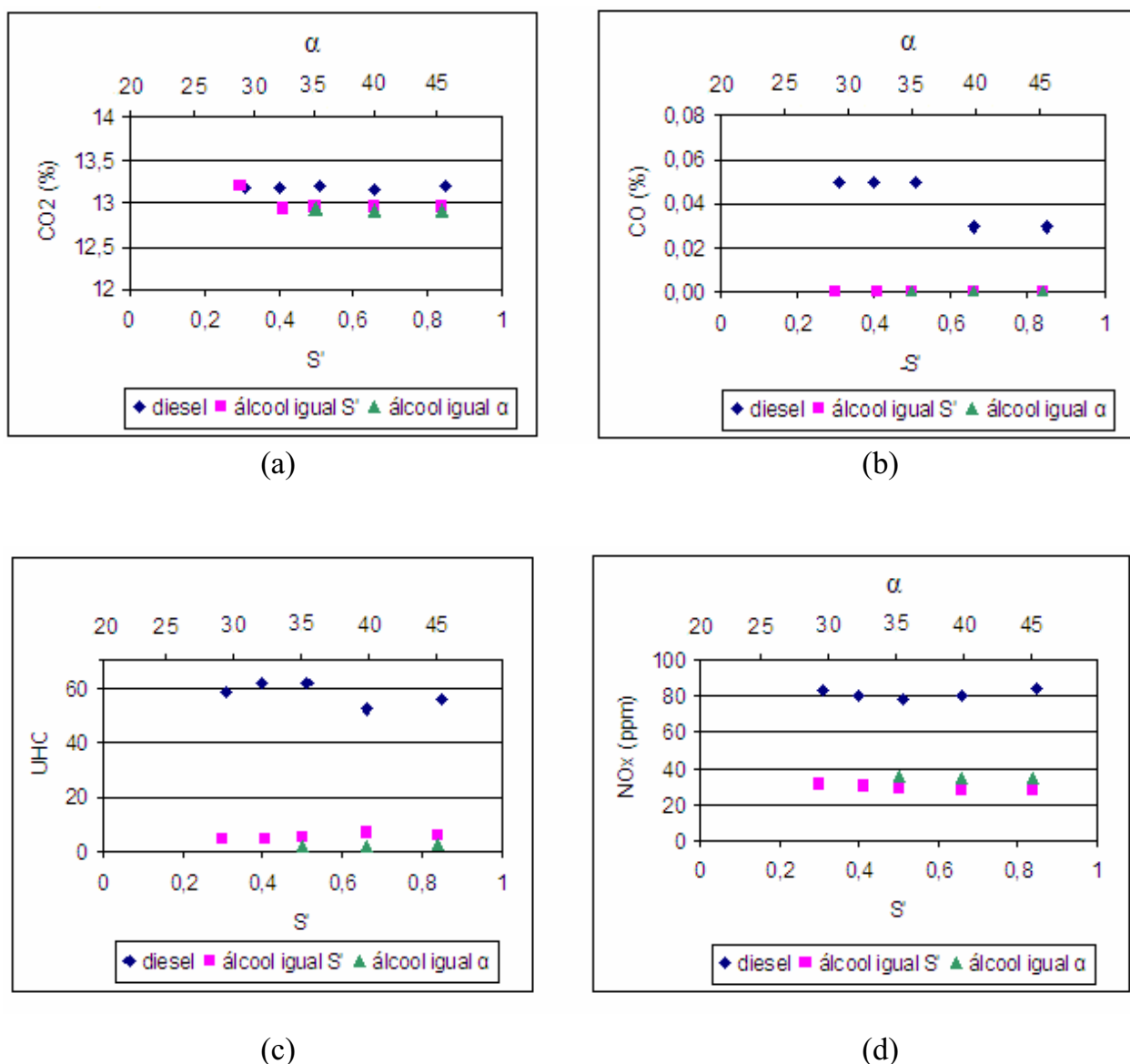


Figura 5.24 Emissão de poluentes em função de S' e de α ($R_{at} = 0,329$; $b = 1,32$)

Na Figura 5.24 se observa que quando é queimado álcool com o mesmo valor de S' (**caso 1**) que o diesel, ocorre o seguinte. As emissões de CO_2 são um pouco menores, enquanto que as emissões de CO , UHC e NO_x são consideravelmente menores. As emissões de CO com a queima de etanol são desprezíveis (bem menores que 0,01%), enquanto que as de diesel estão na faixa de 0,03 a 0,05%. O NO_x diminui de aproximadamente de 80 ppm com a queima de diesel para 30 ppm com a queima de etanol. As emissões de UHC produzidos na queima etanol são baixas, sendo menores que 10 ppm, enquanto que, na queima de diesel, estão na faixa de 55 a 62 ppm. É importante observar também que com o aumento do número de *swirl* na queima de

diesel há uma tendência a diminuir as emissões de CO e UHC, o que é uma indicação que a queima melhora com o aumento do efeito de *swirl*. No caso do etanol, com o aumento de S' as concentrações de CO permanecem em valores próximos de zero, as de UHC aumentam ligeiramente, enquanto que as de NO_x diminuem um pouco. Esse comportamento diferente entre a queima de diesel e de álcool é explicado por Salvi (1975). Na queima de combustíveis líquidos pesados e carvão pulverizado, a recirculação criada pelo *swirler* aumenta as taxas de mistura entre os reagentes, e isso provoca uma melhora substancial na combustão. No caso de combustíveis líquidos voláteis e combustíveis gasosos, essa recirculação não produz melhoras significativas na combustão. Esses combustíveis apresentam já uma facilidade para misturar-se com o oxidante, mesmo com jatos simples sem a presença de *swirl*. O diesel, sendo um combustível não volátil com uma atomização de menor qualidade, apresenta zonas ricas em combustíveis que, ao aumentar o efeito de *swirl* causa um aumento na taxa de mistura, melhorando a combustão. Diminuem-se, assim, as quantidades de UHC e CO. No caso de etanol, ele é um combustível volátil que está em uma ótima condição de atomização; sendo assim, apresenta já um bom grau de mistura. Quando se incrementa o número de *swirl*, o aumento da taxa de mistura é muito pequeno; em oposição, aumenta-se a recirculação do escoamento, esfriando consideravelmente a chama. Na Figura 5.25 observa-se claramente uma diminuição substancial da temperatura no centro da chama de álcool com o aumento do número de *swirl*. Tendo diminuído a temperatura da chama, sem uma melhora substancial da taxa de mistura, a emissão de UHC aumenta e de NO_x diminui. Este mesmo comportamento do UHC e o NO_x é observado também no próximo teste.

Cabe ressaltar que a temperatura no centro da chama de diesel também diminui com o aumento do número de *swirl*, mas em menor grau que a de etanol. Na queima de diesel, a diminuição da temperatura causada pela maior recirculação de um *swirl* mais forte é compensada parcialmente pela maior liberação de calor de uma combustão que se torna mais eficiente com o aumento do *swirl*.

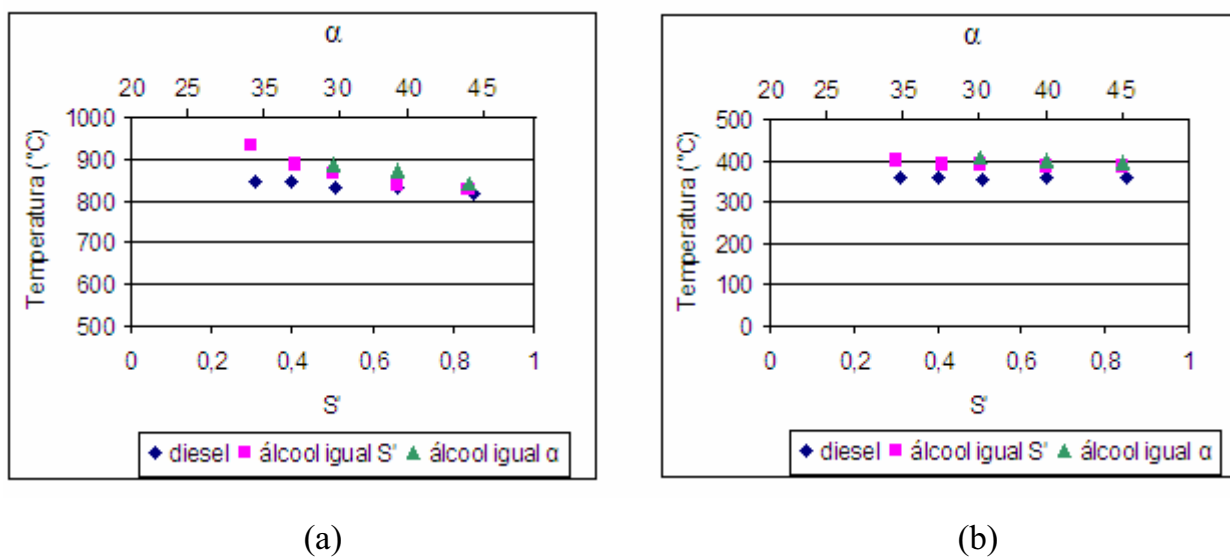


Figura 5.25 Variação da temperatura da chama e de temperatura de saída dos gases em função de S' e de α ($R_{at} = 0,329$; $b = 1,32$)

Quando o álcool é queimado com o mesmo valor de α que o diesel (**caso 2**), as emissões de CO_2 , CO , UHC e NO_x produzidos na queima desse combustível também são menores que os produzidos na queima de diesel.

Comparando as emissões de álcool no **caso 1** e no **caso 2**, pode-se observar que as emissões de CO são iguais nas duas situações, mas, as emissões de UHC e NO_x variam ligeiramente. As primeiras diminuem e as últimas aumentam. Isso pode ser entendido com auxílio da Tabela 5.4 No **caso 1** os valores de α e de S' são maiores que no **caso 2**; tem-se, assim, uma maior recirculação do escoamento e uma menor temperatura da chama de álcool (ver Figura 5.25), o que favorece o aumento do UHC e a diminuição de NO_x .

Tabela 5.4 Variações de α e de S' queimando o álcool em diferentes condições

Nº	Diesel		Álcool caso 1 (igual S')		Álcool caso 2 (igual α)	
	α	S'	α	S'	α	S'
1	25	0,31	35	0,30	25	-
2	30	0,40	41	0,40	30	<i>Flash back</i>
3	35	0,51	46	0,51	35	0,27
4	40	0,66	50	0,64	40	0,34
5	45	0,85	55	0,86	45	0,44

É importante observar que no **caso 2**, se o valor de α for muito pequeno, o valor de S' pode ser tão fraco que pode acontecer o descolamento da chama (*flash back*). Devido ao fato de que, nesses experimentos, trabalhou-se com valores baixos de S' , aconteceu descolamento da chama de álcool num valor de α igual a 30° .

Finalmente, pode-se dizer que, queimando etanol nas mesmas condições de S' , b e R_{at} que o diesel, diminuem-se as emissões de CO_2 , CO , UHC e NO_x , quando comparado com a queima de diesel. Quando se queima esse álcool com os mesmos valores de α , b e R_{at} que o diesel, a queima se faz ligeiramente mais eficiente que no caso anterior; não obstante, são maiores as possibilidades de ocorrer descolamento, sobretudo quando se trabalha com baixos valores de S' . Neste trabalho, S' foi utilizado como parâmetro avaliador do efeito do *swirler*, devido ao fato de que em todos os testes se trabalha com *swirl* fraco ($S' < 0,6$).

Durante a realização deste teste também se constatou a presença de fuligem na queima de diesel. Na queima de álcool não foi observada a formação deste particulado. Nas Figuras 5.26 (a) e 5.26 (b), mostram-se as chamas de diesel e de álcool nas mesmas condições de número de *swirl*, razão de atomização e coeficiente excesso de ar. Novamente, verifica-se que a chama de diesel tem cor amarela, cor característica de uma queima com fuligem (queima de gota). A chama de álcool tem cor azul na região próxima ao injetor e cor laranja clara na região restante chama. Essa chama típica de uma queima sem emissão de particulados (queima de grupo).

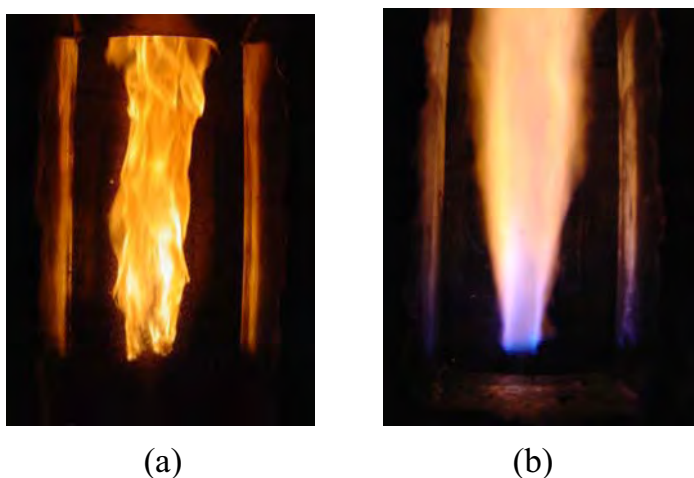


Figura 5.26 Chamas de diesel e de álcool ($R_{at} = 0,329$; $b = 1,32$ e $S' = 0,51$)

Considerando novamente as Figuras 5.25(a) e 5.25(b), observa-se que as temperaturas do centro da chama e dos gases de combustão na saída da câmara na queima de etanol são maiores que as correspondentes com a queima de diesel. Isso mostra que, nessas novas condições de operação, a chama de álcool continua transferindo menos calor por radiação que a chama de diesel.

Na Figura 5.27 se apresentam as variações das eficiências da câmara de combustão com o número de *swirl*, quando queimados álcool e diesel. Nela se observa que a eficiência com a queima de etanol é ligeiramente menor que a correspondente com diesel. O seu valor médio é 77,6% na queima com diesel e 76,8% com etanol. A formação de fuligem na queima com diesel diminui o calor liberado pelo combustível e, em consequência, diminui a eficiência da câmara; contudo, é preponderante a maior taxa de calor perdido nos gases da combustão durante a queima de álcool.

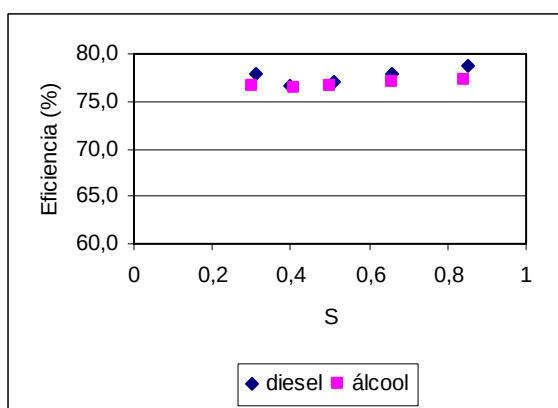
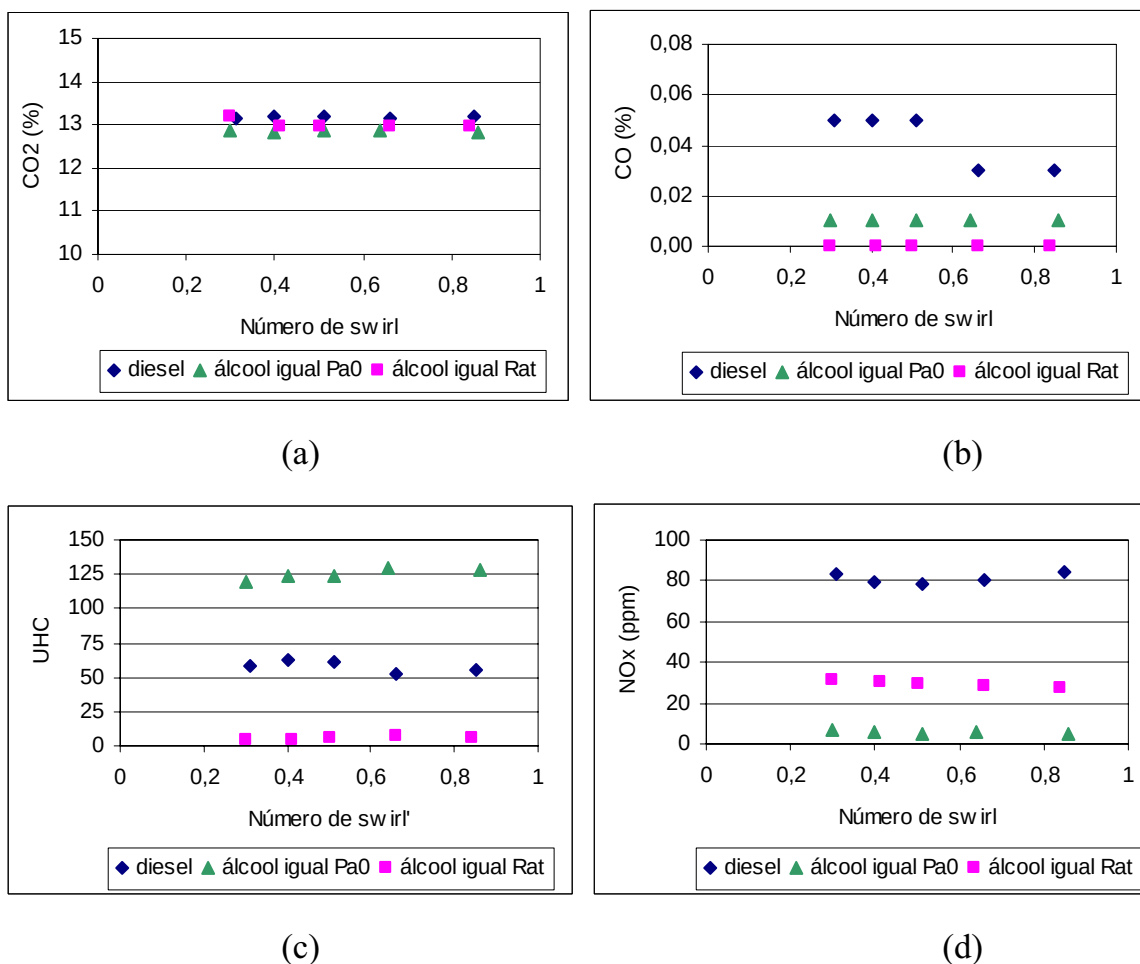


Figura 5.27 Variação da eficiência da câmara de combustão em função do número de *swirl* S' ($R_{at} = 0,329$; $b = 1,32$)

5.7.2.3.2 Influência do número de *swirl* S' na queima, atomizando álcool e diesel como igual valor de P_{a0} (Teste 5)

As queimas de álcool e diesel foram comparadas novamente sob a influência do número de *swirl* S' , mas desta vez manteve-se a mesma pressão de estagnação do ar, P_{a0} , ao invés da mesma razão de atomização, R_{at} (Teste 4). Para isso, foi feito um novo teste com álcool com as mesmas condições de S' , P_{a0} e b que o diesel no Teste 4. Para efeito de facilitar as comparações, nas Figuras 5.28 são apresentadas as emissões

provenientes do diesel e também as do álcool nas duas condições de operação, atomizando com a mesma R_{at} que o diesel (teste anterior) e com a mesma P_{a0} que esse combustível (teste atual).



Figuras 5.28 Emissão dos poluentes em função de S' ($P_{a0}=1,3$ e $b = 1,32$)

Na Figura 5.28, observa-se que quando o etanol e o diesel são queimados com a mesma P_{a0} , as emissões CO_2 , CO e NO_x na queima do álcool são menores que as emissões correspondentes na queima de diesel. Esse comportamento é similar ao do Teste 4, em que foi avaliado o efeito do swirl, atomizando o diesel e o álcool com a mesma R_{at} . No entanto, no presente teste, diferentemente do Teste 4, as emissões de UHC na queima de álcool são maiores que com a queima de diesel. Como já foi explicado no item 5.7.2.2.2, quando o etanol queima com o mesmo valor de R_{at} que o diesel (caso do teste 4), sua atomização é melhor que a do diesel. Sendo assim suas

emissões de CO e UHC são menores que as do diesel. Quando o álcool e o diesel são queimados com o mesmo valor de P_{a0} (caso do presente teste), a quantidade de ar na atomização de álcool é menor, piorando a qualidade de sua atomização, aumentando assim, as emissões de CO e UHC do primeiro para o segundo caso. No segundo caso, as emissões do UHC na queima de álcool aumentam o suficiente para serem maiores que as de diesel; no entanto, as de CO aumentam, mas não superam as emissões desse poluente na queima de diesel. Esse fenômeno também será observado no Teste 7. Isso pode ser explicado da seguinte maneira. A atomização de menor qualidade favorece o aumento do CO, mas esse efeito é atenuado pela presença da água, que modifica o mecanismo de reação de CO, aumentando sua taxa de reação. Segundo Turns (2000), o CO oxida lentamente a não ser que exista hidrogênio nas espécies presentes na combustão. Pequenas quantidades de H_2 ou H_2O podem acelerar de modo significativo a taxa de reação desse poluente. Isto porque os passos da oxidação de CO envolvendo o radical hidroxilo OH são muito mais rápidos que os passos envolvendo O_2 e O. Na Figura 5.28, observa-se também que a emissão de UHC no caso de álcool aumenta com o aumento do número de *swirl*. Este comportamento foi observado e explicado no Teste 4.

Neste teste tampouco observou-se a presença de fuligem na queima de álcool. Deve-se lembrar do Teste 4, em que o diesel apresentava fuligem na sua queima. Nas Figuras 5.29 (a) e 5.29 (b), mostram-se novamente as chamas de diesel e de álcool do Teste 4 e, na 5.29 (c), observa-se a chama de álcool do presente teste com as mesmas condições de pressão de ar de atomização, coeficiente de excesso de ar e número de *swirl* que o diesel. Pode-se observar que a chama de álcool no presente teste é bem parecida à chama do álcool do teste anterior. Ambas são azuis na base e apresentam tonalidades branca e laranja no restante da chama. Isso mostra que, quando o álcool queima com a mesma P_{a0} que o diesel, sua atomização é de menor qualidade com respeito ao caso em que esse combustível com a mesma R_{at} que o diesel, diminuindo a eficiência da queima. Contudo, mesmo assim mantém-se uma queima boa, similar a uma chama de difusão gasosa. Isto ocorre possivelmente graças à sua alta volatilidade e à presença de água e oxigênio em sua composição.

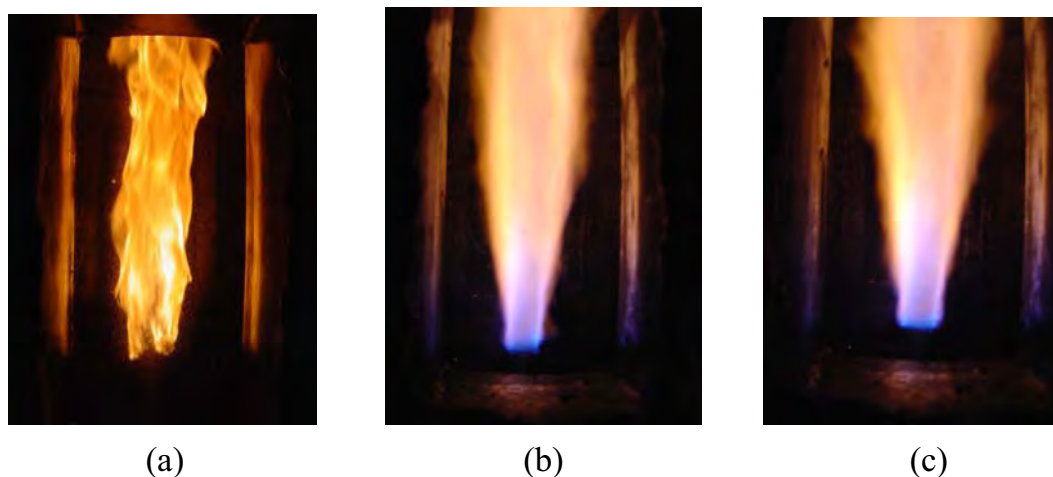


Figura 5.29 Chamas de diesel e de álcool ($S' = 0,51$; $R_{at} = 0,329/P_{a0}=1,3$ e $b = 1,32$)

Na Figura 5.30, apresentam-se as variações das temperaturas do centro da chama e dos gases de combustão na saída da câmara em função do S' , atomizando o álcool com a mesma P_{a0} que o diesel. Observa-se que os resultados são muito parecidos aos resultados do Teste 4. Ambas temperaturas são maiores na queima com álcool, o que, como já foi explicado, deve-se à menor liberação do calor por radiação da chama. Observa-se novamente que, na queima dos dois combustíveis, a temperatura do centro da chama diminui com o aumento do número do *swirl*, sendo que, no caso do álcool, essa diminuição é mais acentuada. Como foi explicado no item anterior, quando o *swirl* se faz mais forte, aumenta a circulação na região próxima do bico, esfriando a chama. No caso da chama de diesel, essa recirculação aumenta as taxas de mistura, liberando mais calor da combustão e compensando o efeito da diminuição de temperatura por causa da recirculação.

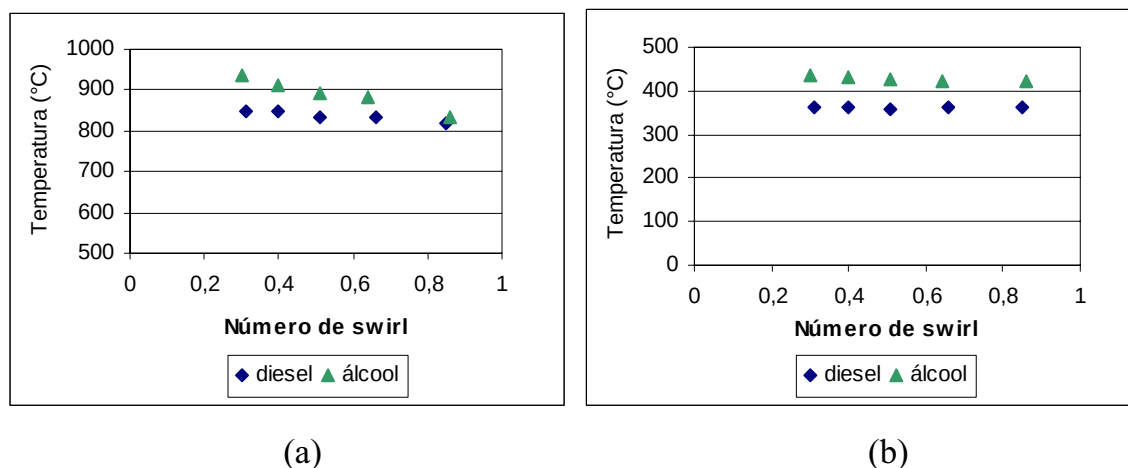


Figura 5.30 Variação da temperatura da chama e da temperatura de saída dos gases em função de S' ($P_{a0}=1,3$ e $b = 1,32$)

Na Figura 5.31 são apresentadas as eficiências da câmara de combustão em função de S' , queimando diesel e álcool, e atomizando-os com o mesmo valor de P_{a0} . A eficiência do diesel é ligeiramente maior que a eficiência do álcool. A eficiência média da câmara é 77,6% no caso do diesel, e 76,1% no caso do etanol. Isso dá uma diferença de 1,5% na eficiência, maior que no Teste 4, quando era apenas de 0,8%. A diferença entre as eficiências da câmara queimando diesel e álcool deve-se como em outros casos à baixa radiação da chama do etanol e também ao efeito combinado da atomização menos eficiente com o esfriamento da chama, produto da recirculação induzida pelo *swirl*.

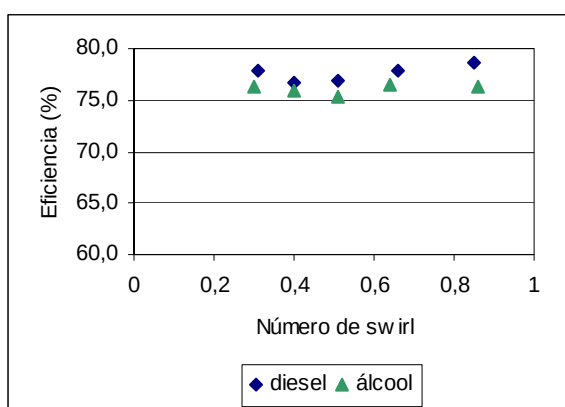


Figura 5.31 Variação da eficiência da câmara de combustão em função do número de S' ($P_{a0}=1,3$ e $b = 1,32$)

5.7.2.4. Influência do coeficiente de excesso de ar (Testes 6 e 7)

Nos testes seguintes, comparam-se as queimas de diesel e de álcool etílico hidratado sob a influência do coeficiente de excesso de ar, b , em duas situações, mantendo os mesmos valores de b , R_{at} e S' na queima de ambos combustíveis e também queimando o álcool com os mesmos valores de b , P_{a0} e S' que o diesel.

Deve-se ressaltar que, para efeitos de comparação, nos testes anteriores as emissões apresentadas foram corrigidas para 3% de O_2 . Como nesses testes a quantidade de O_2 não apresentava variações importantes ($b = \text{constante}$), as curvas de emissões corrigidas mantinham a mesma tendência que as das emissões originais, permitindo assim analisar também a influência do parâmetro de interesse sob os poluentes. Dado que, no presente teste, há variação importante na quantidade de O_2 , as

curvas de emissões corrigidas permitiram comparar a queima de ambos combustíveis, mas esconderão o efeito do coeficiente de excesso de ar sobre os poluentes. Para evitar isso, serão apresentadas somente as curvas originais (sem correção). Mesmo assim, as comparações ainda são válidas devido ao fato que ambos combustíveis foram queimados nos mesmos valores de excesso de ar.

Nas Figuras 5.32 são apresentadas as emissões dos poluentes função do coeficiente de excesso de ar nas situações: queimando diesel e etanol com igual pressão de atomização, P_{a0} , e queimando álcool na mesma condição de razão de atomização, R_{at} , que o diesel. Nelas se observa que as emissões seguem um comportamento similar ao que ocorreu com os testes 1 e 3. As emissões de CO_2 na queima de álcool nas duas situações são ligeiramente menores que as provenientes da queima de diesel. Observa-se, também, que quando o álcool é queimado com igual R_{at} que o diesel (melhor condição de atomização), suas emissões de UHC, CO e NO_x são bem menores que as de diesel. Quando o álcool é queimado com igual P_{a0} que o diesel (condição de atomização menos eficiente), as emissões de NO_x diminuem com relação ao álcool no caso anterior, enquanto que as de CO e o UHC aumentam. A concentração de CO aumenta, mas não tanto, mantendo-se ainda em valores menores que as emissões correspondentes com a queima de diesel. Por sua parte, a concentração de UHC aumenta até superar os níveis de emissão atingidos na queima de diesel. Esse comportamento foi observado e explicado no Teste 5.

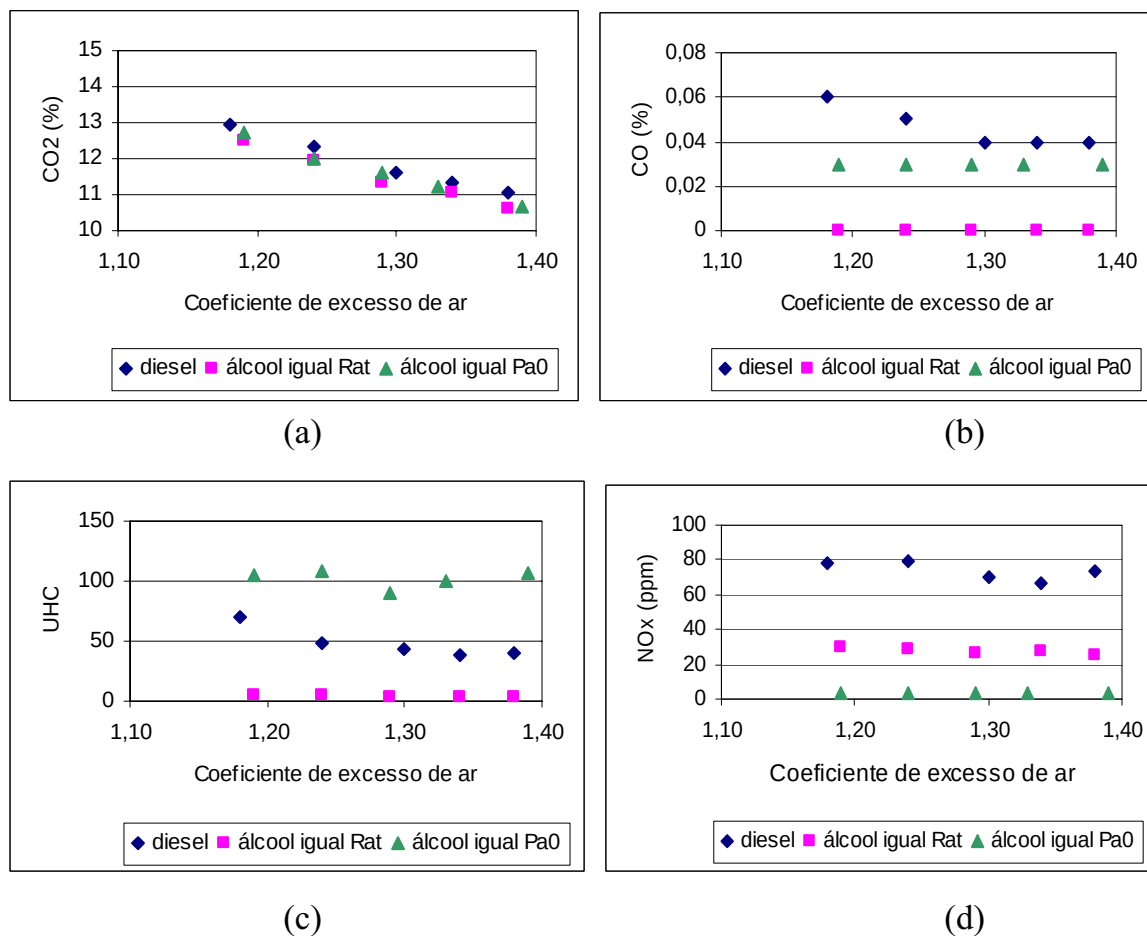


Figura 5.32 Emissões dos poluentes em função do coeficiente de excesso de ar ($R_{at} = 0,355 / P_{a0} = 1,3$; $S' = 0,43$)

Na Figura 5.32, observa-se que a concentração de CO_2 diminui progressivamente e de forma similar na queima de ambos combustíveis. No caso do diesel, com o aumento de b , as concentrações de CO e o UHC diminuem até atingir um valor constante. Isso mostra que a eficiência da combustão de diesel melhora com o aumento de excesso de ar até atingir um valor ótimo, a partir do qual qualquer aumento na quantidade de ar não produzirá melhora na queima. No caso do álcool, pelo contrário, as emissões de CO e UHC se mantêm em valores quase constantes nas duas situações, mostrando que, para os valores mais baixos de excesso de ar, a queima encontrava-se já numa condição ótima. No caso das emissões de NO_x , suas concentrações diminuem com o aumento do coeficiente de excesso de ar, na queima de ambos combustíveis, sendo que no caso do diesel essa diminuição é maior.

Neste teste novamente não se observou a presença de fuligem nos filtros de amostragem na queima de álcool em nenhuma das duas situações. No entanto,

observou-se esse poluente nos filtros na queima de diesel. Na Figura 5.33, mostram-se as chamas de diesel e de álcool nas duas condições de operação acima citadas. Pode-se observar que a chama de diesel tem cor amarela e a chama de álcool, nas duas situações, apresenta uma região de cor azul perto da saída do injetor, e tonalidades de branco e laranja.

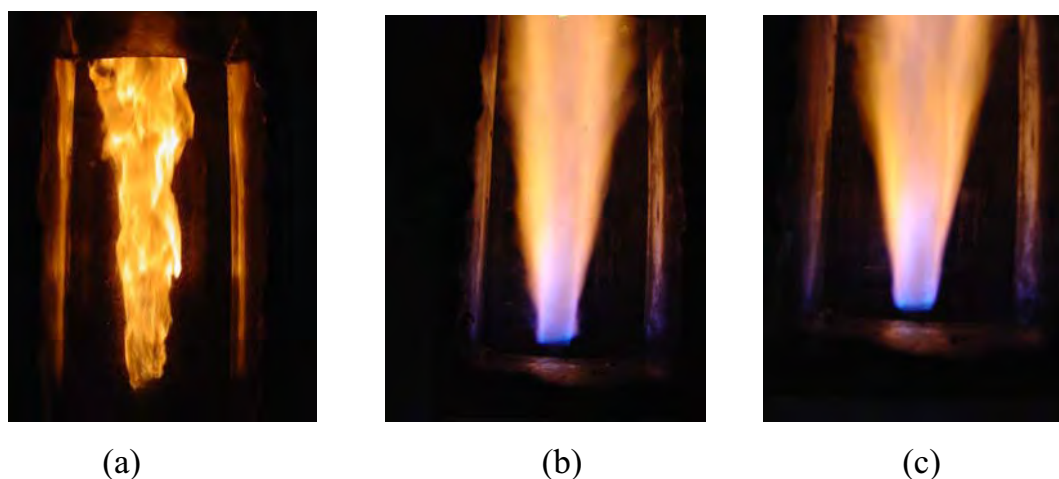


Figura 5.33 Chamas de diesel e de álcool ($R_{at} = 0,355 / P_{a0} = 1,3$; $b = 1,29$ e $S' = 0,43$)

Na Figura 5.34 são apresentadas as temperaturas da chama e dos gases na saída da câmara de combustão. Observa-se, em termos médios, que essas temperaturas, na queima de diesel, são menores que as correspondentes à queima de álcool nas duas condições de operação citadas.

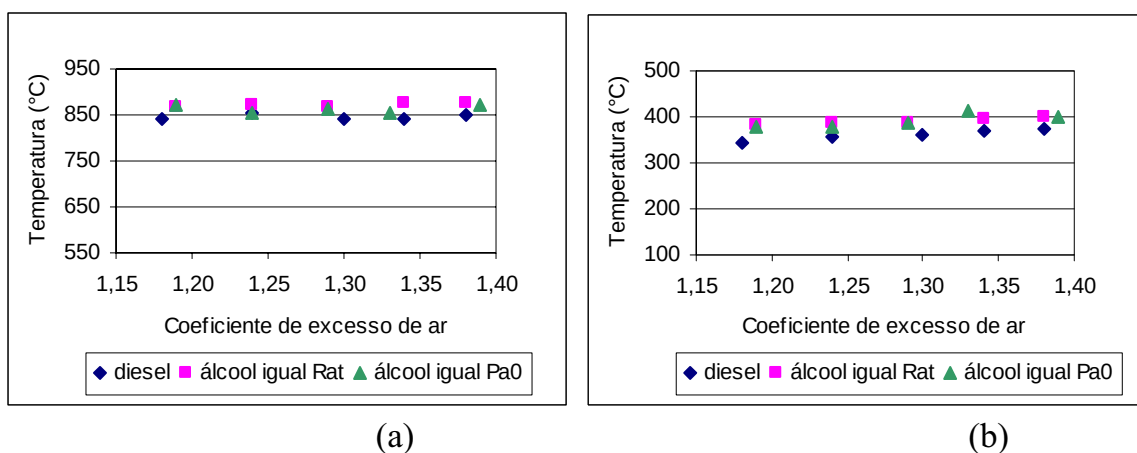


Figura 5.34 Variação das temperaturas da chama e de saída dos gases em função do coeficiente de excesso de ar ($R_{at} = 0,355 / P_{a0} = 1,3$; $S' = 0,43$)

Na Figura 5.35 são apresentadas as variações das eficiências da câmara de combustão em função de coeficiente de excesso de ar nas três situações de queima dos combustíveis. Observa-se que a eficiência é maior quando é queimado diesel, seguido pela queima de álcool com igual valor de R_{at} que o diesel. As eficiências médias são sequencialmente 76,9%, 76,2 % e 75,6 %. Uma vez mais se mostra que a chama de álcool transfere menos calor que a chama de diesel, diminuindo assim a eficiência da câmara de combustão.

Na Figura 5.35, também é observado que a eficiência nos três casos diminui com o aumento do coeficiente de excesso de ar, isso porque uma maior quantidade de calor é necessária para aquecer o maior volume de gases de combustão.

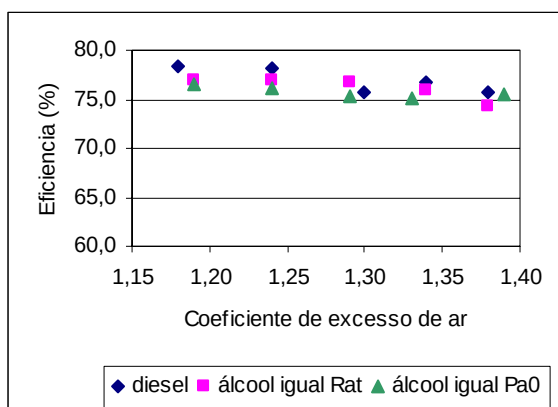


Figura 5.35 Variação da eficiência da câmara de combustão em função do coeficiente de excesso de ar ($R_{at} = 0,355/ P_{a0}=1,3; S' = 0,43$)

5.5.2.5 Influência do teor alcoólico na queima de álcool (Teste 8)

Neste item estuda-se a influência do conteúdo de água no etanol sob a queima deste combustível. Para isso, é comparada a queima do etanol hidratado com um teor alcoólico de 85 INPM (85% de álcool e 15% de água) com a queima de etanol hidratado *standard* (93 INPM). Na Figura 5.36 são apresentadas as emissões provenientes da queima de álcool etílico *standard* e de diesel do Teste 2, adicionando as emissões do álcool etílico com 85 INPM.

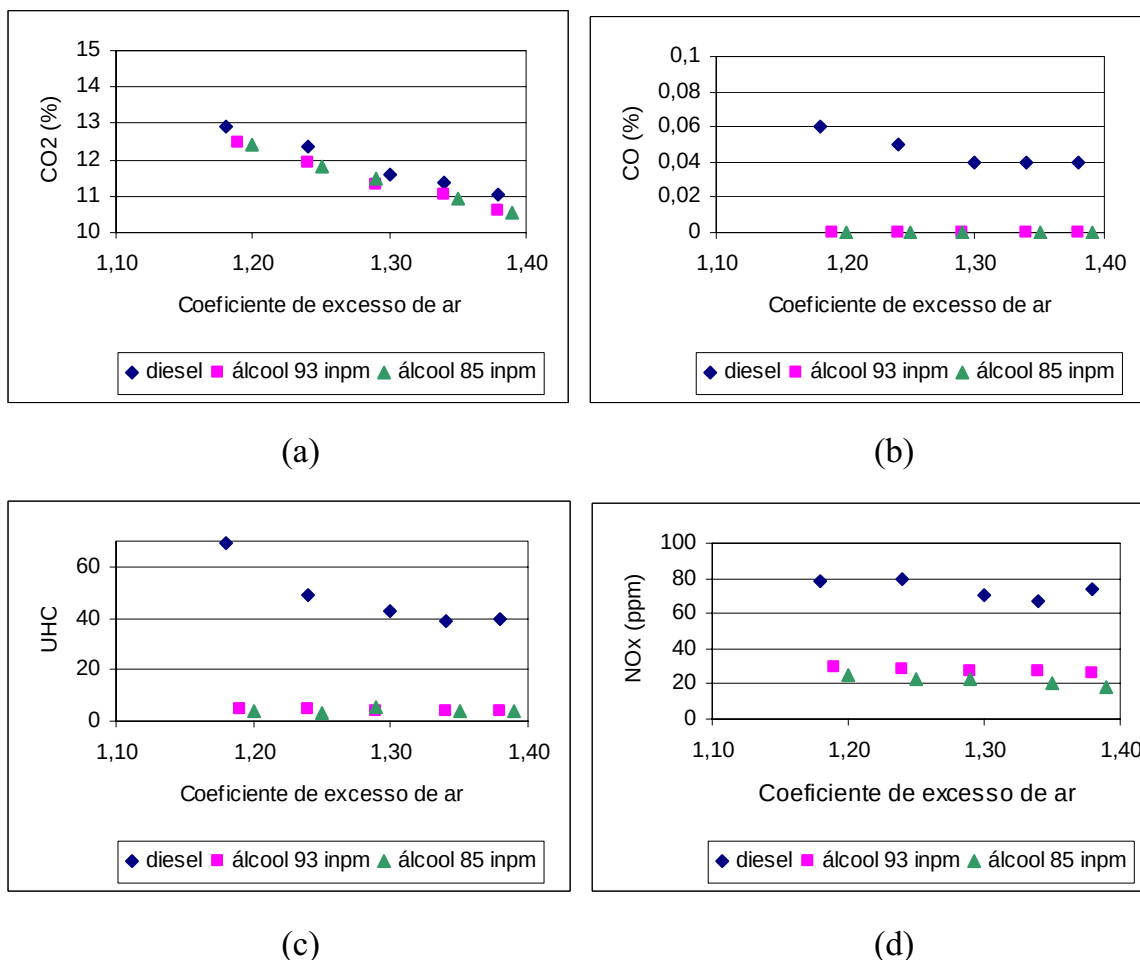


Figura 5.36 Concentrações de poluentes sob o efeito do coeficiente de excesso de ar e teor de água no álcool ($P_{a0}=1,3$ bar; $S' = 0,51$)

Na Figura 5.36 observa-se que as emissões dos poluentes provenientes da queima de ambos tipos de álcool têm um comportamento similar. As emissões deles são menores que as produzidas na queima de diesel. Os dois tipos de álcool produzem aproximadamente a mesma quantidade de CO e UHC; não obstante, observa-se que as emissões de NO_x diminuem quando aumenta o conteúdo de água no álcool. Eles passaram de aproximadamente 30 ppm na queima de álcool de 93 INPM para 25 ppm com a queima de etanol com 85 INPM. No item 4.8 foi verificado que a adição de água na queima de combustíveis líquidos origina a diminuição das emissões de CO, NO_x e particulados. Nestes experimentos, para uma queima de etanol *standard* com boas condições de atomização e excesso de ar, a adição de uma maior quantidade de água não modifica apreciavelmente as emissões de poluentes, ao menos nas escalas de trabalho deste experimento. Não obstante, no caso do NO_x, a adição de água diminui a

temperatura da chama que produz a diminuição do NO_x proveniente do mecanismo térmico. Na Figura 5.37, observa-se que a temperatura da chama e dos gases na saída da câmara de combustão na queima de álcool de 85 INPM é menor que as temperaturas correspondentes na queima de álcool de 93 INPM.

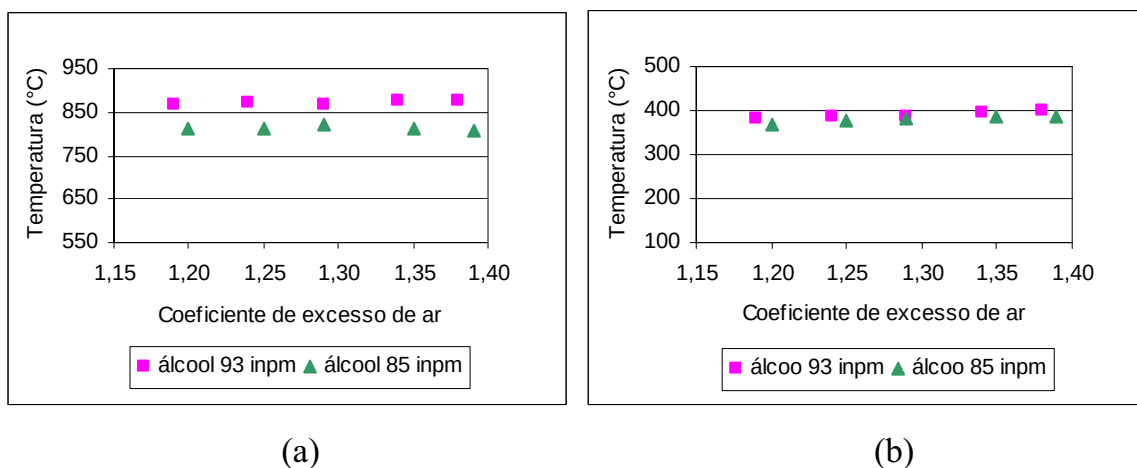


Figura 5.37 Variação das temperatura da chama e de saída dos gases em função do coeficiente de excesso de ar e do teor de água no álcool ($P_{a0}=1,3$ bar; $S' = 0,51$)

A adição de água também tem um efeito significativo na eficiência da câmara de combustão. Na Figura 5.38 observa-se claramente que a eficiência da câmara diminui quando é maior quantidade de água no álcool. Isso ocorre porque se perde mais calor para aquecer e evaporar uma maior quantidade de água.

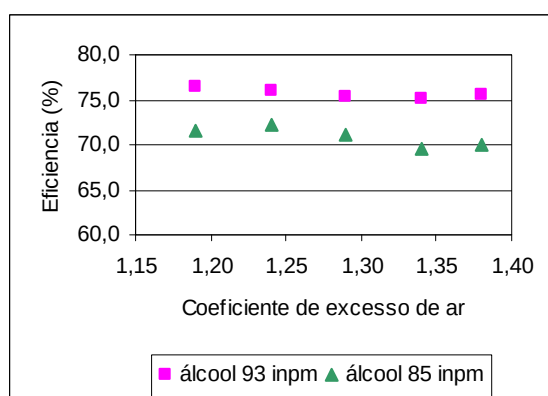


Figura 5.38 Eficiência da câmara de combustão em função do teor alcoólico e do coeficiente de excesso de ar ($P_{a0}=1,3$ bar; $S' = 0,51$)

Na Figura 5.39, apresentam-se duas chamas, sendo a da esquerda uma chama de etanol com um teor alcoólico de 93 INPM e a da direita uma chama desse álcool com 85 INPM. Observa-se que a região de cor azul na base desta é maior que a correspondente àquela. Durante os experimentos, na queima de álcool de 85 INPM, observou-se uma região importante de cor azul na parte central da chama. Ela aparece tenuemente na foto como zonas escuras. No caso da chama de 93 INPM, a zona azul na região central do *spray* era menor que no caso anterior. Sendo assim, ela não aparece na foto, logo a chama se apresenta mais clara. Isso mostra que a chama de álcool com maior conteúdo de água tem uma maior tendência a queimar como grupo (queima com chama azul). Na queima de álcool de 85 INPM, a vazão mássica de combustível é maior, o *spray* se faz mais denso. Como foi visto no item 3.9.2, *sprays* densos de combustíveis líquidos tem uma maior tendência a queimar como grupo.

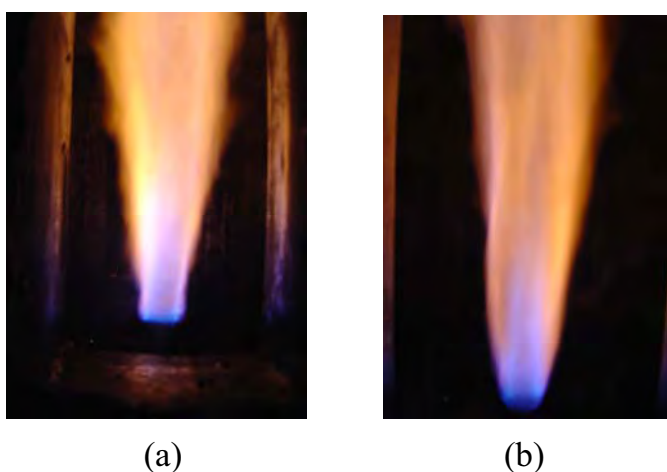


Figura 5.39 Chamas de álcool de diferentes teores alcoólicos ($P_{a0}=1,3$ bar; $b = 1,32$ e $S' = 0,51$)

Finalmente, pode-se dizer que o efeito da água no álcool é diminuir a temperatura da chama, com isso as emissões de NO_x . Também tem o efeito de diminuir a eficiência da câmara de combustão. A maior presença de água no álcool exige maior vazão de combustível, o que aumenta a densidade do *spray* e a tendência a queimar como grupo.

6 CONCLUSÕES

O presente trabalho teve como objetivo estudar a viabilidade da substituição de óleo diesel por álcool etílico hidratado em queimadores industriais. Do ponto de vista ambiental, o álcool ético hidratado apresenta-se como um importante combustível alternativo ao óleo diesel, na queima direta. Isso pelos seguintes motivos:

- Quando feita a substituição de diesel por álcool os ganhos em redução dos poluentes são muito importantes, sobretudo quando o álcool é atomizado com a mesma razão de atomização que o diesel. Nesta condição, há redução de CO_2 , CO , UHC , NO_x e fuligem. Cabe destacar que nesta condição de operação, o álcool precisa de maior quantidade de ar de atomização, devido à maior vazão de combustível. Quando o álcool é atomizado com a mesma pressão de atomização que o diesel, reduzem-se também esses poluentes, exceto o UHC , que apresenta um aumento em suas emissões. Isso ocorre pela menor quantidade de ar na atomização de álcool e, conseqüentemente, pela menor qualidade da atomização. Foi observado também que a presença de água no álcool etílico hidratado tem um efeito direto na diminuição das emissões de CO e NO_x . A água modifica o mecanismo de reação do CO para CO_2 , acelerando muito sua taxa de reação. No caso da formação de NO_x , ela contribui para a diminuição da temperatura da chama e, conseqüentemente, do NO_x térmico. Adicionalmente, sabe-se que a volatilidade do etanol favorece para formar uma mistura reagente mais homogênea, do que se deduz que essa propriedade do álcool contribui também para a diminuição das emissões de particulados e NO_x pelo mecanismo imediato. Sabe-se também que o diesel apresenta em sua composição pequenas quantidades de nitrogênio, o que incrementa a quantidade de NO_x produzida por esse combustível.
- Quando se queima álcool não se emite SO_2 , diferente da combustão do diesel que emite uma quantidade máxima de 166 g /GJ desse poluente.

- O CO₂ produzido na queima de etanol é removido da atmosfera, durante a etapa de crescimento da cana de açúcar, matéria prima para fabricação do álcool. Com isso o CO₂ adicionada na atmosfera pelo uso do etanol corresponde somente às etapas de produção e transporte desse bio-combustível.

Do ponto de vista técnico, a substituição de diesel por álcool ético hidratado apresenta-se também interessante. Ela é tecnicamente possível, sem modificações no sistema de queima. As modificações necessárias devem ocorrer somente no sistema de estocagem e injeção de combustível. Além disso, deve ser avaliada a necessidade de se tomarem medidas para evitar perda de combustível por evaporação, riscos de incêndios e danos dos materiais por corrosão. Dos resultados, também se observou que a queima de diesel produz quantidades consideráveis de fuligem. Este particulado diminui a eficiência de troca de calor dos equipamentos, originando paradas para limpeza e restauração dos equipamentos. As chamas de álcool se apresentam mais apropriadas para queima em unidades de combustão convectivas que radiativas. A seguir, mostram-se essas conclusões com mais detalhe.

- É possível e recomendável utilizar o mesmo atomizador de diesel para o álcool, com uma considerável melhora na atomização e, portanto, na eficiência da combustão e diminuição de poluentes. Contudo, tem que ser verificada a condição de bloqueio fluidodinâmico no bico atomizador. Caso se atinja esta condição na queima de álcool, deve-se regular a pressão de ar de atomização, o que levará automaticamente (sem precisar de regulagem) a uma mudança na pressão de injeção de combustível.
- Na queima de álcool, também é possível utilizar o mesmo *swirler* que foi utilizado para o diesel. Somente é necessário ajustar o ângulo da pá para obter o mesmo número de *swirl* que na queima de diesel. No presente trabalho, o ângulo da pá para álcool era aproximadamente 10° maior que quando queimando diesel. Deve-se observar que também é possível queimar o álcool com o mesmo ângulo da pá do *swirl* que na queima de diesel, obtendo-se uma queima tão boa quanto a

primeira. No entanto, a chama se torna mais instável, sendo maior a probabilidade de ocorrência de descolamento.

- Na substituição de diesel por álcool, é possível utilizar a mesma câmara de combustão sem produzir uma alteração importante no tempo de residência e turbulência dos gases na câmara. Isso ocorre porque a vazão mássica de ar requerido para a combustão de álcool é 97,5 % da vazão mássica de ar no caso da queima de diesel. Observou-se que as temperaturas dos gases dentro da câmara de combustão na queima de álcool são maiores que na queima de diesel, o que levaria a uma maior vazão volumétrica e, conseqüentemente, a um menor tempo de residência no primeiro caso. Não obstante, essas diferenças variam entre 10 e 100 °C. Considera-se que uma diferença média de 60 °C não tenha um efeito significativo na variação do volume dos gases.
- O álcool não apresenta viscosidade suficiente para lubrificar as bombas de combustível dos queimadores de diesel. Essas bombas são de deslocamento positivo. Precisa-se, portanto, trocar a bomba de combustível. Essas bombas apresentam normalmente um custo relativamente baixo.
- Tem que ser avaliado se a capacidade de estocagem tem que ser ampliada, visto que a vazão volumétrica do álcool deve ser 1,73 a vazão de diesel para produzir a mesma potência liberada. Deve-se observar que os sistemas de abastecimento de combustíveis normalmente são projetados com uma sobre-capacidade de vazão de operação, o que facilita a substituição.
- Visto que o álcool é um combustível volátil com um intervalo grande de limites de inflamabilidade, devem ser tomadas medidas para evitar perdas por evaporação e riscos de incêndios, sobretudo nos tanques de estocagem.
- Deve estudar-se cuidadosamente se o sistema utilizado originalmente com diesel apresenta materiais que possam ser atacados pela ação corrosiva do álcool. Se

existirem, pode-se adotar como medidas preventivas a adição de aditivos inibidores ou a substituição de materiais por outros mais nobres que não sejam atacados pelo álcool. No caso do aço, podem ser utilizadas ligas especiais ou serem feitos tratamentos superficiais, como estanhadura, cadmiadura e bicromatização.

- A chama de diesel se apresentou amarela, com presença considerável de fuligem. Suas características são típicas de uma chama do tipo de gota. Cabe observar que a fuligem, além dos problemas sérios que causa na saúde das pessoas, animais e plantas, apresenta outros problemas: é altamente isolante, diminuindo a troca de calor onde se deposita, por exemplo, nos tubos, economizadores e recuperadores de calor de caldeiras, diminuindo assim a eficiência desses equipamentos. A fuligem incrementa a ação corrosiva de alguns gases produtos da combustão, estragando as partes dos equipamentos onde se deposita, originando assim paradas para manutenção e restauração, incrementando os custos de manutenção e operação.
- A chama de álcool se apresentou como uma chama com pouca ou nenhuma presença de fuligem, com menor radiação, de cor branca, com algumas tonalidades de laranja, e com cor azul na região próxima ao atomizador. Essas características são próprias de uma chama de grupo. Sendo sua chama pouco radiante, os gases saem com maior temperatura na saída da câmara de combustão, diminuindo a eficiência do equipamento. Isso mostra que sua aplicação é mais apropriada para câmaras convectivas que as radiativas. Um exemplo são as unidades de combustão de alta velocidade. A alta velocidade promove a uniformidade da temperatura e aumenta a transferência de calor por convecção. Estas unidades são muito usadas na indústria metalúrgica e cerâmica, principalmente em aplicações em que o calor radiante pode sobre-aquecer e até fundir a superfície com menor calor transferido para dentro da carga, levando a altas perdas de material produzido. As chamas de álcool também se mostram apropriadas para câmaras de combustão de turbinas aeronáuticas, onde se requer uma alta temperatura dos gases à saída da câmara de

combustão com o objetivo de incrementar a eficiência térmica da turbina. Uma forma de recuperar o calor perdido nos gases de combustão na queima de álcool é usar os gases quentes para pré-aquecer algumas das correntes alimentadas ao combustor ou misturá-los à corrente de ar ou combustível alimentados ao sistema.

A decisão de substituir diesel por álcool na queima direta necessariamente passa por um estudo de viabilidade técnica, econômica e ambiental do sistema particular em estudo, no qual se tenha em conta os benefícios e as desvantagens que traz a substituição. Entre os benefícios, deve-se incluir as melhorias da qualidade do meio ambiente e a redução de penalidades pela menor emissão de poluentes, provenientes da substituição, diminuição de custos de operação e manutenção pelas paradas produzidas para remoção da fuligem e restauração de equipamentos danificados pelo material particulado. Em contraste, devem ser considerados os maiores custos de instalação para adequar o sistema para álcool, assim como também os maiores custos de operacionais provenientes da maior quantidade de combustível necessário. Atualmente, esses custos são maiores na queima de álcool. No ano 2005, o custo para liberar 1 MJ de calor com a queima álcool foi 29,5 % maior que com a queima de diesel. Não obstante, o cenário nacional e mundial se mostra favorável para a redução desta diferença. O petróleo e seus derivados, por serem produtos não renováveis e perecíveis, tendem a aumentar seu preço, e esse aumento tem-se intensificado nos últimos anos pela instabilidade política dos países produtores. Em oposição, o preço do etanol tem diminuído nestes últimos tempos. Na segunda metade de 2006, o governo brasileiro adotou medidas de incentivo à produção e pesquisa com a finalidade de reduzir os custos de produção e a instabilidade do preço desse combustível.

Adicionalmente, deve-se dizer que a preocupação mundial pelo aquecimento global vem tornando as legislações mais rigorosas com respeito aos índices e penalidades das emissões de poluentes provenientes da combustão. Por exemplo, os estados membros e associados da União Européia têm como objetivo decrescer as emissões dos gases do efeito estufa em 8% até o ano 2010.

O cenário atual mostra que a substituição de diesel por álcool etílico hidratado em queimadores industriais, se não viável atualmente, pode se tornar viável num futuro muito próximo.

REFERÊNCIAS

AIZAWA, T.; KOSAKA, H.; MATSUI, Y. Laser diagnostics of early soot formation process in a diesel spray flame. In: INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON DIAGNOSTICS AND MODELING OF COMBUSTION IN INTERNAL COMBUSTION ENGINES, 5., 2004, Yokohama – Japan. **Proceedings...** Yokohama: 2004.

AJAV, E.A.; SINGH, B.; BHATTACHARYA, T.K.; Experimental study of some performance parameters of a Constant speed stationary diesel engine using ethanol-diesel blens as fuel. **Biomass and Bioenergy**, n.17, p.357-365, 1999.

ANP. **Perspectiva para o desenvolvimento do refino de petróleo no Brasil.** Brasília: Jul. 2002.

ANP. Anuário estatístico 2006. Disponível em:

<http://www.anp.gov.br/doc/anuario_2006.asp>. Acesso em: 20 nov. 2006.

ANP. Portaria ANP N° 310, de 27.12.2001 – DOU 28.12.2001. Disponível em:

<http://www.anp.gov.br/petro/legis_qualidade.asp>. Acesso em: 20 jul. 2003.

ANP. Densidades e poderes caloríficos inferiores. Disponível em:

<http://www.anp.gov.br/doc/anuario2001/Fatores_de_Conversao_2001.pdf>. Acesso em: 17 dez. 2003.

ANP. Regulamento Técnico ANP N° 7/2005 da Resolução ANP N° 36, de 06-12-2005.

Disponível em: <www.anp.gov.br>. Acesso em: 08 mar. 2007.

ASHEIM J. P.; PETERS, J. E.; Alternative fuel spray behavior. **Journal of Propulssion**, v.5, n.4, p. 391-398, Jul.- Aug., 1989.

Balanço Energético Nacional BEN 2006. Disponível em:

<http://www.mme.gov.br/site/menu/select_main_menu_item.do?channelId=1432&pageId=10780>.. Acesso em: 14 jan. 2007.

BAILIE, R.C. **Energy conversion engineering**. Unites State: Reading, Mass., Addison-Wesley Publishing Company, 1978. 553p.

BEER, J. M.; CHIGIER, N. A. **Combustion aerodynamics**. New York: Halsted Press Division John Willey & Sons, 1972, 264p.

BOWMAN, C. T. Kinetics of nitric oxide formation in combustion processes. In: INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON COMBUSTION, 14., 1973, p.729-38.

BRINK, A.; JORDAAN, C. F. P.; LE ROUX, J. K.; LOUBSER, N. H. Carburetor Corrosion: The effect of alcohol-blends. In: INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON ALCOHOL FUELS TECHNOLOGY, 7., 1986, Paris – France. **Proceedings... Paris: 1986.**

BRIZUELA, E.; LOZA, J. C. Combustión de combustibles líquidos. **FIUBA**, Disponível em: <<http://www.fi.uba.ar/materias/6730/Tomo2Unidad12.pdf>>. Acesso em: 03 nov. 2006.

CARVALHO J. A.; LACAVA .P. T. **Emissões em processos de combustão**. São Paulo: Editora UNESP, 2003. 135p.

CARVALHO, J. A.; MCQUAY, M. Q. **Princípios de Combustão Aplicada**. Florianópolis: Editora da Universidade Federal de Santa Catarina, 2007. 176p.

CHIGIER, N. **Combustion Measurements**. Washington: Hemisphere Publishing Corp, 1991.

CHIU H. H.; CROKE E. J. **Group combustion of liquid fuel sprays**. Energy Technology Laboratory Report 81-2, University of Illinois at Chicago, 1981.

CHIU H. H.; KIM H. Y.; CROKE E. J. Internal group combustion of liquid droplets. In: International Symposium on Combustion, 19., 1982, Combustion Institute, 1982, p. 971-980.

CHIU, H. H.; LIU, T. M.; Group combustion of liquid droplets. Combustion. Science and Technology, v.17, p.127-142, 1977.

COMBINSIA, Petróleos residuais, Lima-Perú: COMBINSIA, 1994. 143p.

CORREA, S. M.; SICHEL, M. The group combustion of a spherical cloud of monodisperse fuel droplets. In: International Symposium on Combustion, 19., 1982, Combustion Institute, 1982, p. 981-991.

Couto, H.S.; Muniz, W.F.; Bastos N. D. Geometrical parameters for flows across axial swirlers. In: Asian Pacific International Symposium on Combustion and Energy Utilization, 3., 1995, Hong Kong – Japan. **Proceedings...** Hong Kong: Polytechnic, 1995. p. 255-260.

COUTO, H. S.; CARVALHO JR. J. A.; BASTOS, N. D.; MCQUAY, M. Q.; LACAVA, P. T. Theoretical prediction of mean droplet size of Y-jet atomizers. **Journal of Propulsion Power**, v.15, n.3, p.481-485, 1999.

CSM. Ficha técnica: álcool etílico hidratado 92,8 °INPM. Disponível em: <<http://www.csmpq.com.br/index.php?exc=produtoD.3>>. Acesso em: 24 jan. 2006.

DE LA HARPE, E. R. **Ignition improved ethanol as a diesel tractor fuel**. 1988. Dissertation (Master Agricultural Engineering) – Universty of Natal, Pietemaritzburg-South Africa, 1988.

DELMÉE, G. J. **Manual de Medição de Vazão**, 3.ed. São Paulo: Editora Edgard Blucher Ltda, 2003. 346p.

EGOLFPOLOUS, F. N.; Du, D. X.; LAW, C. K., A study on ethanol oxidation kinetics in laminar premixed flames, flow reactors, and shock tubes. In: INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON COMBUSTION, 24., 1992. The Combustion Institute, 1992. p. 833-841.

FAETH, G. M. Progress in energy and combustion science. v.3. New York: Pergamon Press Oxford, 1977.

FARAG, T. M.; ARAI, M.; SHIMIZU, M.; HYROYASU, H. The effect of fuel volatility on spray flame stabilization. **Bulletin of the JSME**, v.26, n. 220, 1983.

FENIMORE, C. P. Formation of Nitric Oxide in Premixed Hydrocarbon Flames. In: INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON COMBUSTION, 13., 1971, p.373-80.

FLUGUEL A. D. **Investigação experimental da Influencia do campo acústico na queima de sprays**. 2006. Dissertação (Mestrado em Engenharia Aeronáutica) – Instituto Tecnológico Aeronáutico, São Jose dos Campos, 2006.

FERNANDEZ, I. P; PRIETO, I.F; LUENGO, J.C.G; PONTE, D.G; Improvements in light oil combustustion by adding small quantities of alcohol. Possible application in cold starts up, in Thermal Power Station. **Fuel Processing Technology**, v.60, p.15-27, 1999.

FERREIRA D. S. **Queimadores pulsantes para baixas emissões de poluentes**. 2001. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2001.

FOX, R. W.; Mc DONALD, A. T. **Introdução à mecânica dos fluidos**. Rio de Janeiro: LTC, 1995. 662p.

FRISTROM, R.M.; WESTENBERG, A. A. **Flame structure**. New York: Mc. Graw-Hill, 1965. 424p.

GARCIA, R. **Combustíveis e combustão industrial**. Rio de Janeiro: Interciencia, 2002. 202p.

GLARBORG, P. NO_x Chemistry in Pulse Combustion. In: Workshop in Pulsating Combustion and Its Applications. 1993, Lund – Sweden. **Proceedings...** Lund: Lund Institute of Technology, Aug. 1993. Keynote Lecture C.

GLASSMAN, I. **Combustion**. 3.ed. San Diego: Academic Press, 1996. 631p.

GOLDEMBERG, J. The evolution of ethanol costs in Brazil. **Energy Policy**, v.24, n.12, p.1127-1128, 1996.

GUILHOTO, J. J. M. Geração de empregos nos setores produtores de cana de açúcar, açúcar e álcool no Brasil e suas macro-regiões. **Relatório “Cenários para o setor de Açúcar e Álcool”**, MB Assoc. e FIPE, Abr. 2001.

HANSEN, A. C.; ZHANG, Q.; LYNE, P. W. L. Ethanol-diesel fuel blends a review. **Bioresource Technology**, n.96, p.227-285, June, 2005.

IBP. **Manual do álcool**, Rio de Janeiro: IBP/Comissão do álcool, 1987.

KADOTA, T.; YAMASAKI, H.; SEGAWA, D.; KAWATSU, T.; TSUE, M.; Instantaneous two dimensional visualization of soot concentration profiles in the diesel sprays flames. In: INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON DIAGNOSTICS AND

MODELING OF COMBUSTION IN INTERNAL COMBUSTION ENGINES, 4., 1998, Kyoto – Japan. **Proceedings...** Kyoto: 1998.

KANURY, A.M.; **Introduction combustion phenomena**. New York: Gordon and Breach Science Publishers, 1977. 411p.

KOSAKA, H. T.; AIZAWA, T.; MATSUI, Y. Two dimensional imaging of reaction zone structure in diesel spray flame by LIF technique. In: INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON DIAGNOSTICS AND MODELING OF COMBUSTION IN INTERNAL COMBUSTION ENGINES, 5., 2001, Nagoya – Japan. **Proceedings...** Nagoya: 2001.

KUO, K. K. **Principles of combustion**. New York: John Wiley & Sons, 1986.

LACAVA, P.T. **Investigação experimental do enriquecimento do ar na incineração de resíduos aquosos**. 2000. 268 f. Tese (Doutorado em Engenharia Aeronáutica) – Instituto Tecnológico Aeronáutico, São José dos Campos, 2000.

LAWN, C. J. **Principles of Combustion Engineering for boilers**. Orlando: Academic Press, 1987. 628p.

LEFEBVRE, A. H., **Gás Turbine Combustion**. Bristol: Taylor & Francis, 1983.

LENÇO, P. C; **Estudo experimental da formação e emissão de NO_x na combustão de etanol e GLP em uma câmara de combustão cilíndrica**. 2004. 215 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade de Campinas, Campinas, 2004.

LIN, C.Y.; PAN, J.P.; The effects of sodium sulfate on the emissions characteristics of an emulsified marine diesel oil-fired furnace. **Ocean engineering**, n.28, p.347-360, 2001.

LIN, C.Y.; WANG, K.H.; Diesel engine performance and emission characteristics using three-phase emulsions as fuel; **Fuel**; n.83, p.537-545, Sept. 2004.

Liquid fuel thermal database. Propiedades do diesel. Disponível em:

<<http://tfdpc67.tfd.chalmers.se/cgi-bin/chem.cgi?one>>. Acesso em: 20 out. 2004.

LYONS, V. J. Fuel/Air Nonuniformity-Effect on Nitric Oxide Emissions. **AIAA Journal**, v.20, n.5, p.660-665, 1982.

MACHIROUTU, S.V. **Influenced of drop size distribution and fuel vapor fraction on premixed spray combustion**. 2001. Dissertation (Philosophic Doctor), Arizona Estate University, Arizona, 2001.

MAGALHÃES, J. P. A.; KUPERMAN, N.; MACHADO, R. C.; **Proálcool, uma avaliação Global**. Rio de Janeiro: ASTEL, 1991. 197p.

MARINOV, N. M. **A detailed chemical kinetic model for high temperature ethanol oxidation**. U.S. Department of Energy/Lawrence Livermore National Lab, Contract W-7405-ENG-48, 1998.

MATI, K.; RISTORI, A.; GAIL, S.; PENGLOAN, G. E.; DAGAUT, P.; The oxidation of a diesel fuel at 1-10 atm: Experimental study in a JSR and detailed chemical kinetic modeling. **Proceedings of the Combustion Institute**, 2006, doi: 10.1016/j.proci.2006.07.073

MORAN, J.; SHAPIRO, H. N. **Princípios de termodinâmica para Engenharia**. 4.ed. Rio de Janeiro: LTC, 2002. 681p.

MOREIRA, J.R.; GOLDEMBERG, J.; The Álcool Program. **Energy Policy**, n.27, p.229-245, 1999.

MULLINGER, P. J.; CHIGIER, N. A. The design and performance of internal mixing multijet twin fluid atomizers. **Journal of the Institute of Fuel**, v.47, p.251-261, 1974.

MUNIZ, W. F. **Estudo de um retentor de chama do tipo vortical/axial com pás de ângulo variável**. 1993. 76f. Dissertação (Mestrado em Ciência Espacial e Combustão) – Instituto de Pesquisas Espaciais, São Jose dos Campos, 1993.

NIESSEN, W. R. **Combustion and incineration processes**. 3.ed. New York: Marcel Dekker Incorporated 2002.

NORTON, T. S., F. L. DRYER, An experimental and modeling study of ethanol oxidation kinetics in an atmospheric pressure flow reactor. **International Journal of Chemical Kinetics**, v.24, p.319-343, 1992.

PACIFICO, A. L. **Análise Teórico experimental bifásico no interior de Bocais nebulizadores do tipo Y-Jet**. 2000. 194 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2000.

PENIDO FILHO, P. **O álcool combustível**. São Paulo: Nobel, 1981. 267pp.

PEREIRA, P. A.; ANDRADE, J. B.; Fontes. reatividade e quantificação de metanol e etanol na atmosfera, **Química Nova**, v.21, n.6, p.744-754, 1997.

SALVI, G. **La combustión teoría y aplicaciones**. v.1, 2.ed. Madrid: Dossat, 1975, 481p.

Sax, N. I. **Dangerous Properties of industrial materials**. 4.ed. Princeton: Van Nostrand Reinhold Company, 1975.

SONG, S. H.; LEE, S. Y. An examination of spraying performance of Y-Jet Twin-Fluid Atomizers: Effect of mixing port length. In: INTERNATIONAL

CONFERENCE ON LIQUID ATOMIZATION AND SPRAY S SISTEMS, 1994, Rouen-França. Proceedings. Rouen: França, S.E.D, 1994. p.616-623.

SPITZER, D. W. **Flow measurement**. 2.ed. USA: Instrument Society of America, 1996. 640p.

SUPPES, G.J. Past Mistakes and Future Opportunities of Ethanol in Diesel; **Bioenergy**, Buffalo; Oct, 2000.

SUZUKI T.; CHIU H. H. Multidroplet combustion of liquid propellants. In: INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON SPACE TECHNOLOGY AND SCIENCE, 9., 1971, p.145-154.

TRINKS, W.; MAWHINNEY, M. W. **Industrial furnace**. v.1. 5.ed. New York: Jhon Willey & Sons, 1961, 486p.

TURNES, S. R. **An introduction to combustion**. 2.ed. Boston: Mc. Graw-Hill, 2000. 676p.

UNICA. Aspectos sociais, econômicos e tecnológicos da produção de açúcar e álcool no estado de são Paulo. São Paulo: UNICA, 2002. 28p.

WARNATZ, W.; MAAS, U.; DIBBLE, R. W. **Combustion: physical and chemical fundamentals, modeling and simulation, experiments, Pollutant formation**. 3.ed. Berlin: Springer-Verlag, 2001. 299p.

WILLIAMS, A.; **Combustion of liquid fuel sprays**. –London: Butterwoths, 1990. 289p.

XING-CAI, L.; JIAN-GUANG, Y.; WU-GAO, Z.; ZHEN, H.; Effect of cetane number improver on heat release rate and emissions of high speed diesel engine fueled with ethanol-diesel blend fuel; **Fuel**; n.83, p.2013-2020, Jun., 2004.

ANEXO A

ANEXO A.1: Tabelas de títulos do álcool hidratado em função da densidade e da temperatura. Extraído de Flugel (2006).

Tabela A.1 Título do álcool hidratado em função da densidade e da temperatura.

T [°C]	ρ [g/cm ³]	τ [%]	T [°C]	ρ [g/cm ³]	τ [%]	T [°C]	ρ [g/cm ³]	τ [%]
19,5	0,8045	95,0	21,5	0,8030	95,0	23,5	0,8010	95,1
19,5	0,8050	94,9	21,5	0,8035	94,8	23,5	0,8015	94,9
19,5	0,8055	94,7	21,5	0,8040	94,6	23,5	0,8020	94,7
19,5	0,8060	94,5	21,5	0,8045	94,4	23,5	0,8025	94,6
19,5	0,8065	94,3	21,5	0,8050	94,3	23,5	0,8030	94,4
19,5	0,8070	94,2	21,5	0,8055	94,1	23,5	0,8035	94,2
19,5	0,8075	94,0	21,5	0,8060	93,9	23,5	0,8040	94,1
19,5	0,8080	93,8	21,5	0,8065	93,7	23,5	0,8045	93,8
19,5	0,8085	93,6	21,5	0,8070	93,5	23,5	0,8050	93,7
19,5	0,8090	93,4	21,5	0,8075	93,4	23,5	0,8055	93,5
19,5	0,8095	93,3	21,5	0,8080	93,2	23,5	0,8060	93,3
19,5	0,8100	93,1	21,5	0,8085	93,0	23,5	0,8065	93,1
19,5	0,8105	92,9	21,5	0,8090	92,9	23,5	0,8070	92,9
19,5	0,8110	92,7	21,5	0,8095	92,7	23,5	0,8075	92,8
19,5	0,8115	92,5	21,5	0,8100	92,5	23,5	0,8080	92,6
19,5	0,8120	92,3	21,5	0,8105	92,3	23,5	0,8085	92,4
20,0	0,8040	95,1	22,0	0,8025	95,0	23,5	0,8090	92,2
20,0	0,8045	94,9	22,0	0,8030	94,9	24,0	0,8005	95,1
20,0	0,8050	94,7	22,0	0,8035	94,7	24,0	0,8010	94,9
20,0	0,8055	94,5	22,0	0,8040	94,5	24,0	0,8015	94,7
20,0	0,8060	94,4	22,0	0,8045	94,3	24,0	0,8020	94,6
20,0	0,8065	94,2	22,0	0,8050	94,1	24,0	0,8025	94,4
20,0	0,8070	94,0	22,0	0,8055	93,9	24,0	0,8030	94,3
20,0	0,8075	93,8	22,0	0,8060	93,7	24,0	0,8035	94,1
20,0	0,8080	93,7	22,0	0,8065	93,6	24,0	0,8040	93,9
20,0	0,8085	93,5	22,0	0,8070	93,4	24,0	0,8045	93,7
20,0	0,8090	93,3	22,0	0,8075	93,3	24,0	0,8050	93,5
20,0	0,8095	93,1	22,0	0,8080	93,1	24,0	0,8055	93,3
20,0	0,8100	92,9	22,0	0,8085	92,9	24,0	0,8060	93,2
20,0	0,8105	92,7	22,0	0,8090	92,7	24,0	0,8065	93,0
20,0	0,8110	92,6	22,0	0,8095	92,5	24,0	0,8070	92,8
20,0	0,8115	92,4	22,0	0,8100	92,3	24,0	0,8075	92,6
20,0	0,8120	92,2	22,5	0,8020	95,0	24,0	0,8080	92,5
20,5	0,8035	95,1	22,5	0,8025	94,9	24,0	0,8085	92,4
20,5	0,8040	94,9	22,5	0,8030	94,7	24,5	0,8005	94,9
20,5	0,8045	94,7	22,5	0,8035	94,5	24,5	0,8010	94,8
20,5	0,8050	94,6	22,5	0,8040	94,3	24,5	0,8015	94,6
20,5	0,8055	94,4	22,5	0,8045	94,2	24,5	0,8020	94,4
20,5	0,8060	94,2	22,5	0,8050	94,0	24,5	0,8025	94,3
20,5	0,8065	94,0	22,5	0,8055	93,8	24,5	0,8030	94,1
20,5	0,8070	93,8	22,5	0,8060	93,6	24,5	0,8035	93,9
20,5	0,8075	93,7	22,5	0,8065	93,4	24,5	0,8040	93,7
20,5	0,8080	93,5	22,5	0,8070	93,3	24,5	0,8045	93,6
20,5	0,8085	93,3	22,5	0,8075	93,1	24,5	0,8050	93,3
20,5	0,8090	93,2	22,5	0,8080	92,9	24,5	0,8055	93,2
20,5	0,8095	93,0	22,5	0,8085	92,7	24,5	0,8060	93,0
20,5	0,8100	92,8	22,5	0,8090	92,5	24,5	0,8065	92,8
20,5	0,8105	92,6	22,5	0,8095	92,3	24,5	0,8070	92,6
20,5	0,8110	92,4	23,0	0,8015	95,1	24,5	0,8075	92,5
20,5	0,8115	92,2	23,0	0,8020	94,9	24,5	0,8080	92,3
21,0	0,8035	95,0	23,0	0,8025	94,7	25,0	0,8000	95,0
21,0	0,8040	94,8	23,0	0,8030	94,6	25,0	0,8005	94,8
21,0	0,8045	94,6	23,0	0,8035	94,3	25,0	0,8010	94,7
21,0	0,8050	94,4	23,0	0,8040	94,2	25,0	0,8015	94,4
21,0	0,8055	94,3	23,0	0,8045	94,0	25,0	0,8020	94,3
21,0	0,8060	94,1	23,0	0,8050	93,8	25,0	0,8025	94,1
21,0	0,8065	93,9	23,0	0,8055	93,6	25,0	0,8030	93,9
21,0	0,8070	93,7	23,0	0,8060	93,4	25,0	0,8035	93,7
21,0	0,8075	93,5	23,0	0,8065	93,3	25,0	0,8040	93,6
21,0	0,8080	93,3	23,0	0,8070	93,1	25,0	0,8045	93,4
21,0	0,8085	93,2	23,0	0,8075	92,9	25,0	0,8050	93,2
21,0	0,8090	93,0	23,0	0,8080	92,8	25,0	0,8055	93,0
21,0	0,8095	92,8	23,0	0,8085	92,5	25,0	0,8060	92,9
21,0	0,8100	92,6	23,0	0,8090	92,4	25,0	0,8065	92,7
21,0	0,8105	92,4				25,0	0,8070	92,5
21,0	0,8110	92,3				25,0	0,8075	92,3

Continuação da Tabela A.1

T [°C]	ρ [g/cm ³]	τ [%]	T [°C]	ρ [g/cm ³]	τ [%]	T [°C]	ρ [g/cm ³]	τ [%]
25,5	0,7995	95,0	27,5	0,7980	94,9	29,5	0,7960	95,0
25,5	0,8000	94,9	27,5	0,7985	94,8	29,5	0,7965	94,9
25,5	0,8005	94,7	27,5	0,7990	94,6	29,5	0,7970	94,7
25,5	0,8010	94,5	27,5	0,7995	94,4	29,5	0,7975	94,5
25,5	0,8015	94,3	27,5	0,8000	94,3	29,5	0,7980	94,3
25,5	0,8020	94,1	27,5	0,8005	94,1	29,5	0,7985	94,2
25,5	0,8025	93,9	27,5	0,8010	93,9	29,5	0,7990	94,0
25,5	0,8030	93,8	27,5	0,8015	93,7	29,5	0,7995	93,8
25,5	0,8035	93,6	27,5	0,8020	93,5	29,5	0,8000	93,6
25,5	0,8040	93,4	27,5	0,8025	93,3	29,5	0,8005	93,4
25,5	0,8045	93,3	27,5	0,8030	93,2	29,5	0,8010	93,3
25,5	0,8050	93,0	27,5	0,8035	93,0	29,5	0,8015	93,1
25,5	0,8055	92,9	27,5	0,8040	92,8	29,5	0,8020	92,9
25,5	0,8060	92,7	27,5	0,8045	92,6	29,5	0,8025	92,7
25,5	0,8065	92,5	27,5	0,8050	92,4	29,5	0,8030	92,5
25,5	0,8070	92,3	27,5	0,8055	92,2	29,5	0,8035	92,3
26,0	0,7990	95,0	28,0	0,7975	95,0	30,0	0,7955	95,1
26,0	0,7995	94,9	28,0	0,7980	94,8	30,0	0,7960	94,9
26,0	0,8000	94,7	28,0	0,7985	94,6	30,0	0,7965	94,7
26,0	0,8005	94,5	28,0	0,7990	94,4	30,0	0,7970	94,5
26,0	0,8010	94,3	28,0	0,7995	94,3	30,0	0,7975	94,4
26,0	0,8015	94,1	28,0	0,8000	94,1	30,0	0,7980	94,2
26,0	0,8020	94,0	28,0	0,8005	93,9	30,0	0,7985	94,1
26,0	0,8025	93,8	28,0	0,8010	93,7	30,0	0,7990	93,8
26,0	0,8030	93,7	28,0	0,8015	93,5	30,0	0,7995	93,7
26,0	0,8035	93,4	28,0	0,8020	93,4	30,0	0,8000	93,5
26,0	0,8040	93,3	28,0	0,8025	93,2	30,0	0,8005	93,3
26,0	0,8045	93,1	28,0	0,8030	93,0	30,0	0,8010	93,1
26,0	0,8050	92,9	28,0	0,8035	92,9	30,0	0,8015	92,9
26,0	0,8055	92,7	28,0	0,8040	92,6	30,0	0,8020	92,7
26,0	0,8060	92,5	28,0	0,8045	92,5	30,0	0,8025	92,5
26,0	0,8065	92,3	28,0	0,8050	92,3	30,0	0,8030	92,4
26,5	0,7985	95,1	28,5	0,7970	95,0	30,5	0,7950	95,1
26,5	0,7990	94,9	28,5	0,7975	94,9	30,5	0,7955	94,9
26,5	0,7995	94,7	28,5	0,7980	94,7	30,5	0,7960	94,7
26,5	0,8000	94,5	28,5	0,7985	94,5	30,5	0,7965	94,6
26,5	0,8005	94,3	28,5	0,7990	94,3	30,5	0,7970	94,4
26,5	0,8010	94,2	28,5	0,7995	94,1	30,5	0,7975	94,2
26,5	0,8015	94,0	28,5	0,8000	94,0	30,5	0,7980	94,1
26,5	0,8020	93,8	28,5	0,8005	93,8	30,5	0,7985	93,9
26,5	0,8025	93,7	28,5	0,8010	93,6	30,5	0,7990	93,7
26,5	0,8030	93,5	28,5	0,8015	93,4	30,5	0,7995	93,5
26,5	0,8035	93,3	28,5	0,8020	93,2	30,5	0,8000	93,3
26,5	0,8040	93,1	28,5	0,8025	93,0	30,5	0,8005	93,1
26,5	0,8045	92,9	28,5	0,8030	92,9	30,5	0,8010	92,9
26,5	0,8050	92,8	28,5	0,8035	92,7	30,5	0,8015	92,8
26,5	0,8055	92,6	28,5	0,8040	92,5	30,5	0,8020	92,6
26,5	0,8060	92,4	28,5	0,8045	92,3	30,5	0,8025	92,4
26,5	0,8065	92,2	29,0	0,7965	95,0	30,5	0,8030	92,2
27,0	0,7980	95,1	29,0	0,7970	94,9	31,0	0,7950	94,9
27,0	0,7985	94,9	29,0	0,7975	94,7	31,0	0,7955	94,8
27,0	0,7990	94,7	29,0	0,7980	94,5	31,0	0,7960	94,6
27,0	0,7995	94,5	29,0	0,7985	94,3	31,0	0,7965	94,4
27,0	0,8000	94,4	29,0	0,7990	94,1	31,0	0,7970	94,3
27,0	0,8005	94,2	29,0	0,7995	93,9	31,0	0,7975	94,1
27,0	0,8010	94,1	29,0	0,8000	93,8	31,0	0,7980	93,9
27,0	0,8015	93,8	29,0	0,8005	93,6	31,0	0,7985	93,7
27,0	0,8020	93,7	29,0	0,8010	93,4	31,0	0,7990	93,5
27,0	0,8025	93,5	29,0	0,8015	93,2	31,0	0,7995	93,3
27,0	0,8030	93,3	29,0	0,8020	93,1	31,0	0,8000	93,2
27,0	0,8035	93,2	29,0	0,8025	92,9	31,0	0,8005	93,0
27,0	0,8040	93,0	29,0	0,8030	92,7	31,0	0,8010	92,8
27,0	0,8045	92,8	29,0	0,8035	92,5	31,0	0,8015	92,6
27,0	0,8050	92,6	29,0	0,8040	92,3	31,0	0,8020	92,5
27,0	0,8055	92,4				31,0	0,8025	92,2
27,0	0,8060	92,2						

Continuação da Tabela A.1

T [°C]	ρ [g/cm ³]	τ [%]	T [°C]	ρ [g/cm ³]	τ [%]	T [°C]	ρ [g/cm ³]	τ [%]
31,5	0,7945	95,0	33,5	0,7925	95,1	35,5	0,7910	95,0
31,5	0,7950	94,8	33,5	0,7930	94,9	35,5	0,7915	94,8
31,5	0,7955	94,6	33,5	0,7935	94,7	35,5	0,7920	94,6
31,5	0,7960	94,4	33,5	0,7940	94,5	35,5	0,7925	94,4
31,5	0,7965	94,3	33,5	0,7945	94,4	35,5	0,7930	94,3
31,5	0,7970	94,1	33,5	0,7950	94,2	35,5	0,7935	94,1
31,5	0,7975	93,9	33,5	0,7955	94,0	35,5	0,7940	93,9
31,5	0,7980	93,7	33,5	0,7960	93,8	35,5	0,7945	93,7
31,5	0,7985	93,5	33,5	0,7965	93,7	35,5	0,7950	93,5
31,5	0,7990	93,3	33,5	0,7970	93,5	35,5	0,7955	93,3
31,5	0,7995	93,2	33,5	0,7975	93,3	35,5	0,7960	93,2
31,5	0,8000	93,0	33,5	0,7980	93,1	35,5	0,7965	93,0
31,5	0,8005	92,8	33,5	0,7985	92,9	35,5	0,7970	92,9
31,5	0,8010	92,6	33,5	0,7990	92,7	35,5	0,7975	92,6
31,5	0,8015	92,5	33,5	0,7995	92,5	35,5	0,7980	92,5
31,5	0,8020	92,3	33,5	0,8000	92,3	35,5	0,7985	92,3
32,0	0,7940	95,0	34,0	0,7920	95,1			
32,0	0,7945	94,9	34,0	0,7925	94,9			
32,0	0,7950	94,7	34,0	0,7930	94,7			
32,0	0,7955	94,5	34,0	0,7935	94,5			
32,0	0,7960	94,3	34,0	0,7940	94,4			
32,0	0,7965	94,1	34,0	0,7945	94,2			
32,0	0,7970	93,9	34,0	0,7950	94,1			
32,0	0,7975	93,7	34,0	0,7955	93,8			
32,0	0,7980	93,5	34,0	0,7960	93,7			
32,0	0,7985	93,4	34,0	0,7965	93,5			
32,0	0,7990	93,2	34,0	0,7970	93,3			
32,0	0,7995	93,0	34,0	0,7975	93,1			
32,0	0,8000	92,9	34,0	0,7980	92,9			
32,0	0,8005	92,7	34,0	0,7985	92,8			
32,0	0,8010	92,5	34,0	0,7990	92,5			
32,0	0,8015	92,3	34,0	0,7995	92,4			
32,5	0,7935	95,0	34,5	0,7920	94,9			
32,5	0,7940	94,9	34,5	0,7925	94,8			
32,5	0,7945	94,7	34,5	0,7930	94,6			
32,5	0,7950	94,5	34,5	0,7935	94,4			
32,5	0,7955	94,3	34,5	0,7940	94,2			
32,5	0,7960	94,1	34,5	0,7945	94,1			
32,5	0,7965	93,9	34,5	0,7950	93,9			
32,5	0,7970	93,8	34,5	0,7955	93,7			
32,5	0,7975	93,6	34,5	0,7960	93,5			
32,5	0,7980	93,4	34,5	0,7965	93,3			
32,5	0,7985	93,3	34,5	0,7970	93,2			
32,5	0,7990	93,0	34,5	0,7975	92,9			
32,5	0,7995	92,9	34,5	0,7980	92,8			
32,5	0,8000	92,7	34,5	0,7985	92,6			
32,5	0,8005	92,5	34,5	0,7990	92,4			
32,5	0,8010	92,3	34,5	0,7995	92,2			
33,0	0,7930	95,0	35,0	0,7915	95,0			
33,0	0,7935	94,9	35,0	0,7920	94,8			
33,0	0,7940	94,7	35,0	0,7925	94,6			
33,0	0,7945	94,5	35,0	0,7930	94,4			
33,0	0,7950	94,3	35,0	0,7935	94,3			
33,0	0,7955	94,1	35,0	0,7940	94,1			
33,0	0,7960	94,0	35,0	0,7945	93,9			
33,0	0,7965	93,8	35,0	0,7950	93,7			
33,0	0,7970	93,6	35,0	0,7955	93,5			
33,0	0,7975	93,4	35,0	0,7960	93,3			
33,0	0,7980	93,3	35,0	0,7965	93,2			
33,0	0,7985	93,1	35,0	0,7970	93,0			
33,0	0,7990	92,9	35,0	0,7975	92,8			
33,0	0,7995	92,7	35,0	0,7980	92,6			
33,0	0,8000	92,5	35,0	0,7985	92,5			
33,0	0,8005	92,3	35,0	0,7990	92,2			

ANEXO B

ANEXO B.1 Equações de calibração dos termopares

Termopar	Curva de calibração
Câmara de combustão ponto 1	$T_{\text{termop}} = T_{\text{termom}}$
Câmara de combustão ponto 2	$T_{\text{termop}} = T_{\text{termom}}$
Câmara de combustão ponto 3	$T_{\text{termop}} = T_{\text{termom}}$
Câmara de combustão ponto 4	$T_{\text{termop}} = T_{\text{termom}}$
Água de refrigeração ponto 1	$T_{\text{termop}} = 1,0161 T_{\text{termom}} - 4,6543$
Água de refrigeração ponto 2	$T_{\text{termop}} = 1,0138 T_{\text{termom}} - 4,8871$
Água de refrigeração ponto 3	$T_{\text{termop}} = 1,00226 T_{\text{termom}} - 5,4689$
Água de refrigeração ponto 4	$T_{\text{termop}} = 1,0023 T_{\text{termom}} - 4,2257$
Ar de combustão	$T_{\text{termop}} = 1,008 T_{\text{termom}} - 4,3998$
Combustível	$T_{\text{termop}} = 1,009958 T_{\text{termom}} - 3,5806$
Ar de atomização	$T_{\text{termop}} = 1,0034 T_{\text{termom}} - 4,2793$

Sendo:

T_{termop} : Temperatura do termopar [°C]

T_{termom} : Temperatura do termômetro [°C]

ANEXO C: ORGANIZAÇÃO DOS EXPERIMENTOS

Tabela C.1 Teste1: Influência do diâmetro do bico atomizador na queima

Nº	d _a [mm]	combustível	$\dot{m}_c$ [g/s]	b	$\dot{m}_a$ [g/s]	S'	α°	P _{a0} [bar]	R _{at}	$\dot{m}_{at}$ [g/s]	$\dot{m}_{asw}$ [g/s]
1	0,4	Álcool	0,852	1,29	9,152	0,57	48	1,4	0,228	0,194	8,958
2	0,4	Álcool	0,852	1,29	9,152	0,57	49	1,7	0,266	0,227	8,925
3	0,4	Álcool	0,852	1,29	9,152	0,57	50	2,0	0,304	0,259	8,893
4	0,4	Álcool	0,852	1,29	9,152	0,57	51	2,4	0,343	0,292	8,86
5	0,4	Álcool	0,852	1,29	9,152	0,57	51	2,5	0,381	0,325	8,827
6	0,5	Álcool	0,852	1,29	9,152	0,58	35	0,62	0,228	0,194	8,958
7	0,5	Álcool	0,852	1,29	9,152	0,56	36	0,75	0,266	0,227	8,925
8	0,5	Álcool	0,852	1,29	9,152	0,56	38	0,9	0,304	0,259	8,893
9	0,5	Álcool	0,852	1,29	9,152	0,56	38	1,0	0,343	0,292	8,86
10	0,5	Álcool	0,852	1,29	9,152	0,57	38	1,1	0,381	0,325	8,827

Tabela C.2 Teste 2: Influência da razão de atomização

Nº	d _a [mm]	combustível	$\dot{m}_c$ [g/s]	b	$\dot{m}_a$ [g/s]	S'	α°	P _{a0} [bar]	R _{at}	$\dot{m}_{at}$ [g/s]	$\dot{m}_{asw}$ [g/s]
1	0,4	Diesel	0,504	1,29	9,339	0,57	35	0,8	0,228	0,115	9,224
2	0,4	Diesel	0,504	1,29	9,339	0,56	36	1,0	0,266	0,134	9,205
3	0,4	Diesel	0,504	1,29	9,339	0,56	37	1,2	0,304	0,153	9,186
4	0,4	Diesel	0,504	1,29	9,339	0,57	38	1,4	0,343	0,173	9,166
5	0,4	Diesel	0,504	1,29	9,339	0,58	39	1,6	0,381	0,192	9,147
6	0,4	Álcool	0,852	1,29	9,152	0,57	48	1,4	0,228	0,194	8,958
7	0,4	Álcool	0,852	1,29	9,152	0,57	49	1,7	0,266	0,227	8,925
8	0,4	Álcool	0,852	1,29	9,152	0,57	50	2,0	0,304	0,259	8,893
9	0,4	Álcool	0,852	1,29	9,152	0,57	51	2,4	0,343	0,292	8,86
10	0,4	Álcool	0,852	1,29	9,152	0,57	51	2,5	0,381	0,325	8,827

Tabela C.3 Teste 3: Influência da pressão de ingresso do ar de atomização

Nº	d _a [mm]	combustível	$\dot{m}_c$ [g/s]	b	$\dot{m}_a$ [g/s]	S'	α°	P _{a0} [bar]	R _{at}	$\dot{m}_{at}$ [g/s]	$\dot{m}_{asw}$ [g/s]
1	0,4	Diesel	0,504	1,29	9,339	0,57	35	0,8	0,228	0,115	9,224
2	0,4	Diesel	0,504	1,29	9,339	0,56	36	1,0	0,266	0,134	9,205
3	0,4	Diesel	0,504	1,29	9,339	0,56	37	1,2	0,304	0,153	9,186
4	0,4	Diesel	0,504	1,29	9,339	0,57	38	1,4	0,343	0,173	9,166
5	0,4	Diesel	0,504	1,29	9,339	0,58	39	1,6	0,381	0,192	9,147
6	0,4	Álcool	0,852	1,29	9,152	0,57	46	0,8	0,098	0,083	9,069
7	0,4	Álcool	0,852	1,29	9,152	0,57	46	1	0,143	0,122	9,030
8	0,4	Álcool	0,852	1,29	9,152	0,55	48	1,2	0,158	0,134	9,018
9	0,4	Álcool	0,852	1,29	9,152	0,57	49	1,4	0,184	0,157	8,995
10	0,4	Álcool	0,852	1,29	9,152	0,57	49	1,6	0,206	0,176	8,976

Tabela C.4 Teste 4: Influência do número de swirl e do ângulo da pá do swirl

Nº	d _a [mm]	combustível	$\dot{m}_c$ [g/s]	b	$\dot{m}_a$ [g/s]	S'	α°	P _{a0} [bar]	R _{at}	$\dot{m}_{at}$ [g/s]	$\dot{m}_{asw}$ [g/s]
1	0,4	Diesel	0,504	1,32	9,554	0,31	25	1,3	0,329	0,166	9,388
2	0,4	Diesel	0,504	1,32	9,554	0,40	30	1,3	0,329	0,166	9,388
3	0,4	Diesel	0,504	1,32	9,554	0,51	35	1,3	0,329	0,166	9,388
4	0,4	Diesel	0,504	1,32	9,554	0,66	40	1,3	0,329	0,166	9,388
5	0,4	Diesel	0,504	1,32	9,554	0,85	45	1,3	0,329	0,166	9,388
6	0,4	Álcool	0,852	1,32	9,365	0,30	37	2,15	0,329	0,280	9,085
7	0,4	Álcool	0,852	1,32	9,365	0,41	43	2,15	0,329	0,280	9,085
8	0,4	Álcool	0,852	1,32	9,365	0,50	47	2,15	0,329	0,280	9,085
9	0,4	Álcool	0,852	1,32	9,365	0,66	52	2,15	0,329	0,280	9,085
10	0,4	Álcool	0,852	1,32	9,365	0,84	56	2,15	0,329	0,280	9,085
11	0,4	Álcool	0,852	1,32	9,365	0,16	25	2,15	0,329	0,280	9,085
12	0,4	Álcool	0,852	1,32	9,365	0,21	30	2,15	0,329	0,280	9,085
13	0,4	Álcool	0,852	1,32	9,365	0,27	35	2,15	0,329	0,280	9,085
14	0,4	Álcool	0,852	1,32	9,365	0,34	40	2,15	0,329	0,280	9,085
15	0,4	Álcool	0,852	1,32	9,365	0,44	45	2,15	0,329	0,280	9,085

Tabela C.5 Teste 5: Influência do número de swirl S' na queima, atomizando álcool e diesel como igual valor de P_{a0}

Nº	d _a [mm]	combustível	$\dot{m}_c$ [g/s]	b	$\dot{m}_a$ [g/s]	S'	α°	P _{a0} [bar]	R _{at}	$\dot{m}_{at}$ [g/s]	$\dot{m}_{asw}$ [g/s]
1	0,4	Diesel	0,504	1,32	9,554	0,31	25	1,3	0,329	0,166	9,388
2	0,4	Diesel	0,504	1,32	9,554	0,40	30	1,3	0,329	0,166	9,388
3	0,4	Diesel	0,504	1,32	9,554	0,51	35	1,3	0,329	0,166	9,388
4	0,4	Diesel	0,504	1,32	9,554	0,66	40	1,3	0,329	0,166	9,388
5	0,4	Diesel	0,504	1,32	9,554	0,85	45	1,3	0,329	0,166	9,388
6	0,4	Álcool	0,852	1,32	9,365	0,30	35	1,3	0,173	0,147	9,218
7	0,4	Álcool	0,852	1,32	9,365	0,40	41	1,3	0,173	0,147	9,218
8	0,4	Álcool	0,852	1,32	9,365	0,51	46	1,3	0,173	0,147	9,218
9	0,4	Álcool	0,852	1,32	9,365	0,64	50	1,3	0,173	0,147	9,218
10	0,4	Álcool	0,852	1,32	9,365	0,86	55	1,3	0,173	0,147	9,218

Tabela C.6 Teste 6 e 7: Influência do coeficiente de excesso de ar

Nº	d _a [mm]	combustível	$\dot{m}_c$ [g/s]	b	$\dot{m}_a$ [g/s]	S'	α°	P _{a0} [bar]	R _{at}	$\dot{m}_{at}$ [g/s]	$\dot{m}_{asw}$ [g/s]
1	0,4	Diesel	0,504	1,19	8,62	0,44	35	1,3	0,355	0,179	8,441
2	0,4	Diesel	0,504	1,24	8,979	0,44	34	1,3	0,355	0,179	8,800
3	0,4	Diesel	0,504	1,29	9,339	0,43	33	1,3	0,355	0,179	9,16
4	0,4	Diesel	0,504	1,34	9,698	0,43	32	1,3	0,355	0,179	9,519
5	0,4	Diesel	0,504	1,39	10,06	0,44	32	1,3	0,355	0,179	9,881
6	0,4	Álcool	0,852	1,19	8,442	0,43	47	2,2	0,355	0,302	8,14
7	0,4	Álcool	0,852	1,24	8,797	0,43	46	2,2	0,355	0,302	8,495
8	0,4	Álcool	0,852	1,29	9,152	0,43	45	2,2	0,355	0,302	8,85
9	0,4	Álcool	0,852	1,34	9,506	0,44	44	2,2	0,355	0,302	9,204
10	0,4	Álcool	0,852	1,39	9,861	0,44	43	2,2	0,355	0,302	9,559
11	0,4	Álcool	0,852	1,19	8,442	0,44	47	1,3	0,173	0,147	8,295
12	0,4	Álcool	0,852	1,24	8,797	0,42	45	1,3	0,173	0,147	8,65
13	0,4	Álcool	0,852	1,29	9,152	0,43	44	1,3	0,173	0,147	9,005
14	0,4	Álcool	0,852	1,34	9,506	0,43	43	1,3	0,173	0,147	9,359
15	0,4	Álcool	0,852	1,39	9,861	0,43	42	1,3	0,173	0,147	9,714

Tabela C.7 Teste 8 Influência do teor alcoólico na queima de álcool

Nº	d_a [mm]	combustível	$\dot{m}_c$ [g/s]	b	$\dot{m}_a$ [g/s]	S'	α°	P_{a0} [bar]	R_{at}	$\dot{m}_{at}$ [g/s]	$\dot{m}_{asw}$ [g/s]
1	0,4	Álc. 93inpm	0,852	1,19	8,442	0,43	47	2,2	0,355	0,302	8,14
2	0,4	Álc. 93inpm	0,852	1,24	8,797	0,43	46	2,2	0,355	0,302	8,495
3	0,4	Álc. 93inpm	0,852	1,29	9,152	0,43	45	2,2	0,355	0,302	8,85
4	0,4	Álc. 93inpm	0,852	1,34	9,506	0,44	44	2,2	0,355	0,302	9,204
5	0,4	Álc. 93inpm	0,852	1,39	9,861	0,44	43	2,2	0,355	0,302	9,559
6	0,4	Álc. 85 inpm	0,932	1,19	8,44	0,42	50	2,6	0,355	0,33	0,932
7	0,4	Álc. 85 inpm	0,932	1,24	8,79	0,43	49	2,6	0,355	0,33	0,932
8	0,4	Álc. 85 inpm	0,932	1,29	9,15	0,43	48	2,6	0,355	0,33	0,932
9	0,4	Álc. 85 inpm	0,932	1,34	9,50	0,43	47	2,6	0,355	0,33	0,932
10	0,4	Álc. 85 inpm	0,932	1,39	9,86	0,43	46	2,6	0,355	0,33	0,932

Observação: d_a = diâmetro do ar de atomização; $\dot{m}_c$ = vazão mássica de combustível; $\dot{m}_a$ = vazão mássica de ar de combustão; $\dot{m}_{at}$ = vazão mássica de ar de atomização; $\dot{m}_{asw}$ = vazão mássica de ar que passa pelo *swirler*; b coeficiente de excesso de ar; S' = número de *swirl*; α = ângulo de inclinação da pá do *swirler*. R_{at} = razão de atomização.

ANEXO D: CÁLCULO DO NÚMERO DE SWIRL

Tabela D.1 Cálculo do número de swirl Teste 1 (influência do diâmetro do bico atomizador)

Nº	Combust	da	α	$\dot{m}_c$	Rat	$\dot{m}_{asw}$	Pm	DPc	Vfc	QMc	QMa	Mr	K	As	Aef	σ_b	CB	Ga/Gx	Ss'	S'
1	Álcool	0,4	48	0,852	0,228	8,958	157872	56547	10,495	0,0089	0,0041	2,20	37,995	17973,8	10463,6	0,41784	1,718	105,476	1,83	0,57
2	Álcool	0,4	49	0,852	0,267	8,925	167922	66597	11,390	0,0097	0,0040	2,41	37,995	17973,8	10259,2	0,42922	1,752	111,428	1,94	0,57
3	Álcool	0,4	50	0,852	0,304	8,893	177077	75752	12,148	0,0103	0,0040	2,59	37,995	17973,8	10051,7	0,44076	1,788	117,820	2,05	0,57
4	Álcool	0,4	51	0,852	0,343	8,86	190535	89210	13,183	0,0112	0,0040	2,83	37,995	17973,8	9841,1	0,45248	1,826	124,698	2,17	0,57
5	Álcool	0,4	51	0,852	0,382	8,827	186569	85244	12,886	0,0110	0,0039	2,79	37,995	17973,8	9841,1	0,45248	1,826	124,698	2,17	0,57
6	Álcool	0,5	35	0,852	0,228	8,958	105924	4599	2,997	0,0026	0,0041	0,63	37,995	17973,8	12809,6	0,28732	1,403	54,321	0,94	0,58
7	Álcool	0,5	36	0,852	0,267	8,925	108105	6780	3,639	0,0031	0,0040	0,77	37,995	17973,8	12651,1	0,29614	1,421	57,070	0,99	0,56
8	Álcool	0,5	38	0,852	0,304	8,893	111320	9995	4,418	0,0038	0,0040	0,94	37,995	17973,8	12322,6	0,31441	1,459	63,006	1,10	0,56
9	Álcool	0,5	38	0,852	0,343	8,86	111180	9855	4,387	0,0037	0,0040	0,94	37,995	17973,8	12322,6	0,31441	1,459	63,006	1,10	0,56
10	Álcool	0,5	38	0,852	0,382	8,827	110978	9653	4,342	0,0037	0,0039	0,94	37,995	17973,8	12322,6	0,31441	1,459	63,006	1,10	0,57

Tabela D.2 Cálculo do número de swirl Teste 2 (influência da razão de atomização)

Nº	Combust	da	α	$\dot{m}_c$	Rat	$\dot{m}_{asw}$	Pm	DPc	Vfc	QMc	QMa	Mr	K	As	Aef	σ_b	CB	Ga/Gx	Ss'	S'
1	Diesel	0,4	35	0,504	0,228	9,224	118332	17007	5,612	0,0028	0,0043	0,66	37,995	17973,8	12809,6	0,28732	1,403	54,321	0,94	0,57
2	Diesel	0,4	36	0,504	0,266	9,205	124498	23173	6,551	0,0033	0,0043	0,77	37,995	17973,8	12651,1	0,29614	1,421	57,070	0,99	0,56
3	Diesel	0,4	37	0,504	0,304	9,186	129946	28621	7,280	0,0037	0,0043	0,86	37,995	17973,8	12488,7	0,30517	1,439	59,961	1,04	0,56
4	Diesel	0,4	38	0,504	0,343	9,166	134418	33093	7,828	0,0039	0,0042	0,93	37,995	17973,8	12322,6	0,31441	1,459	63,006	1,10	0,57
5	Diesel	0,4	39	0,504	0,381	9,147	138701	37376	8,319	0,0042	0,0042	0,99	37,995	17973,8	12152,7	0,32387	1,479	66,217	1,15	0,58
6	Álcool	0,5	48	0,852	0,228	8,958	157872	56547	10,495	0,0089	0,0041	2,20	37,995	17973,8	10463,6	0,41784	1,718	105,476	1,83	0,57
7	Álcool	0,5	49	0,852	0,267	8,925	167922	66597	11,390	0,0097	0,0040	2,41	37,995	17973,8	10259,2	0,42922	1,752	111,428	1,94	0,57
8	Álcool	0,5	50	0,852	0,304	8,893	177077	75752	12,148	0,0103	0,0040	2,59	37,995	17973,8	10051,7	0,44076	1,788	117,820	2,05	0,57
9	Álcool	0,5	51	0,852	0,343	8,86	190535	89210	13,183	0,0112	0,0040	2,83	37,995	17973,8	9841,1	0,45248	1,826	124,698	2,17	0,57
10	Álcool	0,5	51	0,852	0,382	8,827	186569	85244	12,886	0,0110	0,0039	2,79	37,995	17973,8	9841,1	0,45248	1,826	124,698	2,17	0,57

Tabela D.3 Cálculo do número de swirl Teste 3 (influência da pressão de ingresso do ar de atomização)

Nº	Combust	da	α	$\dot{m}_c$	Rat	$\dot{m}_{asw}$	Pm	DPc	Vfc	QMc	QMa	Mr	K	As	Aef	σ_b	CB	Ga/Gx	Ss'	S'
1	Diesel	0,4	35	0,504	0,228	9,224	118332	17007	5,612	0,0028	0,0043	0,66	37,995	17973,8	12809,6	0,28732	1,403	54,321	0,94	0,57
2	Diesel	0,4	36	0,504	0,266	9,205	124498	23173	6,551	0,0033	0,0043	0,77	37,995	17973,8	12651,1	0,29614	1,421	57,070	0,99	0,56
3	Diesel	0,4	37	0,504	0,304	9,186	129946	28621	7,280	0,0037	0,0043	0,86	37,995	17973,8	12488,7	0,30517	1,439	59,961	1,04	0,56
4	Diesel	0,4	38	0,504	0,343	9,166	134418	33093	7,828	0,0039	0,0042	0,93	37,995	17973,8	12322,6	0,31441	1,459	63,006	1,10	0,57
5	Diesel	0,4	39	0,504	0,381	9,147	138701	37376	8,319	0,0042	0,0042	0,99	37,995	17973,8	12152,7	0,32387	1,479	66,217	1,15	0,58
6	Álcool	0,4	46	0,852	0,097	9,069	145901	44576	9,318	0,0079	0,0042	1,91	37,995	17973,8	10862,8	0,39563	1,655	94,731	1,65	0,57
7	Álcool	0,4	47	0,852	0,128	9,043	153846	52521	10,115	0,0086	0,0041	2,08	37,995	17973,8	10664,8	0,40665	1,685	99,922	1,74	0,56
8	Álcool	0,4	48	0,852	0,157	9,018	161283	59958	10,807	0,0092	0,0041	2,24	37,995	17973,8	10463,6	0,41784	1,718	105,476	1,83	0,57
9	Álcool	0,4	49	0,852	0,180	8,999	169840	68515	11,553	0,0098	0,0041	2,40	37,995	17973,8	10259,2	0,42922	1,752	111,428	1,94	0,57
10	Álcool	0,4	50	0,852	0,203	8,979	177460	76135	12,178	0,0104	0,0041	2,54	37,995	17973,8	10051,7	0,44076	1,788	117,820	2,05	0,58

Tabela D.4 Cálculo do número de swirl Teste 4 (influência do número de swirl e do ângulo da pá do swirl)

Nº	Combust	da	α	$\dot{m}_c$	Rat	$\dot{m}_{asw}$	Pm	DPc	Vfc	QMc	QMa	Mr	K	As	Aef	σ_b	CB	Ga/Gx	Ss'	S'
1	Diesel	0,4	25	0,504	0,329	9,388	131207	29882	7,439	0,0037	0,0045	0,84	37,995	17973,8	14172,5	0,21149	1,268	32,696	0,57	0,31
2	Diesel	0,4	30	0,504	0,329	9,388	131207	29882	7,439	0,0037	0,0045	0,84	37,995	17973,8	13542,5	0,24654	1,327	42,365	0,74	0,40
3	Diesel	0,4	35	0,504	0,329	9,388	131207	29882	7,439	0,0037	0,0045	0,84	37,995	17973,8	12809,6	0,28732	1,403	54,321	0,94	0,51
4	Diesel	0,4	40	0,504	0,329	9,388	131207	29882	7,439	0,0037	0,0045	0,84	37,995	17973,8	11979,1	0,33353	1,500	69,608	1,21	0,66
5	Diesel	0,4	45	0,504	0,329	9,388	131207	29882	7,439	0,0037	0,0045	0,84	37,995	17973,8	11057,4	0,38480	1,625	89,870	1,56	0,85
6	Álcool	0,4	37	0,852	0,329	9,085	176994	75669	12,141	0,0103	0,0042	2,48	37,995	17973,8	12488,7	0,30517	1,439	59,961	1,04	0,30
7	Álcool	0,4	43	0,852	0,329	9,085	176994	75669	12,141	0,0103	0,0042	2,48	37,995	17973,8	11436,6	0,36371	1,572	81,027	1,41	0,41
8	Álcool	0,4	47	0,852	0,329	9,085	176994	75669	12,141	0,0103	0,0042	2,48	37,995	17973,8	10664,8	0,40665	1,685	99,922	1,74	0,50
9	Álcool	0,4	52	0,852	0,329	9,085	176994	75669	12,141	0,0103	0,0042	2,48	37,995	17973,8	9627,5	0,46436	1,867	132,114	2,30	0,66
10	Álcool	0,4	56	0,852	0,329	9,085	176994	75669	12,141	0,0103	0,0042	2,48	37,995	17973,8	8744,4	0,51349	2,055	168,481	2,93	0,84
11	Álcool	0,4	25	0,852	0,329	9,085	179848	78523	12,368	0,0105	0,0042	2,52	37,995	17973,8	14172,5	0,21149	1,268	32,696	0,57	0,16
12	Álcool	0,4	30	0,852	0,329	9,085	179848	78523	12,368	0,0105	0,0042	2,52	37,995	17973,8	13542,5	0,24654	1,327	42,365	0,74	0,21
13	Álcool	0,4	35	0,852	0,329	9,085	179848	78523	12,368	0,0105	0,0042	2,52	37,995	17973,8	12809,6	0,28732	1,403	54,321	0,94	0,27
14	Álcool	0,4	40	0,852	0,329	9,085	179848	78523	12,368	0,0105	0,0042	2,52	37,995	17973,8	11979,1	0,33353	1,500	69,608	1,21	0,34
15	Álcool	0,4	45	0,852	0,329	9,085	179848	78523	12,368	0,0105	0,0042	2,52	37,995	17973,8	11057,4	0,38480	1,625	89,870	1,56	0,44

Tabela D.5 Cálculo do número de swirl Teste 5 (influência do número de swirl S' atomizando álcool e diesel como igual valor de P_{a0})

Nº	Combust	da	α	$\dot{m}_c$	Rat	$\dot{m}_{asw}$	Pm	DPc	Vfc	QMc	QMa	Mr	K	As	Aef	σ_b	CB	Ga/Gx	Ss'	S'
1	Diesel	0,4	25	0,504	0,329	9,388	131207	29882	7,439	0,0037	0,0045	0,84	37,995	17973,8	14172,5	0,21149	1,268	32,696	0,57	0,31
2	Diesel	0,4	30	0,504	0,329	9,388	131207	29882	7,439	0,0037	0,0045	0,84	37,995	17973,8	13542,5	0,24654	1,327	42,365	0,74	0,40
3	Diesel	0,4	35	0,504	0,329	9,388	131207	29882	7,439	0,0037	0,0045	0,84	37,995	17973,8	12809,6	0,28732	1,403	54,321	0,94	0,51
4	Diesel	0,4	40	0,504	0,329	9,388	131207	29882	7,439	0,0037	0,0045	0,84	37,995	17973,8	11979,1	0,33353	1,500	69,608	1,21	0,66
5	Diesel	0,4	45	0,504	0,329	9,388	131207	29882	7,439	0,0037	0,0045	0,84	37,995	17973,8	11057,4	0,38480	1,625	89,870	1,56	0,85
6	Álcool	0,4	35	0,852	0,173	9,218	164571	63246	11,100	0,0095	0,0043	2,20	37,995	17973,8	12809,6	0,28732	1,403	54,321	0,94	0,30
7	Álcool	0,4	41	0,852	0,173	9,218	164571	63246	11,100	0,0095	0,0043	2,20	37,995	17973,8	11801,8	0,34339	1,523	73,196	1,27	0,40
8	Álcool	0,4	46	0,852	0,173	9,218	164571	63246	11,100	0,0095	0,0043	2,20	37,995	17973,8	10862,8	0,39563	1,655	94,731	1,65	0,51
9	Álcool	0,4	50	0,852	0,173	9,218	164571	63246	11,100	0,0095	0,0043	2,20	37,995	17973,8	10051,7	0,44076	1,788	117,820	2,05	0,64
10	Álcool	0,4	55	0,852	0,173	9,218	164571	63246	11,100	0,0095	0,0043	2,20	37,995	17973,8	8969,4	0,50098	2,004	158,228	2,75	0,86

Tabela D.6 Cálculo do número de swirl Teste 6 e 7 (influência do coeficiente de excesso de ar)

Nº	Combust	da	α	$\dot{m}_c$	Rat	$\dot{m}_{asw}$	Pm	DPc	Vfc	QMc	QMa	Mr	K	As	Aef	σ_b	CB	Ga/Gx	Ss'	S'
1	Diesel	0,4	35	0,504	0,355	8,441	137857	36532	8,225	0,0041	0,0036	1,15	37,995	17973,8	12809,6	0,28732	1,403	54,321	0,94	0,44
2	Diesel	0,4	34	0,504	0,355	8,8	137857	36532	8,225	0,0041	0,0039	1,06	37,995	17973,8	12964,1	0,27872	1,386	51,703	0,90	0,44
3	Diesel	0,4	33	0,504	0,355	9,16	137857	36532	8,225	0,0041	0,0042	0,98	37,995	17973,8	13114,8	0,27034	1,371	49,207	0,86	0,43
4	Diesel	0,4	32	0,504	0,355	9,519	137857	36532	8,225	0,0041	0,0046	0,90	37,995	17973,8	13261,4	0,26218	1,355	46,824	0,81	0,43
5	Diesel	0,4	32	0,504	0,355	9,881	137857	36532	8,225	0,0041	0,0049	0,84	37,995	17973,8	13261,4	0,26218	1,355	46,824	0,81	0,44
6	Álcool	0,4	47	0,852	0,355	8,14	176594	75269	12,109	0,0103	0,0034	3,08	37,995	17973,8	10664,8	0,40665	1,685	99,922	1,74	0,43
7	Álcool	0,4	46	0,852	0,355	8,495	176594	75269	12,109	0,0103	0,0037	2,83	37,995	17973,8	10862,8	0,39563	1,655	94,731	1,65	0,43
8	Álcool	0,4	45	0,852	0,355	8,85	176594	75269	12,109	0,0103	0,0040	2,60	37,995	17973,8	11057,4	0,38480	1,625	89,870	1,56	0,43
9	Álcool	0,4	44	0,852	0,355	9,204	176594	75269	12,109	0,0103	0,0043	2,41	37,995	17973,8	11248,7	0,37416	1,598	85,311	1,48	0,44
10	Álcool	0,4	43	0,852	0,355	9,559	176594	75269	12,109	0,0103	0,0046	2,23	37,995	17973,8	11436,6	0,36371	1,572	81,027	1,41	0,44
11	Álcool	0,4	47	0,852	0,188	8,282	174672	73347	11,953	0,0102	0,0035	2,93	37,995	17973,8	10664,8	0,40665	1,685	99,922	1,74	0,44
12	Álcool	0,4	45	0,852	0,188	8,637	174672	73347	11,953	0,0102	0,0038	2,70	37,995	17973,8	11057,4	0,38480	1,625	89,870	1,56	0,42
13	Álcool	0,4	44	0,852	0,188	8,992	174672	73347	11,953	0,0102	0,0041	2,49	37,995	17973,8	11248,7	0,37416	1,598	85,311	1,48	0,43
14	Álcool	0,4	43	0,852	0,188	9,346	174672	73347	11,953	0,0102	0,0044	2,30	37,995	17973,8	11436,6	0,36371	1,572	81,027	1,41	0,43
15	Álcool	0,4	42	0,852	0,188	9,701	174672	73347	11,953	0,0102	0,0048	2,14	37,995	17973,8	11621,0	0,35345	1,547	76,996	1,34	0,43

Tabela D.7 Cálculo do número de swirl Teste 8 (influência do teor alcoólico na queima de álcool)

Nº	Combust	da	α	$\dot{m}_c$	Rat	$\dot{m}_{asw}$	Pm	DPc	Vfc	QMc	QMa	Mr	K	As	Aef	σ_b	CB	Ga/Gx	Ss'	S'
1	Álcool	0,4	47	0,852	0,355	8,14	176594	75269	12,109	0,0103	0,0034	3,08	37,995	17973,8	10664,8	0,40665	1,685	99,922	1,74	0,43
2	Álcool	0,4	46	0,852	0,355	8,495	176594	75269	12,109	0,0103	0,0037	2,83	37,995	17973,8	10862,8	0,39563	1,655	94,731	1,65	0,43
3	Álcool	0,4	45	0,852	0,355	8,85	176594	75269	12,109	0,0103	0,0040	2,60	37,995	17973,8	11057,4	0,38480	1,625	89,870	1,56	0,43
4	Álcool	0,4	44	0,852	0,355	9,204	176594	75269	12,109	0,0103	0,0043	2,41	37,995	17973,8	11248,7	0,37416	1,598	85,311	1,48	0,44
5	Álcool	0,4	43	0,852	0,355	9,559	176594	75269	12,109	0,0103	0,0046	2,23	37,995	17973,8	11436,6	0,36371	1,572	81,027	1,41	0,44
6	Álcool	0,4	50	0,932	0,354	8,11	198794	97469	13,779	0,0128	0,0033	3,86	37,995	17973,8	10051,7	0,44076	1,788	117,820	2,05	0,42
7	Álcool	0,4	49	0,932	0,354	8,46	198794	97469	13,779	0,0128	0,0036	3,55	37,995	17973,8	10259,2	0,42922	1,752	111,428	1,94	0,43
8	Álcool	0,4	48	0,932	0,354	8,82	198794	97469	13,779	0,0128	0,0039	3,26	37,995	17973,8	10463,6	0,41784	1,718	105,476	1,83	0,43
9	Álcool	0,4	47	0,932	0,354	9,17	198794	97469	13,779	0,0128	0,0043	3,02	37,995	17973,8	10664,8	0,40665	1,685	99,922	1,74	0,43
10	Álcool	0,4	46	0,932	0,354	9,53	198794	97469	13,779	0,0128	0,0046	2,80	37,995	17973,8	10862,8	0,39563	1,655	94,731	1,65	0,43

Observação: d_a = diâmetro do ar de atomização; $\dot{m}_c$ = vazão mássica de combustível; $\dot{m}_a$ = vazão mássica de ar de combustão; $\dot{m}_{at}$ = vazão mássica de ar de

atomização; $\dot{m}_{asw}$ = vazão mássica de ar que passa pelo swirl; α = ângulo de inclinação da pá do swirl. R_{at} = razão de atomização; P_m = pressão da câmara

de mistura; DP_c = diferença de pressão na câmara; v_{fc} = velocidade do filme de combustível na saída do atomizador; Q_{Mc} = taxa de variação da quantidade

de movimento linear do combustível; Q_{Ma} = taxa de variação da quantidade de movimento linear do ar de combustão; Mr = razão das componentes axiais dos

fluxos da quantidade de; K = constante; As = área da coroa circular do swirl; A_{ef} = área efetiva de escoamento do próprio swirl; σ_b = fator de bloqueio; CB

= coeficiente de bloqueio; G_ϕ/G_x = razão do momento angular do fluxo axial e do momento axial do fluxo axial, $S's$ = número de swirl do escoamento

secundário S' = número de swirl

ANEXO E: DADOS COLHIDOS DOS TESTES

Tabela E.1 Dados colhidos do Teste 1 (influência do diâmetro do bico atomizador)

N°	da	Combustível				Ar de atomização			Ar de combustão	Água				Gases de combustão					Chama
		Comb	$\dot{m}_c$	P_{comb}	$\dot{m}_{at}$	P_{rot}	P_{a0}	$\dot{m}_{asw}$		$\dot{m}_{H2O}$	Te	Ts	O ₂	CO ₂	CO	NO _x	UHC	Tsg	
1	0,4	Álcool	0,852	1,0	0,194	3,5	1,5	8,905		0,0679	33,08	90,64	4,72	11,54	0,02	2,23	111,24	424,7	886,5
2	0,4	Álcool	0,852	1,15	0,227	3,5	1,8	8,905		0,0679	33,91	91,11	5,00	11,38	0,01	3,44	47,44	416,4	888,4
3	0,4	Álcool	0,852	1,2	0,259	3,5	2,05	8,945		0,0679	33,94	91,24	4,92	11,44	0,01	8,08	33,22	413,4	881,1
4	0,4	Álcool	0,852	1,35	0,292	3,5	2,3	8,945		0,0679	33,62	91,54	4,82	11,53	0	13,18	23,7	410,6	878,8
5	0,4	Álcool	0,852	1,45	0,325	3,5	2,5	8,969		0,0679	33,76	91,43	5,1	11,32	0	17,95	13,63	404,3	869,1
6	0,5	Álcool	0,852	0,5	0,194	3,5	0,65	8,951		0,0679	22,0	76,4	5,07	11,35	0,1	9,69	5,07	431,8	809,9
7	0,5	Álcool	0,852	0,55	0,227	3,5	0,75	8,93		0,0679	21,6	75,6	5,05	11,39	0,08	8,88	5,05	426,5	801,5
8	0,5	Álcool	0,852	0,65	0,259	3,5	0,9	8,897		0,0679	22,2	77,1	4,97	11,44	0,06	9,54	4,97	424,3	794,9
9	0,5	Álcool	0,852	0,7	0,292	3,5	1,0	8,884		0,0679	21,6	76,6	4,92	11,51	0,05	8,81	4,92	414,8	793,1
10	0,5	Álcool	0,852	0,8	0,325	3,5	1,1	8,836		0,0679	23,1	79,2	4,96	11,48	0,05	9,44	4,96	416,2	788,0

Tabela E.2. Dados colhidos do Teste 2 (influência da razão de atomização)

N°	Comb	Combustível				Ar de atomização			Ar de combustão	Água				Gases de combustão					Chama
		$\dot{m}_c$	P_{comb}	$\dot{m}_{at}$	P_{rot}	P_{a0}	$\dot{m}_{asw}$	$\dot{m}_{H2O}$		$\dot{m}_{H2O}$	Te	Ts	O ₂	CO ₂	CO	NO _x	UHC	Tsg	
1	Diesel	0,504	0,35	0,115	2,5	0,8	9,292	0,0679		25,5	81,8	5,19	11,4	0,09	59,52	150,41	364	795	
2	Diesel	0,504	0,4	0,134	2,5	1,0	9,176	0,0679		24,2	81,4	4,93	11,63	0,05	67,57	84,09	359	828	
3	Diesel	0,504	0,45	0,153	2,5	1,2	9,272	0,0679		25,3	83,6	4,89	11,58	0,03	73,55	47,77	366	845	
4	Diesel	0,504	0,45	0,173	2,5	1,4	9,177	0,0679		24,6	83,4	4,83	11,76	0,00	80,81	27,21	368	858	
5	Diesel	0,504	0,5	0,192	2,5	1,6	9,169	0,0679		24,3	83,8	4,94	11,71	0,01	82,75	17,06	368	860	
6	Álcool	0,852	1,0	0,194	3,5	1,5	8,905	0,0679		33,08	90,64	4,72	11,54	0,02	2,23	111,24	425	886	
7	Álcool	0,852	1,15	0,227	3,5	1,8	8,905	0,0679		33,91	91,11	5,00	11,38	0,01	3,44	47,44	416	888	
8	Álcool	0,852	1,2	0,259	3,5	2,05	8,945	0,0679		33,94	91,24	4,92	11,44	0,01	8,08	33,22	413	881	
9	Álcool	0,852	1,35	0,292	3,5	2,3	8,945	0,0679		33,62	91,54	4,82	11,53	0	13,18	28,7	411	879	
10	Álcool	0,852	1,45	0,325	3,5	2,5	8,969	0,0679		33,76	91,43	5,1	11,32	0	17,95	19,63	404	869	

Tabela E.3. Dados colhidos do Teste 3 (influência da pressão de ingresso do ar de atomização)

	Combustível			Ar de atomização			Ar de combustão	Água			Gases de combustão						Chama
Nº	Comb	m _c	P _{comb}	m _{at}	P _{rot}	P _{a0}	m _{asw}	m _{H2O}	Te	Ts	O ₂	CO ₂	CO	NO _x	UHC	Tsg	Tch
1	Diesel	0,504	0,35	0,115	2,5	0,8	9,292	0,0679	25,5	81,8	5,19	11,4	0,09	59,52	150,41	364	795
2	Diesel	0,504	0,4	0,134	2,5	1,0	9,176	0,0679	24,2	81,4	4,93	11,63	0,05	67,57	84,09	359	828
3	Diesel	0,504	0,45	0,153	2,5	1,2	9,272	0,0679	25,3	83,6	4,89	11,58	0,03	73,55	47,77	366	845
4	Diesel	0,504	0,45	0,173	2,5	1,4	9,177	0,0679	24,6	83,4	4,83	11,76	0,00	80,81	27,21	368	858
5	Diesel	0,504	0,5	0,192	2,5	1,6	9,169	0,0679	24,3	83,8	4,94	11,71	0,01	82,75	17,06	368	860
6	Álcool	0,852	0,7	0,083	2,5	0,8	9,002	0,0679	23,64	80,39	4,84	11,28	0,09	3,5	223,33	443	846
7	Álcool	0,852	0,85	0,122	2,5	1,0	9,002	0,0679	22,61	78,31	4,89	11,28	0,06	3,46	200,57	435	873
8	Álcool	0,852	0,95	0,134	2,5	1,2	9,002	0,0679	23,33	80,66	4,81	11,31	0,05	3,39	148,54	429	888
9	Álcool	0,852	1,1	0,157	2,5	1,4	9,009	0,0679	22,28	79,05	4,87	11,31	0,04	3,77	117,68	425	894
10	Álcool	0,852	1,2	0,176	2,5	1,6	9,002	0,0679	22,91	80,53	4,82	11,64	0,03	5,53	79,08	422	902

Tabela E.4. Dados colhidos do Teste 4 (influência do número de swirl e do ângulo da pá do swirl)

	Combustível			Ar de atomização			Ar de combustão	Água			Gases de combustão						Chama
Nº	Comb	$\dot{m}_c$	P_{comb}	$\dot{m}_{at}$	P_{rot}	P_{a0}	$\dot{m}_{asw}$	$\dot{m}_{H2O}$	Te	Ts	O ₂	CO ₂	CO	NO _x	UHC	Tsg	Tch
1	Diesel	0,504	0,45	0,166	2,5	1,3	9,382	0,0679	24,56	83,30	5,37	11,44	0,04	72,52	50,41	360	850
2	Diesel	0,504	0,45	0,166	2,5	1,3	9,382	0,0679	23,98	81,90	5,45	11,39	0,04	69,02	53,61	360	847
3	Diesel	0,504	0,45	0,166	2,5	1,3	9,382	0,0679	23,03	81,13	5,37	11,45	0,04	68,28	53,41	359	835
4	Diesel	0,504	0,45	0,166	2,5	1,3	9,382	0,0679	24,59	83,33	5,31	11,47	0,03	70,2	45,47	364	832
5	Diesel	0,504	0,45	0,166	2,5	1,3	9,382	0,0679	23,52	82,87	5,32	11,51	0,03	73,55	43,28	361	817
6	Álcool	0,852	1,4	0,280	3,5	2,1	9,09	0,0679	24,3	82,25	5,52	11,35	0	27,14	3,86	401	936
7	Álcool	0,852	1,4	0,280	3,5	2,1	9,09	0,0679	23,6	81,28	5,34	11,26	0	26,21	6,58	394	890
8	Álcool	0,852	1,4	0,280	3,5	2,1	9,09	0,0679	24,2	82,06	5,29	11,3	0	25,71	4,7	392	871
9	Álcool	0,852	1,4	0,280	3,5	2,1	9,09	0,0679	23,7	81,97	5,4	11,22	0	24,26	6,1	388	837
10	Álcool	0,852	1,4	0,280	3,5	2,1	9,09	0,0679	24,0	82,33	5,36	11,26	0	24,23	5,65	388	829
11	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
12	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
13		0,852	1,5	0,28	3,5	2,15	9,072	0,0679	23,2	78,7	5,39	11,21	0	30,41	1,8	407,0	887,5
14		0,852	1,5	0,28	3,5	2,15	9,072	0,0679	23,0	78,6	5,3	11,26	0	30,43	1,99	403,3	872,8
15		0,852	1,5	0,28	3,5	2,15	9,072	0,0679	23,2	78,0	5,37	11,22	0	29,52	2,63	398,8	845,9

Tabela E.5 Dados colhidos do Teste 5 (influência do número de *swirl* S' atomizando álcool e diesel como igual valor de P_{a0})

Nº	Combustível			Ar de atomização			Ar de combustão	Água			Gases de combustão						Chama
	Comb	$\dot{m}_c$	P_{comb}	$\dot{m}_{at}$	P_{rot}	P_{a0}		$\dot{m}_{H_2O}$	Te	Ts	O ₂	CO ₂	CO	NO _x	UHC	Tsg	
1	Diesel	0,504	0,45	0,166	2,5	1,3	9,315	0,0679	24,56	83,30	5,37	11,44	0,04	72,52	50,41	360	850
2	Diesel	0,504	0,45	0,166	2,5	1,3	9,315	0,0679	23,98	81,90	5,45	11,39	0,04	69,02	53,61	360	847
3	Diesel	0,504	0,45	0,166	2,5	1,3	9,315	0,0679	23,03	81,13	5,37	11,45	0,04	68,28	53,41	359	835
4	Diesel	0,504	0,45	0,166	2,5	1,3	9,315	0,0679	24,59	83,33	5,31	11,47	0,03	70,2	45,47	364	832
5	Diesel	0,504	0,45	0,166	2,5	1,3	9,315	0,0679	23,52	82,87	5,32	11,51	0,03	73,55	43,28	361	817
6	Álcool	0,852	0,97	0,147	2,5	1,3	9,268	0,0679	25,62	83,12	4,92	11,48	0,01	5,81	107,11	434,2	934,8
7	Álcool	0,852	0,97	0,147	2,5	1,3	9,268	0,0679	24,84	82,11	4,97	11,43	0,01	5,15	109,75	429,1	914,0
8	Álcool	0,852	0,97	0,147	2,5	1,3	9,268	0,0679	23,83	80,65	5,12	11,34	0,01	4,14	109,47	424,8	891,0
9	Álcool	0,852	0,97	0,147	2,5	1,3	9,268	0,0679	25,32	83,09	4,94	11,47	0,01	5,06	115,91	422,7	883,2
10	Álcool	0,852	0,97	0,147	2,5	1,3	9,268	0,0679	24,35	81,9	5,06	11,37	0,01	4,56	114,05	420,8	834,3

Tabela E.6. Dados colhidos do Teste 6 (influência do coeficiente de excesso de ar)

Nº	Combustível			Ar de atomização			Ar de combustão	Água			Gases de combustão						Chama
	Comb	$\dot{m}_c$	P_{comb}	$\dot{m}_{at}$	P_{rot}	P_{a0}		$\dot{m}_{H_2O}$	Te	Ts	O ₂	CO ₂	CO	NO _x	UHC	Tsg	
1	Diesel	0,504	0,45	0,179	2,5	1,3	8,334	0,0679	22,66	81,64	3,33	12,93	0,06	78,51	69,59	343	842
2	Diesel	0,504	0,45	0,179	2,5	1,3	8,833	0,0679	26,31	85,18	4,15	12,36	0,05	79,39	48,85	358	853
3	Diesel	0,504	0,45	0,179	2,5	1,3	9,217	0,0679	29,05	86,07	5,19	11,6	0,04	70,66	43	361	843
4	Diesel	0,504	0,45	0,179	2,5	1,3	9,538	0,0679	28,76	86,61	5,65	11,36	0,04	66,57	38,89	368	841
5	Diesel	0,504	0,45	0,179	2,5	1,3	9,829	0,0679	24,76	81,90	5,89	11,07	0,04	73,45	39,4	374	849
6	Álcool	0,852	1,4	0,302	3,5	2,25	8,159	0,0679	23,86	81,81	3,58	12,48	0	29,55	4,29	382	866
7	Álcool	0,852	1,4	0,302	3,5	2,25	8,497	0,0679	23,89	81,84	4,31	11,95	0	28,26	4,35	386	870
8	Álcool	0,852	1,4	0,302	3,5	2,25	8,827	0,0679	23,20	80,97	5,17	11,34	0	26,72	4,07	389	867
9	Álcool	0,852	1,4	0,302	3,5	2,25	9,200	0,0679	23,96	81,28	5,57	11,05	0	27,35	4	397	876
10	Álcool	0,852	1,4	0,302	3,5	2,25	9,508	0,0679	23,60	79,57	6,2	10,61	0	25,7	4,12	402	877
11	Álcool	0,852	0,98	0,147	2,5	1,3	8,280	0,0679	28,12	85,71	3,32	12,7	0,030	3,87	104,96	378,4	870,6
12	Álcool	0,852	0,98	0,147	2,5	1,3	8,617	0,0679	30,98	88,32	4,25	11,99	0,030	3,19	107,77	376,6	853,3
13	Álcool	0,852	0,98	0,147	2,5	1,3	9,007	0,0679	26,56	83,32	4,82	11,61	0,030	3,51	89,94	388,8	864,8
14	Álcool	0,852	0,98	0,147	2,5	1,3	9,295	0,0679	29,78	86,38	5,3	11,23	0,030	3,23	99,69	413,1	853,5
15	Álcool	0,852	0,98	0,147	2,5	1,3	9,709	0,0679	31,79	88,75	6,09	10,67	0,030	3,05	106,57	399,5	871,6

Tabela E.7. Dados colhidos do Teste 7 (influência do teor alcoólico na queima de álcool)

Nº	Combustível			Ar de atomização			Ar de combustão	Água			Gases de combustão						Chama
	Comb	$\dot{m}_c$	P_{comb}	$\dot{m}_{at}$	P_{rot}	P_{a0}		$\dot{m}_{H_2O}$	Te	Ts	O ₂	CO ₂	CO	NO _x	UHC	T _{sg}	
1	Álcool	0,852	1,4	0,302	3,5	2,25	8,159	0,0679	28,12	85,71	3,58	12,48	0	29,55	4,29	382	866
2	Álcool	0,852	1,4	0,302	3,5	2,25	8,497	0,0679	30,98	88,32	4,31	11,95	0	28,26	4,35	386	870
3	Álcool	0,852	1,4	0,302	3,5	2,25	8,827	0,0679	26,56	83,32	5,17	11,34	0	26,72	4,07	389	867
4	Álcool	0,852	1,4	0,302	3,5	2,25	9,200	0,0679	29,78	86,38	5,57	11,05	0	27,35	4	397	876
5	Álcool	0,852	1,4	0,302	3,5	2,25	9,508	0,0679	31,79	88,75	6,2	10,61	0	25,7	4,12	402	877
6	Álcool	0,852	1,7	0,33	3,5	2,5	8,17	0,0679	24,74	78,61	3,67	12,4	0	24,46	3,92	370,2	813,5
7	Álcool	0,852	1,7	0,33	3,5	2,5	8,51	0,0679	24,37	78,7	4,47	11,8	0	22,81	3,05	375,3	810,5
8	Álcool	0,852	1,7	0,33	3,5	2,5	8,804	0,0679	24,91	78,58	4,97	11,47	0	23,08	5,67	380,2	819,2
9	Álcool	0,852	1,7	0,33	3,5	2,5	9,172	0,0679	24,62	77,05	5,69	10,94	0	20,97	3,64	384,7	812,0
10	Álcool	0,852	1,7	0,33	3,5	2,5	9,544	0,0679	24,06	76,76	6,24	10,56	0	18,72	3,6	388,3	808,5

Observação: $\dot{m}_c$ = vazão mássica de combustível; $\dot{m}_{at}$ = vazão mássica de ar de atomização; $\dot{m}_{asw}$ = vazão mássica de ar que passa pelo swirler; $\dot{m}_{H_2O}$ = vazão mássica de água de refrigeração; P_{comb} = pressão do combustível; P_{rot} = pressão do rotâmetro; P_{a0} = pressão do ar de estagnação; Te = temperatura da água na entrada da câmara; Te = temperatura da água na saída da câmara; Te = temperatura de saída dos gases; Te = temperatura da chama.

ANEXO F.1: BALANÇO DE MASSA DO DIESEL E DO ÁLCOOL

Tabela F 1.1 Balanço de massa Teste 1 (influência do diâmetro do bico atomizador na queima)

N°	Comb	Gases da combustão				Excesso de ar indireto				Excesso de ar direto					erro %
		O ₂	CO ₂	CO	N ₂	a	r	k	b	$\dot{m}_c$ (g/s)	$\dot{m}_s$ (g/s)	$\dot{m}_{at}$ (g/s)	$\dot{m}_d$ (g/s)	b	
1	Álcool	4,72	11,54	0,02	83,72	5,780	18,452	22,050	1,27	0,852	8,905	0,194	9,099	1,28	-0,86
2	Álcool	5,00	11,38	0,01	83,61	5,695	18,181	22,080	1,29	0,852	8,905	0,227	9,132	1,29	0,39
3	Álcool	4,92	11,44	0,01	83,63	5,725	18,276	22,090	1,29	0,852	8,945	0,259	9,204	1,30	-0,87
4	Álcool	4,82	11,53	0	83,65	5,765	18,404	22,115	1,28	0,852	8,945	0,292	9,237	1,30	-1,80
5	Álcool	5,1	11,32	0	83,58	5,660	18,069	22,080	1,30	0,852	8,969	0,325	9,294	1,31	-0,75
6	Álcool	5,07	11,35	0,1	83,48	5,725	18,276	22,195	1,29	0,852	8,951	0,194	9,145	1,29	0,24
7	Álcool	5,05	11,39	0,08	83,48	5,735	18,308	22,215	1,29	0,852	8,93	0,227	9,157	1,29	0,03
8	Álcool	4,97	11,44	0,06	83,53	5,750	18,356	22,190	1,29	0,852	8,897	0,259	9,156	1,29	-0,33
9	Álcool	4,92	11,51	0,05	83,52	5,780	18,452	22,235	1,28	0,852	8,884	0,292	9,176	1,29	-0,87
10	Álcool	4,96	11,48	0,05	83,51	5,765	18,404	22,230	1,29	0,852	8,836	0,325	9,161	1,29	-0,47

Tabela F 1.2 Balanço de massa Teste 2 (influência da razão de atomização)

N°	Comb	Gases da combustão				Excesso de ar indireto				Excesso de ar direto					erro %
		O ₂	CO ₂	CO	N ₂	a	r	k	b	$\dot{m}_c$ (g/s)	$\dot{m}_s$ (g/s)	$\dot{m}_{at}$ (g/s)	$\dot{m}_d$ (g/s)	b	
1	Diesel	5,19	11,4	0,09	83,32	11,49	11,49	10,11	21,69	1,31	0,504	9,292	0,115	9,407	1,30
2	Diesel	4,93	11,63	0,05	83,39	11,68	11,68	10,28	21,72	1,29	0,504	9,176	0,134	9,31	1,29
3	Diesel	4,89	11,58	0,03	83,5	11,61	11,61	10,22	21,59	1,29	0,504	9,272	0,153	9,425	1,30
4	Diesel	4,83	11,76	0,01	83,4	11,77	11,77	10,36	21,77	1,28	0,504	9,177	0,173	9,35	1,29
5	Diesel	4,94	11,71	0,01	83,34	11,72	11,72	10,31	21,81	1,29	0,504	9,169	0,192	9,361	1,29
6	Álcool	4,72	11,54	0,02	83,72	5,780	18,452	22,050	1,27	0,852	8,905	0,194	9,099	1,28	-0,86
7	Álcool	5,00	11,38	0,01	83,61	5,695	18,181	22,080	1,29	0,852	8,905	0,227	9,132	1,29	0,39
8	Álcool	4,92	11,44	0,01	83,63	5,725	18,276	22,090	1,29	0,852	8,945	0,259	9,204	1,30	-0,87
9	Álcool	4,82	11,53	0	83,65	5,765	18,404	22,115	1,28	0,852	8,945	0,292	9,237	1,30	-1,80
10	Álcool	5,1	11,32	0	83,58	5,660	18,069	22,080	1,30	0,852	8,969	0,325	9,294	1,31	-0,75

Tabela F 1.3 Balanço de massa Teste 3 (influência da pressão de ingresso do ar de atomização)

Nº	Comb	Gases da combustão				Excesso de ar indireto				Excesso de ar direto					erro %
		O ₂	CO ₂	CO	N ₂	a	r	k	b	$\dot{m}_c$ (g/s)	$\dot{m}_s$ (g/s)	$\dot{m}_{at}$ (g/s)	$\dot{m}_d$ (g/s)	b	
1	Diesel	5,19	11,4	0,09	83,32	11,49	11,49	10,11	21,69	1,31	0,504	9,292	0,115	9,407	1,30
2	Diesel	4,93	11,63	0,05	83,39	11,68	11,68	10,28	21,72	1,29	0,504	9,176	0,134	9,31	1,29
3	Diesel	4,89	11,58	0,03	83,5	11,61	11,61	10,22	21,59	1,29	0,504	9,272	0,153	9,425	1,30
4	Diesel	4,83	11,76	0,01	83,4	11,77	11,77	10,36	21,77	1,28	0,504	9,177	0,173	9,35	1,29
5	Diesel	4,94	11,71	0,01	83,34	11,72	11,72	10,31	21,81	1,29	0,504	9,169	0,192	9,361	1,29
6	Álcool	5,09	11,4	0,08	83,43	5,740	18,324	22,270	1,29	0,852	9,002	0,083	9,085	1,28	0,98
7	Álcool	5,11	11,43	0,04	83,42	5,735	18,308	22,295	1,30	0,852	9,002	0,122	9,124	1,29	0,75
8	Álcool	4,99	11,51	0,03	83,47	5,770	18,420	22,285	1,29	0,852	9,002	0,134	9,136	1,29	-0,04
9	Álcool	5,04	11,49	0,02	83,45	5,755	18,372	22,295	1,29	0,852	9,009	0,157	9,166	1,29	-0,06
10	Álcool	5,12	11,4	0,01	83,47	5,705	18,213	22,230	1,30	0,852	9,002	0,176	9,178	1,29	0,39

Tabela F 1.4 Balanço de massa Teste 4 (do número de swirl e do ângulo da pá do swirl)

Nº	Comb	Gases da combustão				Excesso de ar indireto				Excesso de ar direto					erro %
		O ₂	CO ₂	CO	N ₂	a	r	k	b	$\dot{m}_c$ (g/s)	$\dot{m}_s$ (g/s)	$\dot{m}_{at}$ (g/s)	$\dot{m}_d$ (g/s)	b	
1	Diesel	5,37	11,44	0,04	83,15	11,48	10,10	21,88	1,32	0,504	9,315	0,166	9,481	1,31	1,11
2	Diesel	5,45	11,39	0,04	83,12	11,43	10,06	21,89	1,33	0,504	9,315	0,166	9,481	1,31	1,59
3	Diesel	5,37	11,45	0,04	83,14	11,49	10,11	21,90	1,32	0,504	9,315	0,166	9,481	1,31	1,09
4	Diesel	5,31	11,47	0,03	83,19	11,5	10,12	21,86	1,32	0,504	9,315	0,166	9,481	1,31	0,81
5	Diesel	5,32	11,51	0,03	83,14	11,54	10,16	21,92	1,32	0,504	9,315	0,166	9,481	1,31	0,78
6	Álcool	5,52	11,35	0	83,13	5,675	18,117	22,545	1,32	0,852	9,09	0,28	9,37	1,32	0,26
7	Álcool	5,34	11,26	0	83,4	5,630	17,973	22,230	1,32	0,852	9,09	0,28	9,37	1,32	-0,35
8	Álcool	5,29	11,3	0	83,41	5,650	18,037	22,240	1,31	0,852	9,09	0,28	9,37	1,32	-0,66
9	Álcool	5,4	11,22	0	83,38	5,610	17,909	22,230	1,32	0,852	9,09	0,28	9,37	1,32	0,00
10	Álcool	5,36	11,26	0	83,38	5,630	17,973	22,250	1,32	0,852	9,09	0,28	9,37	1,32	-0,27
11	Álcool	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
12	Álcool	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
13	Álcool	5,39	11,21	0	83,4	5,605	17,893	22,205	1,32	0,852	9,072	0,28	9,352	1,32	0,17
14	Álcool	5,3	11,26	0	83,44	5,630	17,973	22,190	1,31	0,852	9,072	0,28	9,352	1,32	-0,34
15	Álcool	5,37	11,22	0	83,41	5,610	17,909	22,200	1,32	0,852	9,072	0,28	9,352	1,32	0,06

Tabela F 1.5 Balanço de massa Teste 5 (influência do número de swirl S'atomizando álcool e diesel como igual valor de P_{a0})

N°	Comb	Gases da combustão				Excesso de ar indireto				Excesso de ar direto					erro %
		O ₂	CO ₂	CO	N ₂	a	r	k	b	$\dot{m}_c$ (g/s)	$\dot{m}_s$ (g/s)	$\dot{m}_{at}$ (g/s)	$\dot{m}_a$ (g/s)	b	
1	Diesel	5,37	11,44	0,04	83,15	11,48	10,10	21,88	1,32	0,504	9,315	0,166	9,481	1,31	1,11
2	Diesel	5,45	11,39	0,04	83,12	11,43	10,06	21,89	1,33	0,504	9,315	0,166	9,481	1,31	1,59
3	Diesel	5,37	11,45	0,04	83,14	11,49	10,11	21,90	1,32	0,504	9,315	0,166	9,481	1,31	1,09
4	Diesel	5,31	11,47	0,03	83,19	11,5	10,12	21,86	1,32	0,504	9,315	0,166	9,481	1,31	0,81
5	Diesel	5,32	11,51	0,03	83,14	11,54	10,16	21,92	1,32	0,504	9,315	0,166	9,481	1,31	0,78
6	Álcool	4,92	11,48	0,01	83,59	5,745	18,340	22,150	1,29	0,852	9,268	0,147	9,415	1,33	-3,17
7	Álcool	4,97	11,43	0,01	83,59	5,720	18,261	22,125	1,29	0,852	9,268	0,147	9,415	1,33	-2,85
8	Álcool	5,12	11,34	0,01	83,53	5,675	18,117	22,140	1,30	0,852	9,268	0,147	9,415	1,33	-2,02
9	Álcool	4,94	11,47	0,01	83,58	5,740	18,324	22,155	1,29	0,852	9,268	0,147	9,415	1,33	-3,06
10	Álcool	5,06	11,37	0,01	83,56	5,690	18,165	22,125	1,30	0,852	9,268	0,147	9,415	1,33	-2,34

Tabela F 1.6 Balanço de massa Teste 6 (influência do coeficiente de excesso de ar)

Nº	Comb	Gases da combustão				Excesso de ar indireto				Excesso de ar direto					erro %
		O ₂	CO ₂	CO	N ₂	a	r	k	b	$\dot{m}_c$ (g/s)	$\dot{m}_s$ (g/s)	$\dot{m}_{at}$ (g/s)	$\dot{m}_d$ (g/s)	b	
1	Diesel	3,33	12,93	0,06	83,68	12,99	11,43	22,01	1,18	0,504	8,334	0,179	8,513	1,18	0,08
2	Diesel	4,15	12,36	0,05	83,44	12,41	10,92	22,00	1,23	0,504	8,833	0,179	9,012	1,24	-1,08
3	Diesel	5,19	11,6	0,04	83,17	11,64	10,24	21,93	1,31	0,504	9,217	0,179	9,396	1,30	0,86
4	Diesel	5,65	11,36	0,04	82,95	11,4	10,03	22,05	1,34	0,504	9,538	0,179	9,717	1,34	0,10
5	Diesel	5,89	11,07	0,04	83	11,11	9,78	21,87	1,37	0,504	9,829	0,179	10,008	1,38	-1,08
6	Álcool	3,58	12,48	0	83,94	6,240	19,921	22,300	1,19	0,852	8,159	0,302	8,461	1,19	-0,12
7	Álcool	4,31	11,95	0	83,74	5,975	19,075	22,235	1,24	0,852	8,497	0,302	8,799	1,24	0,01
8	Álcool	5,17	11,34	0	83,49	5,670	18,101	22,180	1,30	0,852	8,827	0,302	9,129	1,29	1,33
9	Álcool	5,57	11,05	0	83,38	5,525	17,638	22,145	1,34	0,852	9,2	0,302	9,502	1,34	-0,25
10	Álcool	6,2	10,61	0	83,19	5,305	16,936	22,115	1,39	0,852	9,508	0,302	9,81	1,38	0,48
11	Álcool	3,32	12,7	0,030	83,95	6,365	20,320	22,400	1,17	0,852	8,28	0,147	8,43	1,19	-1,25
12	Álcool	4,25	11,99	0,030	83,73	6,010	19,186	22,265	1,23	0,852	8,617	0,147	8,76	1,24	-0,04
13	Álcool	4,82	11,61	0,030	83,54	5,820	18,580	22,265	1,28	0,852	9,007	0,147	9,15	1,29	-1,18
14	Álcool	5,3	11,23	0,030	83,44	5,630	17,973	22,175	1,31	0,852	9,295	0,147	9,44	1,33	-1,36
15	Álcool	6,09	10,67	0,030	83,21	5,350	17,079	22,125	1,38	0,852	9,709	0,147	9,86	1,39	-0,78

Tabela F 1.7 Balanço de massa Teste 7 (influência do teor alcoólico na queima de álcool)

Nº	Comb	Gases da combustão				Excesso de ar indireto				Excesso de ar direto				erro %
		O ₂	CO ₂	CO	N ₂	a	r	k	b	$\dot{m}_c$ (g/s)	$\dot{m}_s$ (g/s)	$\dot{m}_{at}$ (g/s)	$\dot{m}_d$ (g/s)	
1	Álcool	3,58	12,48	0	83,94	6,240	19,921	22,300	1,19	0,852	8,159	0,302	8,461	-0,12
2	Álcool	4,31	11,95	0	83,74	5,975	19,075	22,235	1,24	0,852	8,497	0,302	8,799	0,01
3	Álcool	5,17	11,34	0	83,49	5,670	18,101	22,180	1,30	0,852	8,827	0,302	9,129	1,33
4	Álcool	5,57	11,05	0	83,38	5,525	17,638	22,145	1,34	0,852	9,2	0,302	9,502	-0,25
5	Álcool	6,2	10,61	0	83,19	5,305	16,936	22,115	1,39	0,852	9,508	0,302	9,81	0,48
6	Álcool	3,67	12,4	0	83,93	6,200	21,396	83,93	1,20	0,932	8,17	0,33	8,5	-0,09
7	Álcool	4,47	11,8	0	83,73	5,900	20,361	83,73	1,25	0,932	8,51	0,33	8,84	0,50
8	Álcool	4,97	11,47	0	83,56	5,735	19,791	83,56	1,29	0,932	8,804	0,33	9,134	0,08
9	Álcool	5,69	10,94	0	83,37	5,470	18,877	83,37	1,35	0,932	9,172	0,33	9,502	0,53
10	Álcool	6,24	10,56	0	83,2	5,280	18,221	83,2	1,39	0,932	9,544	0,33	9,874	0,13

Observação: a = N° de mols de combustível; r = N° de mols de combustível; k = N° de mols de combustível; b coeficiente de excesso de ar; $\dot{m}_c$ = vazão mássica de combustível; $\dot{m}_a$ = vazão mássica de ar de combustão; $\dot{m}_{at}$ = vazão mássica de ar de atomização; $\dot{m}_{asw}$ = vazão mássica de ar que passa pelo *swirler*