

Tese Apresentada à Divisão de Pós-Graduação do Instituto Tecnológico de Aeronáutica como parte dos requisitos para obtenção do título de Mestre no curso de Engenharia Aeronáutica e Mecânica, Área Aerodinâmica, Propulsão e Energia.

Gustavo Adolfo Ronceros Rivas

**ESTUDO EXPERIMENTAL DA INFLUÊNCIA DA ZONA DE
RECIRCULAÇÃO NA COMBUSTÃO DE GÁS NATURAL**



Prof. Dr. Pedro Teixeira Lacava
Orientador

Prof. Dr. Homero Santiago Maciel
Chefe da Divisão de Pós-Graduação

Campo Montenegro
São José dos Campos, SP - Brasil.
2005

Dados Internacionais de Catalogação-na-Publicação (CIP)

Divisão Biblioteca Central do ITA/CTA

Ronceros Rivas, Gustavo Adolfo

Estudo experimental da influência da zona de recirculação na combustão de gás natural / Gustavo Adolfo Ronceros Rivas

São José dos Campos, 2005.

111f.

Tese de mestrado – Curso de Engenharia Mecânica e Aeronáutica – Área de Aerodinâmica, Propulsão e Energia. Instituto Tecnológico de Aeronáutica, 2005. Orientador: Prof. Dr. Pedro Teixeira Lacava.

1. Combustão. 2. Gás natural. 3. Produtos da combustão. 4. Poluição do ar. I. Centro Técnico Aeroespacial. Instituto Tecnológico de Aeronáutica. Divisão de Engenharia Aeronáutica. II. Título

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

Ronceros Rivas, Gustavo Adolfo. **Estudo experimental da influência da zona de recirculação na combustão de gás natural**. 2005. 111f. Tese de mestrado – Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos.

CESSÃO DE DIREITOS –

NOME DO AUTOR: Gustavo Adolfo Ronceros Rivas

TÍTULO DO TRABALHO: Estudo experimental da influência da zona de recirculação na combustão de gás natural

TIPO DO TRABALHO/ANO: Tese / 2005

É concedida ao Instituto Tecnológico de Aeronáutica permissão para reproduzir cópias desta tese e para emprestar ou vender cópias somente para propósitos acadêmicos e científicos. O autor reserva outros direitos de publicação e nenhuma parte desta tese pode ser reproduzida sem a autorização do autor.

Gustavo Adolfo Ronceros Rivas

Rua Cônego José Francisco Monteiro, 32 apto 24

CEP 12216-180 – São José dos Campos - SP

ESTUDO EXPERIMENTAL DA INFLUÊNCIA DA ZONA DE RECIRCULAÇÃO NA COMBUSTÃO DE GÁS NATURAL

Gustavo Adolfo Ronceros Rivas

Composição da Banca Examinadora:

Prof. Dr. Amilcar Porto Pimenta	Presidente - ITA
Prof. Dr. Pedro Teixeira Lacava	Orientador (ITA)
Prof. Dr. Nide Geraldo Couto Ramos Fico Júnior	(ITA)
Prof. Dr. João Roberto Barbosa	(ITA)
Prof. Dr. Demetrio Bastos Netto	(INPE)

ITA

Dedicatória

Dedico este trabalho aos meus pais, Julio e Rina que sempre confiaram em mim, aos meus irmãos Maria, Azucena, Mirtha e Julinho pelos valiosos conselhos de superação, A Carmen, pelo apoio e incentivo no começo deste trabalho.

Gustavo Adolfo Ronceros Rivas

Março 2005

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. Pedro Teixeira Lacava, pela orientação e pelo apoio dedicado ao longo deste trabalho, que contribuíram muito para minha formação.

Ao Prof. Dr. Amílcar Porto Pimenta, por ter me recebido aqui no ITA.

Ao Dr. Wilfredo Irrizabal Urruchi, pela amizade e confiança prestada durante o decorrer da realização deste trabalho.

Ao Dr. Ricardo Carrasco Carpio, pela amizade e sugestões na realização deste trabalho.

Á todo pessoal de suporte técnico do laboratório Professor Feng do ITA.

Aos meus amigos do Maranhão, Vilson, Alex, obrigado pelo estímulo e amizade.

Aos meus amigos e colegas de sala, da divisão de engenharia Aeronáutica e do Hotel de trânsito, pelos gratos momentos compartilhados.

Ao Dr. Ramiro Ramirez, pela amizade e sugestões.

Aos meus amigos, Alfred, Margarita, Fabrício, Oscar, Jesuino, pelo grande apoio.

Ao pessoal da Aeronáutica, em especial às senhoras Simone e Ana.

Ao CNPq, Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico, pelo financiamento e ajuda prestado na realização do projeto.

Ao pessoal da biblioteca do ITA pela valiosa ajuda.

RESUMO

O presente trabalho apresenta uma investigação experimental sobre a influência da presença de uma zona de recirculação interna (ZRI) no processo de combustão de gás natural. Basicamente os experimentos foram conduzidos para verificar a influência da ZRI no limite de “blow out”, balanço de energia e emissões de CO e NO. Um queimador com configuração especial foi projetado para permitir mudanças na intensidade da ZRI e os experimentos foram conduzidos em uma câmara de combustão horizontal refrigerada e de escala laboratorial. A intensidade da ZRI foi caracterizada pelo número de “swirl” e o número de Reynolds do jato de gás natural, ambos calculados pela geometria do queimador e condições dos escoamentos dos reagentes. Os resultados mostraram que aumentando o número de “swirl” é possível estender o limite de “blow out”, principalmente para baixos números de Reynolds. Outra observação importante é a tendência da redução do NO quando a intensidade da ZRI aumenta e a emissão desse poluente não é muito influenciada pelo número de Reynolds do jato. Contudo, o número de Reynolds tem uma importante influência na emissão de CO, maior números de Reynolds aumentam o processo de mistura entre o ar e o jato de combustível por efeito de carreamento. Mas aumentando a intensidade de ZRI para minimizar a emissão de NO pode produzir altos níveis de CO. Desta forma, os resultados apontaram que a ZRI ideal para conciliar as emissões de CO e NO é uma solução de compromisso.

ABSTRACT

The present work shows an experimental investigation about the influence of the presence of an internal recirculation zone (IRZ) in natural gas combustion process. Basically the experiments were conducted to verify the influence of the IRZ on the blow out limit, energy balance, and CO e NO emissions. A specially configured burner was designed to allow changes in IRZ intensity, and the experiments were conducted in a refrigerated horizontal combustion chamber of laboratorial scale. The IRZ intensity was characterized by the swirl number and the Reynolds number of the natural gas jet, both calculated using the burner geometry and the reactants flow conditions. The results show that by increasing the swirl number it is possible to extend the blow out limit, mainly for low Reynolds numbers. Other important observation is the tendency of NO reduction when the IRZ intensity increases and that pollutant emission is not highly influenced by the fuel jet Reynolds number. However, the Reynolds number has an important influence in the CO emission; higher Reynolds numbers increase the mixing processes between combustion air and the fuel jet by entrainment effects. But increasing the IRZ intensity to minimize the NO emissions can produce higher CO levels. Therefore, the results pointed that the ideal IRZ to conciliate the NO and CO emissions is a compromise solution.

SUMÁRIO

I. INTRODUÇÃO	1
II. POSICIONAMENTO DO PROBLEMA ESTUDADO.....	4
II.1. Aspectos Relacionados com a Combustão do Gás Natural.....	4
II.1.1. O Gás Natural uma Alternativa Energética.....	4
II.1.2. Características do Gás Natural.....	4
II.1.3. Aspectos Gerais de Segurança GN.	6
II.1.4. As Reservas Mundiais do GN.....	8
II.1.5. As Reservas Brasileiras do GN.....	11
II.1.6. Vantagens do GN.....	13
II.1.6.1. Vantagens Macroeconômicas	13
II.1.6.2. Vantagens Ambientais de segurança	13
II.1.6.3. Vantagens Diretas para o Consumidor	14
II.2. Emissão de Poluentes	14
II.2.1. Material Particulado - MP.....	14
II.2.2. Monóxido de Carbono - CO.....	16
II.2.3. Dióxido de Enxofre - SO ₂	17
II.2.4. Óxidos de Nitrogênio - NO _x	19
II.3. Aspectos sobre a emissão de poluentes e Influência do gás natural.....	22
II.4. Influência da zona de recirculação na combustão.	24
II.4.1. escoamentos Rotativos	25
II.4.2. Intensidade da Zona de Recirculação e Número de Reynolds do Jato de Gás	26
III. DESCRIÇÃO DO EXPERIMENTO E PROCEDIMENTOS	28
III.1. Câmara de Combustão.....	28
III.2. Medidas de Temperatura na Câmara	30
III.3. Fluidos de Operação	32
III.3.1. Linhas de Alimentação	33

III.3.2. Medidas de Vazão.....	34
III.3.3. Combustíveis	37
III.4. Análise de Gases.....	38
III.5. Ancorador de Chama Tipo “swirler”.....	41
III.6. Procedimento Experimental	44
III.7. Desenvolvimento de um programa para o balanço de massa e energia na Câmara de combustão	46
III.8. Modelo e programa para cálculo do número de “swirl”.....	48
IV. RESULTADOS E DISCUSÕES	54
IV.1. Limites de operação e estabelecimento das condições de ensaio.....	54
IV.2. Resultado global dos ensaios.....	63
IV.3. Emissões de CO e NO	77
V. CONCLUSÕES E COMENTARIOS	87
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	90

LISTA DE FIGURAS

Figura II.1 – Formas de encontrar o gás natural em relação a sua origem.	6
Figura II.2 – Mecanismo de Fenimore (Glarborg, 1993).	21
Figura II.3 – Emissão de poluentes em função da razão ar / combustível (Lefebvre, 1983). ..	23
Figura II.4 – Jato Rotativo e Zona de Recirculação Interna (ZRI).	26
Figura III.1– Diagrama Esquemático da montagem experimental	29
Figura III.2 – Fotografia da Bancada Experimental.	30
Figura III.3 – Desenho da câmara de combustão mostrando a posição dos termopares.	30
Figura III.4 – Comparação da razão de equivalência bico 4mm.	36
Figura III.5 – Comparação da razão de equivalência bico 5mm.	36
Figura III.6 – Comparação da razão de equivalência bico 7.1mm.	37
Figura III.7 – Diagrama esquemático do analisador de gás portátil, Unigas 3000.	40
Figura III.8 – Diagrama Esquemático do Distribuidor de ar de combustão.	42
Figura III.9 – Fotografia do Distribuidor de Ar.	43
Figura III.10 – Dimensões Principais do dispositivo " Swirler" de 8 pás retas.	43
Figura III.11– Dispositivo Gerador Vortical/axial com pás de ângulo variáveis (Figura da esquerda "swirler " aberto 0° e da direita "swirler " fechado 70° graus).	44
Figura III.12 – Equilíbrio térmico da câmara após da ignição.	45
Figura III.13 – Programa "balanço de massa e energia na câmara de combustão".....	48
Figura III.14 – Esquema genérico de um "swirler" axial.	49
Figura III.15 – Janela de apresentação do programa Cálculo do Número de "Swirl".	52
Figura III.16 – Segunda janela do programa.	52
Figura III.17 – Terceira janela do programa.	53
Figura III.18 – Quarta e última janela do programa.	53
Figura IV.1 – Limite operacional, numero de "swirl" em função do ângulo das pás para o bico de 4 mm.	55
Figura IV.2 – Limite operacional, razão de equivalência em função do ângulo das pás para o bico de 4mm.	55
Figura IV.3 – Limite operacional, vazão mássica do ar em função do ângulo das pás para o bico de 4mm.	56

Figura IV.4 – Limite operacional, número de “swirl” em função do ângulo das pás para o bico de 5mm.....	56
Figura IV.5 – Limite operacional, razão de equivalência em função do ângulo das pás para o bico de 5 mm.....	57
Figura IV.6 – Limite operacional, vazão do ar em função do ângulo das pás para o bico de 5 mm.....	57
Figura IV.7 – Limite Operacional, número de “swirl” em função do ângulo das pás para o bico de 7,1 mm.....	58
Figura IV.8 – Limite operacional, razão de equivalência em função do ângulo das pás para o bico de 7,1 mm.....	58
Figura IV.9 – Limite operacional, vazão mássica do ar em função do ângulo das pás para o bico de 7,1 mm.....	59
Figura IV.10 – Número de Swirl em função da razão de equivalência para o orifício de injeção de gás natural de 4mm de diâmetro.....	75
Figura IV.11 – Número de Swirl em função da razão de equivalência para o orifício de injeção de gás natural de 5mm de diâmetro.....	75
Figura IV.12 – Número de Swirl em função da razão de equivalência para o orifício de injeção de gás natural de 7,1mm de diâmetro.....	76
Figura IV.13 – Emissão de CO corrigida para 7% de O ₂ em função da razão de equivalência e do ângulo das pás para o orifício injetor de 4mm de diâmetro.....	78
Figura IV.14 – Emissão de CO corrigida para 7% de O ₂ em função da razão de equivalência e do ângulo das pás para o orifício injetor de 5mm de diâmetro.....	79
Figura IV.15 – Emissão de CO corrigida para 7% de O ₂ em função da razão de equivalência e do ângulo das pás para o orifício injetor de 7,1mm de diâmetro.....	82
Figura IV.16 – Emissão de NO corrigida para 7% de O ₂ em função da razão de equivalência e do ângulo das pás para o orifício injetor de 4mm de diâmetro.....	83
Figura IV.17 – Emissão de NO corrigida para 7% de O ₂ em função da razão de equivalência e do ângulo das pás para o orifício injetor de 5mm de diâmetro.....	84
Figura IV.18 – Emissão de NO corrigida para 7% de O ₂ em função da razão de equivalência e do ângulo das pás para o orifício injetor de 7,1mm de diâmetro.....	85

LISTA DE TABELAS

Tabela II.1– Composição Volumétrica do Gás Natural (%).	6
Tabela II.2 – Limites de Inflamabilidade	7
Tabela II.3 – Temperatura mínima de auto-ignição para 1 atm.	8
Tabela II.4 – Evolução do consumo mundial de energia (quadrilhão-10 ¹⁵ BTU).	9
Tabela II.5 – Projeção do consumo mundial de energia (quadrilhão-10 ¹⁵ BTU)	9
Tabela II.6 – Balanço do consumo de gás natural no mundo no ano 2000.	10
Tabela II.7 – Evolução das reservas provadas mundiais de gás natural	10
Tabela II.8 – Evolução do consumo de energia no Brasil (10 ³ toneladas equivalente de petróleo – Tep)	11
Tabela II.9 – Projeção do consumo de energia no Brasil (10 ⁶ Tep).	12
Tabela II.10 – Consumo Médio Regional de Gás Natural Outubro / 2001	12
Tabela II.11 – Consumo setorial de GN no Brasil em outubro/2001	13
Tabela II.12 – Características das partículas.	15
Tabela II.13 – Resumo dos efeitos de MP sobre a saúde das pessoas no meio ambiente.	16
Tabela II.14 – Efeitos e sintomas do monóxido de carbono em pessoas segundo a concentração e tempo de exposição.	17
Tabela II.15 - O Ciclo de vida de gases de efeito estufa	24
Tabela III.1 – Posição dos termopares em relação à extremidade onde o queimador está posicionado.	31
Tabela III.2 – Posição dos termopares em áreas estratégicas.	32
Tabela III.3 – Descrição principal dos termopares utilizados.	32
Tabela III.4 – Composição Volumétrica média adotada do Gás Natural no programa "Balanço de massa e energia" (Petrobrás, 2001).	38
Tabela III.5 – Faixas de medição e limites de erro do analisador Unigas 3000+.	40
Tabela III.6 – Posicionamento da sonda no tubo de exaustão e resultados médios dos gases recolhidos para cinco amostras.	41
Tabela IV.1 – Programação de Ensaios para o bico de 4 mm.	62
Tabela IV.2 – Programação de ensaios para o bico de 5 mm.	62
Tabela IV.3 – Programação de ensaios para o bico 7,1 mm.	62

Tabela IV.4 – Tabela de Resultados do bico injetor com 4mm de diâmetro, número de Reynolds 30.448.....	64
Tabela IV.5 – Outros resultados para o bico injetor com 4mm de diâmetro.	65
Tabela IV.6 – Tabela de resultados para o bico injetor com 5mm de diâmetro, número de Reynolds 24.978.....	66
Tabela IV.7 – Outros resultados para o bico injetor com 5mm de diâmetro.	68
Tabela IV.8 – Tabela de resultados para o bico injetor com 7,1mm de diâmetro, Reynolds 18.435.....	70
Tabela IV.9 – Outros resultados para o bico injetor com 7,1 mm de diâmetro.	72
Tabela IV.10 – Comparação entre duas condições de número de “swirl” próximos.....	74

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ANP	Agência Nacional de Petróleo
GLP	Gás Liquefeito de Petróleo
GN	Gás natural
GNL	Gás Natural Liquefeito
LIF	Limite Inferior de Flamabilidade
LSF	Limite Superior de Flamabilidade
PCI	Pode calorífico inferior do combustível [kJ/kg]
Tep	Toneladas equivalentes de petróleo
UHC	Hidrocarbonetos não queimados
UPGN	Unidade de Processamento de Gás Natural
ZRI	Zona de recirculação interna

LISTA DE SIMBOLOS

CARACTERES LATINOS

C_{p,H_2O}	Calor específico da água
G'_x	Componente axial do fluxo de quantidade de movimento linear [kg/m.s ²]
G_ϕ	Componente axial do fluxo de quantidade de movimento angular [kg/s ²]
$H_{s,p}$	Entalpias dos produtos de combustão
m	Vazão mássica [g/s]
m_{H_2O}	Vazão mássica da água do sistema de resfriamento
m_p	Vazão mássica do escoamento primário interno do “swirler” [g/s]
m_s	Vazão mássica do escoamento secundário externo do “swirler” [g/s]
$N_{C_xH_y}$	Número de moles do gás natural
N_p	Número de moles dos produtos de combustão
p	Pressão estática [N.m ⁻²]
$PCI_{C_xH_y}$	Poder calorífico inferior do GN.
Q_{H_2O}	Calor absorvido pela água de resfriamento
Q_L	Calor total perdido pela parede da câmara de combustão.
R_3	Raio do duto de condução axial do escoamento secundário externo [mm]
Re	Numero de Reynolds do jato do gás natural [adimensional]
R_H	Raio da lança central do “swirler” [mm]
R_i	Raio de injeção do combustível [mm]
R_s	Raio da coroa circular do “swirler” [mm]
S'_s	Número de “swirl” do escoamento secundário [adimensional]
S'	Número de “swirl” baseado na distribuição de velocidade do próprio “swirler” [adimensional]
t	Espessura das pás do “swirler” [mm]
T	Temperatura [K]

T_2	Temperatura atingida pelos produtos da combustão [K]
T_s, T_e	Temperaturas de saída e entrada da água de refrigeração [K]
U	Componente axial da velocidade, [m.s ⁻¹]
W	Componente tangencial da velocidade, [m.s ⁻¹]
Z	Número de pás do “swirler”

CARACTERES GREGOS

α	Ângulo entre as pás do “swirler” [°]
ϕ	Razão de equivalência
Σ	Somatório
σ	Fator de bloqueio
ρ	Massa específica [kg/m ³]
μ	Permeabilidade do “swirler”

SUBSCRITOS

a	Denota anular
p	Escoamento primário central
s	Escoamento secundário anular
estq	Estequiométrico
exc	Excesso de oxidante

CAPÍTULO I. INTRODUÇÃO

Historicamente, a grande atividade industrial tornou-se possível pelo contínuo fornecimento de energia, como, por exemplo, a energia térmica obtida através da queima de combustíveis fósseis. Contudo, o uso dessa fonte de energia tem o preço do impacto ambiental, causado pelas emissões veiculares, pelas termelétricas, pelo setor industrial e pelo uso doméstico (Chiguiet, 1981).

Atualmente, o reconhecimento mundial acerca da limitação do suprimento de combustíveis fósseis e a grande dependência de energia da sociedade moderna, têm conduzido a um esforço em larga escala na procura de fontes alternativas de energia econômicas, e que ao mesmo tempo, cumpram com a preservação do meio ambiente.

Uma opção para controlar e minimizar o impacto ambiental dos sistemas de combustão é utilizar o gás natural (GN) como combustível, já que esse é reconhecido como um dos combustíveis e que menos emite poluentes de oxidação parcial, como monóxido de carbono (CO), hidrocarbonetos não queimados (UHC) e fuligem, além de estar disponível em grande quantidade e ser economicamente viável.

O simples uso do GN não significa que não haverá emissão de poluentes, precisa-se adotar estratégias operacionais para que realmente seja possível se beneficiar da potencialidade do gás natural em ser um combustível com menor impacto ambiental. Isso dependerá muito dos processos físicos e químicos que se desenrolam na câmara de combustão, ou seja, de como os reagentes são adicionados a essa (Lyon, 1982). Além disso, em projetos de dispositivos de combustão é de caráter fundamental o dimensionamento correto do distribuidor do ar e do sistema de retenção de chama, como conseqüência disso, obtêm-se uma otimização do consumo de combustível, uma minimização da produção de CO e NOx e controle da dinâmica e das dimensões da chama (Kuo, 1986).

Retentores de chama do tipo “swirler” são preferidos com freqüência em modernas plantas industriais e turbinas a gás, em substituição a outros tipos de retentores que envolvem a presença de corpos rombudos (esferas, telas, cilindros, etc.), pois além de serem mais eficientes, apresentam um equacionamento analítico satisfatório para projetá-los, ao contrário dos corpos rombudos que muitas vezes dependem de correlações empíricas.

A passagem do escoamento de ar através das pás de “swirler” axial cria uma zona de recirculação interna (ZRI) a jusante do queimador; sendo que a intensidade dessa ZRI

dependerá principalmente da geometria do “swirler”, da vazão de ar que passa por este e da velocidade do jato de gás que cruza a ZRI. A relação adimensional que quantifica a intensidade da zona de recirculação ZRI é denominada número de “swirl” (S’). Que expressa a razão entre o componente axial do fluxo de quantidade de movimento angular e a componente axial do fluxo da quantidade de movimento linear (Beér e Chigier, 1972, Wall, 1987).

A ZRI influencia fortemente o processo de queima e, conseqüentemente, também vai influenciar a emissão de poluentes.

O movimento de rotação do ar de combustão (“swirl”) tem como objetivo controlar a forma e a dimensão da chama, assim como promover a sua estabilização. De fato, a rotação do ar de combustão estabelece gradientes de pressão radiais que influenciam o escoamento. Assim se a rotação do ar for suficientemente intensa, o gradiente de pressão axial adverso promove a criação duma ZRI e deste modo promove uma melhor mistura do combustível com o ar de combustão, o que contribui para uma queima mais eficiente.

No presente trabalho foi projetado e construído um queimador com “swirler” de ângulo entre pás variável, de escala laboratorial, capaz de propiciar diferentes condições de dinâmica de combustão, tais como: alterar a intensidade da zona de recirculação formada a jusante do queimador e número de Reynolds da injeção do gás. Pretende-se estudar como os parâmetros do escoamento reativo (número de “swirl”, número de Reynolds do jato de gás natural e condições de mistura entre os reagentes) influenciam a emissão de poluentes.

Lacava (2000) mostrou que há uma maior eficiência em reduzir as emissões de poluentes pela estrutura da ZRI para operações com combustível gasoso do que com combustível líquido. Os combustíveis gasosos na temperatura ambiente e na pressão atmosférica apresentam numerosas vantagens sobre os demais combustíveis. Apesar dos resultados positivos do autor citado, é necessário um estudo mais detalhado para o entendimento de como a interação entre a ZRI formada e o jato de combustível que a cruza influenciam a formação do NO e de poluentes de oxidação parcial, sobre tudo na combustão de gás natural.

O objetivo principal do presente trabalho é avaliar experimentalmente como a presença e a intensidade de uma zona de recirculação interna afetam a eficiência da combustão, a estrutura da chama e a emissão de poluentes. A principal motivação é que, apesar do crescente aumento e incentivo do uso do gás natural no setor produtivo brasileiro, existe um nítido desconhecimento tecnológico sobre a combustão industrial do gás natural e o

reflexo disso está estampado no fato que os queimadores utilizados pela indústrias brasileiras ou são importados ou são projetos externos apenas fabricados no Brasil.

Além do presente capítulo, o presente trabalho está organizado em mais quatro capítulos. O Capítulo II relata o posicionamento do problema a ser estudado, enfatizando a combustão e propriedades do gás natural, a formação de poluentes em processos de combustão e uma descrição sobre a influencia da zona de recirculação interna na combustão e na emissão de poluentes.

O Capítulo III traz uma descrição detalhada dos equipamentos e procedimentos experimentais utilizados no experimento, além disso, é apresentado o equacionamento matemático do modelo teórico utilizado para o cálculo do número de “swirl”. Ainda neste capítulo, descreve-se o programa computacional desenvolvido em linguagem de programação DELPHI® 6, o qual permite o ingresso de parâmetros relacionados com a geometria do “swirler”, seleção de combustível (Gás natural ou GLP), diâmetro do bico injetor, vazões do ar e combustível e condições atmosféricas, para o cálculo do número de “swirl” e do número do Reynolds do jato gasoso. O capítulo IV apresenta e analisa os resultados obtidos ao longo dos ensaios e o no Capítulo V estão as principais conclusões do trabalho e as recomendações para trabalhos futuros.

CAPÍTULO II. POSICIONAMENTO DO PROBLEMA ESTUDADO

II.1. Aspectos Relacionados com a Combustão do Gás Natural

II.1.1.O Gás Natural uma Alternativa Energética

Ao longo das três últimas décadas o crescimento sustentável da economia mundial tem sido propulsionado por um incremento contínuo no fornecimento de energia primária, em forma particular dos combustíveis fósseis: petróleo, carvão e gás natural.

No início dos anos 70 a escassez de combustíveis, foi agravada com a crise do petróleo, dando um claro sinal de alerta mundial, como consequência os países Europeus foram os mais prejudicados no consumo de combustíveis fósseis, a sociedade, em forma especial governos e fabricantes de motores e veículos, buscaram acelerar a busca de alternativas energéticas técnico-econômicas viáveis.

Na atualidade o combustível gás natural se torna como uma opção que tem acumulado melhores resultados operacionais e econômicos. Considerando que o seu consumo mundial triplicou-se nos últimos trinta anos, consolidando-se assim, como uma opção inteligente de aproveitamento de recursos energéticos alternativos ao petróleo.

De acordo com as previsões de consumo, até o ano 2020, o gás é a matriz energética que mais crescerá inobstante a performance do petróleo e suas variações de preços.

II.1.2.Características do Gás Natural

O gás natural (GN) é um recurso energético, de origem natural, fóssil. Este recurso energético é encontrado em reservatórios subterrâneos, tanto em terra quanto no mar, depositados há milhões de anos.

Define-se o querogêneo como uma matéria orgânica fóssil que pode ser classificada em:

- Querogêneo seco, quando provém da matéria vegetal.
- Querogêneo gorduroso, quando provém das algas e matéria animal.

Há milhões de anos a transformação da matéria orgânica vegetal, celulose e lignina, produziu o querogêneo seco que ao alcançar maiores profundidades na crosta terrestre sofreu um processo gradual de cozimento, transformando-se em linhito, carvão negro, antracito, xisto carbonífero e metano dando origem às gigantescas reservas de carvão do planeta. Entretanto o querogêneo gorduroso não sofreu o processo de cozimento e deu origem ao petróleo. Nos últimos estágios de degradação do querogêneo gorduroso, o petróleo apresenta-se como condensado volátil associado a hidrocarbonetos gasosos com predominância do metano. Por isso é muito comum encontrar reservas de petróleo e GN associados. Este último encontra-se nos poros das rochas que o contém, que podem se encontrar confinadas entre rochas sólidas subterrâneas que não permitem que o gás transite entre as porosidades. Quando isto acontece, da-se o nome de Jazida, classificadas como:

- GN Associado, quando está dissolvido no petróleo cru e/ou formando uma capa protetora gasosa (gás livre) sobre o mesmo. Apresenta maiores frações de Etano, Propano, Butano e hidrocarbonetos mais pesados (ver Fig.II.1).
- GN Não Associado, quando o reservatório contém pequenas partes de outros gases e hidrocarbonetos. Apresenta maiores teores de Metano.

O GN distribuído para o consumo, após sua passagem pela Unidade de Processamento de Gás natural (UPGN), é uma mistura composta basicamente por metano (cerca de 90 %), Etano (de 5 a 8 %), Propano e traços de hidrocarbonetos mais pesados. Além disso, apresenta gases inertes como nitrogênio, gás carbônico e, às vezes, hélio. A composição do gás natural apresenta algumas variações, de acordo com a sua origem e o seu processamento. A Tabela II.1 apresenta a composição do GN de três diferentes origens consumidos no Brasil.

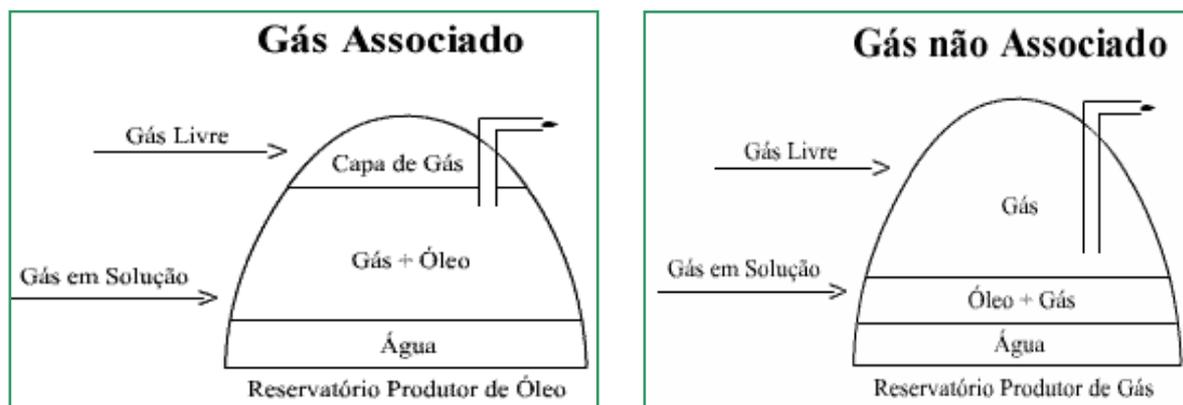


Figura II.1 – Formas de encontrar o gás natural em relação a sua origem.

Tabela II.1– Composição Volumétrica do Gás Natural (%).

COMPOSIÇÃO TÍPICA DO GÁS NATURAL			
ELEMENTOS	ASSOCIADO (1)	NÃO-ASSOCIADO (2)	PROCESSADO (3)
METANO	81,57	85,48	88,56
ETANO	9,17	8,26	9,17
PROPANO	5,13	3,06	0,42
I-BUTANO	0,34	0,47	-
N-BUTANO	1,45	0,85	-
I-PENTANO	0,26	0,20	-
N-PENTANO	0,30	0,24	-
HEXANO	0,15	0,21	-
HEPTANO E SUPERIORES	0,12	0,06	-
NITROGÊNIO	0,52	0,53	1,20
IÓXIDO DE CARBONO	0,39	0,64	0,65
TOTAL	100,0	100,0	100,0
DENSIDADE	0,71	0,69	0,61
RIQUEZA (% MOL C3+)	8,35	5,09	0,42
PODER CAL.INF.(KCAL/M ³)	9.916	9.583	8.621
PODER CAL.SUP(KCAL/M ³)	10.941	10.580	9.549

Fonte: <http://www.gasenergia.com.br/portal/port/gasnatural/dadostecnicos.jsp>, 2004

- (1). Gás do campo de Garoupa, Bacia de Campos
- (2). Gás do campo de Miranga, na Bahia
- (3). Saída da UPGN Candeias, na Bahia.

II.1.3.Aspectos Gerais de Segurança GN.

Possui uma densidade relativa ao ar na faixa de 0,60-0,81; razão pela qual ao serem liberados na atmosfera, tendem a subir e se acumular temporariamente em partes elevadas, demonstrando assim que qualquer volume de GN colocado num ambiente aberto apresentará alta velocidade de dissipação (Almeida, 2001).

Os limites de inflamabilidade definem a faixa de proporções onde uma mistura gás-comburente se inflamará, quando submetida a uma condição de ignição. A faixa para a qual um gás pode inflamar-se esta compreendida entre o Limite Inferior de Flamabilidade (LIF) e o Limite Superior de Flamabilidade (LSF). Proporções inferiores ao LIF (misturas muito pobres) e superiores ao LSF (misturas muito ricas) não se inflamarão. A Tabela II.2 apresenta os limites de inflamabilidade do GN e compara com outros combustíveis.

Tabela II.2 – Limites de Inflamabilidade

Gases Ou Vapores	Percentual em Volume	
	LIF	LSF
Gás Natural	5,0	14,0
GLP	2,4	10,3
Gasolina	1,4	7,6
Álcool Etilico	4,3	19
Hidrogênio	4	75

Fonte: Compagas 2001.

O LIF do GN é relativamente alto. Significa que para atingir e manter as condições de sustentação da combustão é necessária uma quantidade significativa de GN em relação à quantidade total de ar num ambiente.

Vale observar também que a faixa de inflamabilidade é relativamente estreita, ou seja, o GN, mesmo nas suas aplicações usuais, tem que estar sobre condições de combustão bem controladas da mistura gás-ar para que a chama seja mantida estável.

A temperatura mínima de auto-ignição é uma temperatura limite, a partir da qual uma mistura de um gás combustível e um comburente se inflama espontaneamente, quer dizer, sem a presença de uma chama piloto ou centelha. O gás natural apresenta temperatura de auto-ignição relativamente alta, cerca de 580 °C para pressão ambiente de 1atm (Almeida, 2001). A Tabela II.3 compara a temperatura mínima de auto-ignição do GN a 1atm com a de outros combustíveis.

Tabela II.3 – Temperatura mínima de auto-ignição para 1 atm.

GÁS	AUTO-IGNIÇÃO (° C)
Gás Natural	580
Propano	480
Butano	420
Monóxido de Carbono	630
Hidrogênio	570
Álcool	200
Gasolina	300

Fonte: <http://www.krona.srv.br/display05.htm>, 2004.

A ingestão ou inalação acidental de GN não provoca danos prejudiciais à saúde das pessoas, pois ele não é tóxico e, na medida em que eles respirarem ar fresco eles serão eliminados não deixando resíduos no organismo. O GN só será prejudicial em caso de ambientes fechados, provocando asfixia pela ausência de oxigênio.

Agência Nacional de Petróleo (ANP), encarregada da comercialização do GN, determina que este poderá conter teores baixos de umidade, dióxido de carbono e compostos de enxofre; por tanto, não provoca corrosão no interior das tubulações prolongando seu tempo de vida útil. Ao ser produzido e transportado o GN é inodoro e ao entrar na rede de distribuição de gás canalizado recebe a injeção de pequenas quantidades de odorante para detectar qualquer perigo de vazamento, sobretudo naquelas redes que operam a pressões mais baixas. Ao se encontrar em estado gasoso e não conter condensados, o GN mistura se facilmente com o ar, mantendo melhores condições de combustão do que outros combustíveis podendo reduzir a níveis muito baixos a emissão de poluentes de oxidação parcial (CO, fuligem e hidrocarbonetos não queimados).

II.1.4.As Reservas Mundiais do GN.

O Gás Natural vem assumindo participações crescentes na matriz energética mundial, em 1990 sua participação foi de 21,5 % e subiu para 22,8% em 1999, superando ao carvão mineral no final da década e passando a ser a segunda maior fonte energética usada no mundo. A Tabela II.4 mostra a evolução do uso de algumas fontes de energia na década de noventa (Haag, 2001).

Tabela II.4 – Evolução do consumo mundial de energia (quadrilhão-10¹⁵ BTU).

FONTE	1990	1998	1999
Petróleo	135,9	149,8	152,2
Gás Natural	74,5	84,5	86,9
Carvão mineral	90,0	89,3	84,8
Nuclear	20,4	24,4	25,3
Outras Fontes	26,3	32,2	32,7
Total	346,1	380,0	381,9

Fonte: DOE-USA-Department of Energy-USA, utilizado por Haag, 2001.

Devido a aspectos de segurança, tecnologia e meio ambiente, o GN será o insumo energético com maior taxa de crescimento anual nos próximos 20 anos (taxa anual de 3,2 % ao ano), ressaltando o avanço tecnológico dos equipamentos que utilizam gás natural e pelo acordo de redução de emissões assinado em Kyoto - Japão. A Tabela II.5 apresenta uma projeção para o consumo mundial de energia até 2020.

Tabela II.5 – Projeção do consumo mundial de energia (quadrilhão-10¹⁵ BTU)

FONTE	2005	2010	2015	2020
Petróleo	173,3	193,7	218,1	244,4
Gás Natural	106,5	124,2	146,4	168,6
Carvão mineral	94,8	102,6	109,6	117,1
Nuclear	26,7	27,4	27,7	27,1
Outras Fontes	38,1	41,9	45,9	50,0
Total	439,3	489,7	547,4	607,1

Fonte: DOE-USA-Department of Energy-USA, utilizado por Haag, 2001.

O balanço de consumo de gás no ano 2000 indica que 73% do consumo de GN ocorreu nos Países da América do norte, Europa Ocidental e Europa Oriental, enquanto que a América Latina consumiu apenas 5% (Haag, 2001). A Tabela II.6 apresenta um balanço do consumo de GN por região do planeta no 2000.

Tabela II.6 – Balanço do consumo de gás natural no mundo no ano 2000.
(bilhões de m³)

REGIÃO	PRODUÇÃO	EXPORTAÇÃO	IMPORTAÇÃO	CONSUMO
América do Norte	730,5	108,2	109,9	732,2
América Latina	130,1	9,8	9,2	129,5
Europa Ocidental	299,1	106,5	303,9	496,5
Europa Oriental	723,3	133,0	-	590,3
Oriente Médio	214,2	29,3	8,5	193,4
África	126,0	68,1	1,0	58,9
Ásia e Oceania	266,0	78,0	100,4	288,4
Total	2.489,2	532,9	532,9	2.489,2

Fonte: CEDIGAZ, utilizado por Haag, 2001.

As reservas provadas (quantidade de gás descoberto e em condições de ser produzido) de GN de 150 trilhões de metros cúbicos são suficientes para 61 anos do consumo atual.

As reservas de GN no início dos anos 90 correspondiam a cerca de 80% da reserva do petróleo, sendo que no final da década representavam mais de 90%.

As reservas de GN estão crescendo a taxas anuais maiores que as reservas de petróleo, cujo potencial dá mostras de estar atingindo seus limites enquanto que para o GN existe ainda um razoável futuro pela frente. A Tabela II.7 apresenta a evolução das reservas mundiais provadas de GN por região do planeta até o ano 2000.

Tabela II.7 – Evolução das reservas provadas mundiais de gás natural
(trilhões de m³).

REGIÃO	1980	1990	2000	R/P(ANOS)	PARTICIPAÇÃO
América do Norte	9,71	9,53	7,33	9,8	4,9 %
América Latina	2,69	4,80	6,93	71,8	4,6 %
Europa Ocidental	4,79	5,50	5,22	17,5	3,5 %
Europa Oriental	26,05	45,31	56,70	79,6	37,8 %
Oriente Médio	21,29	37,50	52,52	> 100	35,0 %
África	5,90	8,07	11,16	86,2	7,4 %
Ásia e Oceania	4,28	8,46	10,33	38,9	6,8 %
Total	74,71	119,17	150,19	61,0	100 %

Fonte: BP Amoco, utilizado por Haag, 2001.

Os preços do GN geralmente são mais baratos que o do petróleo bruto, à exceção do GNL (Gás Natural Liquefeito – submetido a grandes pressões e baixas temperaturas),

atualmente o Japão é o país que mais importa GNL, transportado-o por meio de navios Metaneiros.

II.1.5.As Reservas Brasileiras do GN.

O GN começou a ser utilizado no Brasil por volta de 1940, suprimindo indústrias situadas no Recôncavo Baiano. A descoberta de óleo e GN na Bahia, em 1947, e na Bacia de Campos Estado do Rio de Janeiro, em 1980, deu origem a um incremento da utilização de GN, tal é assim que em 1999 o GN atingiu o 3% da matriz energética brasileira (Haag, 2001). A Tabela II 8 apresenta a evolução da matriz energética brasileira até 1999.

Tabela II.8 – Evolução do consumo de energia no Brasil (10^3 toneladas equivalente de petróleo – Tep)

FONTE	1980	1990	1999
Petróleo	56.614	84.618	85.661
Gás natural	4.230	6.645	7.568
Carvão mineral	9.446	12.298	12.642
Nuclear	587	1.494	1.367
Hidrelétrica	67.641	95.953	96.493
Lenha/Carvão	28.180	20.999	21.265
Cana de açúcar	18.459	24.645	24.601
Outras fontes	2.104	3.404	3.755
Total	187.261	250.056	253.352

Fonte: Balanço Energético Nacional – MME, utilizado por Haag, 2001.

Prevê-se que para o ano 2010 que a participação do GN na matriz energética seja por volta de 12%, ou seja, 134 milhões de m^3 /dia, tendo como base as considerações seguintes: novas descobertas de jazidas de gás no Brasil, projetos de importação de gás da Argentina, gasoduto Bolívia – Brasil, crescente utilização nas indústrias, comércio, veículos e principalmente do Programa Prioritário de Termelétricas, assim como as razões econômicas e ambientais. A Tabela II.9 apresente uma projeção até 2010 para distribuição de consumo na matriz energética brasileira.

Tabela II.9 – Projeção do consumo de energia no Brasil (10⁶ Tep).

FONTE	1998	2003	2010
Petróleo	84,0	104,4	133,6
Gás natural	6,6	20,0	42,1
Carvão mineral	12,3	15,6	20,3
Hidrelétrica/Elétrica.	97,4	105,4	126,6
Lenha/Carvão	21,2	20,3	19,8
Cana de açúcar	25,1	26,2	29,6
Outras fontes	3,4	4,2	5,0
Total	250,1	296,3	377,1

Fonte: MME, utilizado por Haag, 2001.

As regiões Sudeste e Nordeste são as maiores consumidoras de GN no Brasil, seguidas pela região Sul, em função da proximidade dos campos produtores.

O setor Industrial é o maior consumidor de GN no Brasil, sendo sua participação de 2/3 do consumo total em outubro de 2001. Já a Cogeração e Geração Termelétrica foi ¼ do consumo total, a qual foi a segunda maior. Não obstante, com o Programa Prioritário de Termelétricas, tudo indica que estas cifras tenderão a se reverter. A Tabela II.10 apresenta o consumo médio regional do GN no Brasil em 2001.

Tabela II.10 – Consumo Médio Regional de Gás Natural Outubro / 2001

REGIÃO	CONSUMO (M3/DIA)	PARTICIPAÇÃO
Nordeste	5.442.200	21,8 %
Sudeste	15.461.800	62,1 %
SUL	4.011.500	16,1 %
Total	24.915.500	100,0 %

Fonte: Companhias Distribuidoras, utilizadas por Haag, 2001.

Outro segmento que vem apresentando expressivas taxas de crescimento de consumo é o setor veicular, que vem tendo uma considerável aceitação em relação ao uso do álcool e da gasolina. A Tabela II.11 apresenta a distribuição do consumo de GN entre os diversos setores brasileiros em outubro 2001.

Tabela II.11 – Consumo setorial de GN no Brasil em outubro/2001.

SETOR	CONSUMO (M3/DIA)	PARTICIPAÇÃO
Industrial	16.343.800	65.6 %
Veicular	2.092.500	8.4 %
Domiciliar	539.400	2.2 %
Comercial	339.000	1.3 %
Geração EE/Cogeração	5.600.800	22.5 %
Total	24.915.500	100.00 %

Fonte: Companhias Distribuidoras, utilizadas por Haag, 2001.

Outro ponto importante é que as reservas conhecidas de gás natural do Brasil aumentaram consideravelmente com a informação de que a Petrobrás reavaliou o volume de um reservatório encontrado em abril de 2003 na bacia de Santos (SP) de 70 bilhões de m³ para 420 bilhões de m³. As reservas totais conhecidas no país aumentam de 360 bilhões de m³ para 640 bilhões de m³ (JAM, 2003).

II.1.6.Vantagens do GN.

Entre as fontes alternativas de energia: solar, eólica, hidroelétrica, hidrogênio e biomassa, o gás natural é o que dispõe de tecnologia mais amadurecida e, o que é melhor, com eficiência comprovada inclusive em operações automotivas. Considerado como umas das tecnologias mais viáveis para o século XXI, serão apresentadas na seqüência as principais vantagens do seu uso.

II.1.6.1. Vantagens Macroeconômicas

Diversificação da matriz energética, fontes de importação regional, disponibilidade ampla, crescente e dispersa, redução do uso do transporte rodo-ferro-hidroviario, atração de capitais de riscos externos, Melhoria do rendimento energético, maior competitividade nas industrias e geração de energia elétrica junto aos centros de consumo.

II.1.6.2. Vantagens Ambientais de segurança

Baixa presença de contaminantes, combustão mais limpa, baixa emissão de particulados, menor exigência de tratamento dos gases de combustão, rápida dispersão de vazamentos e emprego em veículos automotivos diminuindo a poluição urbana.

II.1.6.3. Vantagens Diretas para o Consumidor

Fácil adaptação das instalações existentes, menor investimento em armazenamento e uso de espaço, menor corrosão dos equipamentos e menor custo de manutenção, menor custo das instalações, combustão facilmente regulável, admite grande variação do fluxo, Pagamento após do consumo, menores prêmios de seguro, custo bastante competitivo em relação a outras alternativas.

II.2. Emissão de Poluentes

A combustão sem dúvida é uma das principais fontes energéticas do mundo; contudo, é uma das maiores responsável pela poluição atmosférica. Nesse item são discutidos os principais poluentes decorrente dos processos de combustão, bem como as suas formações, as conseqüências ambientais e os meios de controle.

II.2.1. Material Particulado - MP

O Material Particulado (MP) está presente em diversos tamanhos no ar, proveniente de diversas fontes, razão pela qual suas características física e química são diversas. As partículas podem ser emitidas diretamente ou se formar na atmosfera por reação de outros poluentes como SO_2 e NO_x ou nitrato de amônia. As principais fontes de MP são: pó levantado pelos veículos, motores, processos industriais, fontes fixas (caldeiras, fornos), atividades industriais, queimas agrícolas, entre outras.

As emissões de MP relativas à combustão dependem fundamentalmente do tipo de combustível utilizado e do próprio processo de combustão.

Energéticos com alto conteúdo de cinzas (carvão, lenha) produzem altas emissões de MP sólido. Entretanto combustíveis como o GN e o GLP praticamente emitem menos MP. As emissões de MP na queima de petróleo, diesel em fornalhas e caldeiras também são pequenas.

O MP com tamanho inferior a $0,1 \mu\text{m}$ é denominada fuligem e sua formação está associada às reações de craqueamento dos hidrocarbonetos, ou seja, complexas reações em fase gasosa que geram núcleos condensados sólidos. Essas reações competem com o mecanismo de oxidação dos hidrocarbonetos, sendo mais pronunciadas em situações de

combustão rica e elevada temperatura. Apresentam em geral diâmetros no intervalo 0,02 a 0,2 μm , freqüentemente aglomerados em filamentos ou cadeias (Williams, 1976).

Apesar das reações de formação de fuligem serem em fase gasosa, ela é observada com maior intensidade em chamas de combustível líquido, principalmente pela maior dificuldade de mistura entre o combustível vaporizado e o oxigênio (Chiguiet, 1981).

A fuligem é formada principalmente na zona primária de chamas difusivas, onde geralmente a combustão ocorre com falta de oxigênio. No entanto, sua formação pode ocorrer em qualquer região da chama, onde não haja uma adequada mistura entre os reagentes.

Numa chama difusiva de combustível gasoso há uma extensa variação de razão de equivalência, desde muito rica até muito pobre. Por tanto; sempre haverá regiões de combustão rica com temperatura elevada, favorecendo assim à formação de fuligem neste tipo de chama (Glassman, 1996). Já para as chamas pré-misturadas, em função da distribuição mais uniforme da razão de equivalência, a formação de fuligem só acontecerá se os reagentes estiverem em proporções com falta de oxigênio.

Na atmosfera, o MP se apresenta em diversos tamanhos, que varia de 0,001 a 500 μm . No entanto a maior parte das partículas tem diâmetro variando entre 0,1 e 10 μm ; sendo que as partículas muito grandes caem logo ao solo pela ação da gravidade, (ver tabela II.12).

Tabela II.12 – Características das partículas.

Tamanho	Velocidade de deposição	Características do movimento
< 0,1 μm	$4 \cdot 10^{-5} \text{ cm.s}^{-1}$ a 0,1 μm	Movimentos aleatórios, similares ao de moléculas de gás.
0,1 – 20 μm	$4 \cdot 10^{-3} \text{ cm.s}^{-1}$ a 1 μm	Partículas seguem o movimento do gás na qual se encontram.
> 20 μm	30 cm.s^{-1} a 100 μm	Partículas depositam-se facilmente.

Fonte: (Carvalho e Lacava, 2003).

As partículas menores são retidas nas vias respiratórias superiores pelo aparelho mucociliar humano (partículas inferiores a 10 μm), penetram até a intimidade do pulmão e depositam-se nos alvéolos. A fuligem é composta de partículas suficientemente pequenas para penetrar nos alvéolos pulmonares carregando consigo todas as substâncias absorvidas a elas.

No ar há poluentes de todos os tipos, irritantes, tóxicos e cancerígenos, cuja ação é facilitada pelo MP porque, além de levá-los ao tecido pulmonar, mantém-nos por longo tempo junto às células, permitindo que pequenas quantidades de tóxicos causem danos graças à sua prolongada permanência.

Tabela II.13 – Resumo dos efeitos de MP sobre a saúde das pessoas no meio ambiente.

Poluente	Efeitos sobre	
	As Pessoas	O Meio Ambiente
MP (material Particulado)	<ul style="list-style-type: none"> • Diminuição da visibilidade • Aumento de problemas respiratórios <ul style="list-style-type: none"> • Tose crônica • Ronqueiras • Sintomas respiratórios noturnos <ul style="list-style-type: none"> • Bronquites • Aceso de asma bronquial 	<ul style="list-style-type: none"> • Prejuízo direto à vegetação (Dificuldade na Fotossíntese)

Fonte: <http://www.innergy.cl/ventajas2.htm>, 2003.

O MP é simplesmente o mais eficiente transportador de poluentes atmosféricos para a intimidade do organismo. Estas partículas estão entre os poluentes que apresentam maiores riscos ao meio ambiente. Elas atacam os pulmões, aumentam a taxa de reação na atmosfera, reduzem a visibilidade e alteram os níveis de radiação solar que atinge o solo (Carvalho e Lacava, 2003).

II.2.2. Monóxido de Carbono - CO

O Monóxido de Carbono (CO) é um gás inodoro, incolor, insípido e venenoso que se produz pela combustão incompleta de combustíveis fósseis e em menor grau no GN e GLP. Podendo se originar por: zonas frias dentro da câmara de combustão, tempo de residência muito curto, baixo excesso de ar ou má distribuição de ar na câmara. O CO não somente contribui à formação de poluição atmosférica, senão também representa uma perda de energia, pois representa uma interrupção no processo de oxidação do combustível.

Na presença de excesso de ar, a concentração de equilíbrio de CO em baixas temperaturas é desprezível, contudo, em temperaturas de chama, o equilíbrio favorece a

presença de CO (Lawn e Goodridge, 1987); contudo, além da região de chama, quando a temperatura gradativamente diminui, o equilíbrio se desloca para conversão do CO em CO₂.

O CO é combinado com a hemoglobina do sangue impede o transporte de oxigênio às células afetando o funcionamento do coração, cérebro e músculos prejudicando principalmente as pessoas com doenças cardiovasculares; em pessoas sanas reduz a capacidade de trabalho, destreza manual e capacidade de aprender. Em maiores concentrações produz mal-estar (dor de cabeça, desmaio, enjoado), inclusive pode levar a morte.

Tabela II.14 – Efeitos e sintomas do monóxido de carbono em pessoas segundo a concentração e tempo de exposição.

Concentração [ppm]	Efeitos e sintomas nas pessoas	Tempo
35	Nível permissível de exposição	8 horas
200	Dor de cabeça leve, desconforto	3 horas
400	Dor de cabeça, desconforto	2 horas
600	Dor de cabeça, desconforto	1 hora
1000-2000	Confusão, dor de cabeça, náusea	2 horas
1000-2000	Tendência a cambalear	1 1/2 horas
1000-2000	Palpitação no coração	30 minutos
2000-2500	Perda de consciência	30 minutos
4000	Fatal	Menos de 1 hora

Fonte: www.afcintl.com/cospecinst.htm, 2001.

II.2.3. Dióxido de Enxofre - SO₂

Os óxidos de enxofre se originam principalmente pela oxidação do enxofre contido nos combustíveis fósseis, como carvão e petróleo durante a combustão e também de enxofre contido nos minerais sulfurados, durante o processo de fundição. O processo de combustão produz, maiormente SO₂ (95%) e pequenas quantidades de SO₃ e sulfatos.

O SO₂ trata-se de um gás amarelado, com o odor característico do enxofre e terrivelmente irritante. O problema é que, em contato com superfícies úmidas, transforma-se em ácido sulfúrico. A reação é simples:



Para chegar a ácido sulfúrico só falta um átomo de oxigênio, que é facilmente obtido da atmosfera, pois nela não faltam substâncias oxidantes e, nem mesmo, oxigênio livre. A reação continua assim:



A intoxicação aguda e fatal por SO_2 simplesmente queima as vias respiratórias, desde a boca e o nariz até aos alvéolos. A destruição é marcada por inflamação, hemorragia e necrose dos tecidos. Esta situação dramática não ocorre, nem mesmo quando se queima o pior tipo de óleo diesel com os mais altos teores de enxofre, pois a quantidade de SO_2 é pequena para tal efeito.

As quantidades de SO_2 lançados no ar, sobretudo pelos canos de escapamentos de ônibus e caminhões, provocam irritações discretas, mas importantes a longo prazo. Se a concentração do gás for alta, as pessoas sentem ardência nos olhos, nariz e garganta e, por vezes, tosse. (É evidente que na situação real há um somatório de efeitos com outros gases, mas, agora, por razões de clareza, ignoraremos esse fato). Nas situações habituais do centro de São Paulo, em que o ar é apenas inadequado, não há sintomas, porém as quantidades ínfimas de SO_2 liberadas pelos milhares de escapamentos vão minando as defesas respiratórias (Goux, 2005).

O gás SO_2 é muito solúvel e ao chegar na mucosa respiratória, sabidamente úmida, encontra água. Assim transforma-se em ácido sulfuroso e/ou sulfúrico que, mesmo em quantidades muito pequenas, ao longo do tempo lesam o aparelho muco-ciliar e, em consequência, uma das defesas importantes do pulmão. A doença que provoca é a traqueo-bronquite crônica que, depois de certo tempo é irreversível, pois as defesas foram definitivamente comprometidas. Deste modo tem-se uma afecção inflamatória crônica das vias aéreas superiores, cujo portador fica predisposto a freqüentes infecções respiratórias, por exemplo, broncopneumonias, porque o ar que respiramos contém, na maioria das vezes, bactérias e vírus. Os óxidos de enxofre geralmente se apresentam junto ao material Particulado (MP) e NO_x produzindo desta maneira efeitos altamente nocivos.

II.2.4. Óxidos de Nitrogênio - NO_x

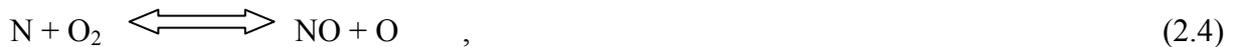
O termo NO_x é utilizado para identificar a soma das emissões de NO e NO₂ formados durante a combustão devido à reação química do oxigênio com o nitrogênio do próprio ar ou do nitrogênio presente na composição do combustível. Normalmente num processo de combustão há maior formação de NO do que NO₂; contudo, este NO ao entrar em contato com a atmosfera sofre oxidação formando NO₂.

A emissão do NO e do NO₂ está associada às altas temperaturas; portanto, torna-se necessário evitar temperaturas elevadas, tal como ocorre numa reação estequiometria.

O NO_x pode ser formado seguindo três mecanismos:

- **“NO Térmico”**: normalmente é mecanismo dominante em elevada temperatura, acima de 1500°C, a partir da oxidação do nitrogênio atmosférico seguindo as reações propostas por Zeldovich (1947).
- **“NO Combustível”**: através da combinação do nitrogênio presente no combustível com o oxigênio. A importância desse mecanismo no total de NO_x formado depende da concentração do nitrogênio no combustível.
- **“NO Prompt”**: rápidas reações envolvendo o nitrogênio atmosférico e os radicais do mecanismo de oxidação do hidrocarboneto. Costuma ser a maior fonte de NO_x em chamas de hidrocarbonetos com deficiência de oxidante.

Como citado, o NO Térmico é o principal mecanismo de formação de NO. A elevada temperatura presente na chama provoca dissociação do oxigênio do ar em átomos reativos, que combinam com as moléculas de nitrogênio presentes no ar. As reações que envolvem a formação do NO Térmico seguem o mecanismo de Zeldovich e ocorrem e necessitam de temperatura elevada para se desenvolverem, acima de 1500°C, em função de suas elevadas energias de ativação. Essas reações são mais lentas que as do mecanismo reacional de oxidação do combustível; assim, a maior parte do NO Térmico é formado na região de pós-chama. As reações que compõem o mecanismo térmico são (Hayhurst et al, 1980):



Segundo Glarborg (1993), pode-se estimar a taxa de formação do NO térmico através da equação 2.6, deixando clara a importância da temperatura na sua formação através da equação:

$$\frac{d[\text{NO}]}{dt} = 1,3 \cdot 10^{-5} \cdot \exp\left(-\frac{69090}{T}\right) [\text{O}_2]^{\frac{1}{2}} [\text{N}_2] \quad , \quad (2.6)$$

Onde: t é tempo em segundo, T é temperatura em Kelvin, $[\text{O}_2]$ é a concentração de O_2 em moles/cm³ e $[\text{N}_2]$ é a concentração de N_2 em moles/cm³.

No caso do NO Combustível, o nitrogênio ligado a compostos orgânicos presentes nos combustíveis é submetido inicialmente a uma decomposição térmica na zona de pré-aquecimento, formando compostos de menor peso molecular como o HCN, CN, NH₂, NH e N; em seguida as oxidações ocorrem na mesma taxa das reações de combustão (ver Fig.II.2). Este é um mecanismo que ocorre em temperaturas mais baixas que o NO Térmico e depende do excesso de ar disponível para combustão. Portanto, a taxa de formação do NO Combustível aumenta com a quantidade de nitrogênio presente no combustível e com o excesso de ar.

O NO Prompt, que segue o mecanismo de Fenimore (1971), também é proveniente do nitrogênio atmosférico, só que as reações são mais rápidas e ocorrem em ambiente de menor temperatura que as do mecanismo Térmico. Sua formação está limitada ao estágio inicial da chama, sendo gerado pela combinação do nitrogênio com radicais presentes no mecanismo de oxidação dos hidrocarbonetos.

Segundo Fenimore (1971), a formação do NO Prompt segue duas etapas; na primeira há reação de hidrocarbonetos leves com o nitrogênio, formando HCN e CN; e em seguida a correspondente oxidação desse composto em NO.(ver figura II.2)

Experimentos realizados por Blauwens et al. (1977) indicaram que os radicais CH e CH₂ são os radicais mais importantes dentro desse mecanismo para formação dos compostos percussores do NO.



O HCN formado pode ser convertido a N através dos passos $\text{HCN} \Rightarrow \text{NCO} \Rightarrow \text{NH} \Rightarrow \text{N}$, ou converte-se a NO através das reações 2.11 e 2.12.

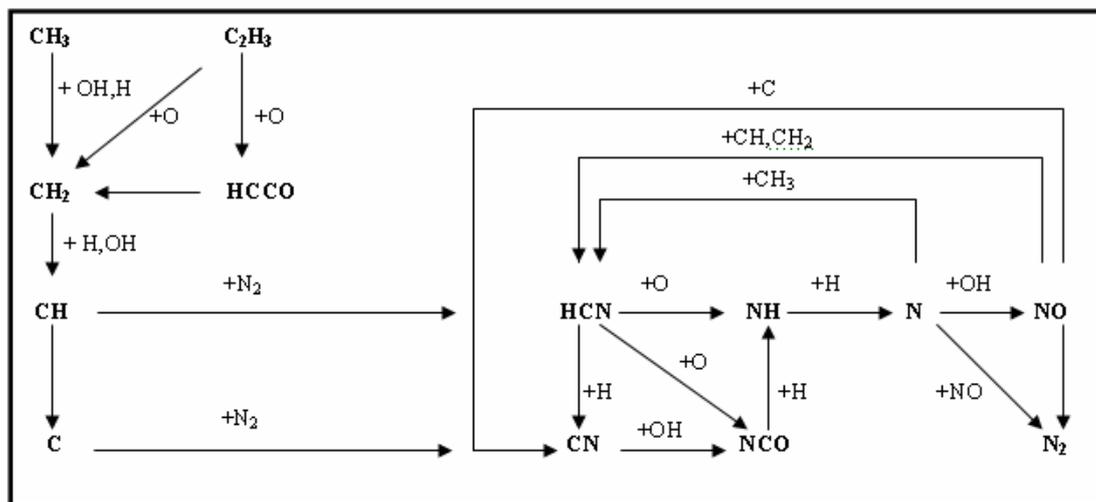


Figura II.2 – Mecanismo de Fenimore (Glarborg, 1993).

Entre os principais efeitos prejudiciais que causam os óxidos de nitrogênio (Lopes, 1995) temos:

Nas pessoas é responsável direto de doenças tal, como, edemas pulmonares (seu estágio final é a morte por asfixia), metaemoglobina e cianose (coloração azulada dos lábios, que, afeta principalmente as crianças).

A presença de NO_x no interior das células acarreta a formação de nitrito, que possui atividade mutagênica e altera as características hereditárias.

Nas plantas diminui a permeabilidade das membranas celulares. A clorofila e a carotenóide são destruídas, diminuindo assim sua capacidade fotossintética.

No meio ambiente: É um dos responsáveis principais das reações fotoquímicas que levam à formação do “smog” fotoquímico.

Os óxidos de nitrogênio, ao entrarem em contato com o vapor de água, formam o ácido nítrico (HNO_3), que, em conjunto com o ácido sulfúrico (H_2SO_4) formado a partir da emissão de SO_2 , representam os maiores constituintes da chamada chuva ácida. O aumento da acidez no solo e nas águas pode causar prejuízos incalculáveis aos animais, aos vegetais e ao ser humano.

II.3. Aspectos sobre a emissão de poluentes e Influência do gás natural

Existem três maneiras para o controle da emissão de poluentes:

- a) Retirando compostos do combustível que sejam percussores de poluentes, como o enxofre.
- b) Modificando o processo de combustão para evitar a formação de poluentes.
- c) Tratando os gases de exaustão.

Dessas três opções de combate às emissões, a maneira menos dispendiosa para redução das emissões é através da adequação do processo de combustão para esse fim. Isso pode ser feito através do controle, entre outras coisas, da razão de equivalência, da condição de injeção dos reagentes, ou do processo de mistura no interior da câmara. No entanto, essa adequação não é uma tarefa simples, visto a natureza diferente dos mecanismos reacionais de formação dos poluentes. Como exemplo, pode-se citar o comportamento antagônico da emissão de com as dos compostos de oxidação parcial CO e hidrocarbonetos não queimados (UHC – “Unburned Hydrocarbon” na língua inglesa) com a razão ar / combustível, conforme esquematizado na Fig. II.3 segundo Lefebvre (1983).

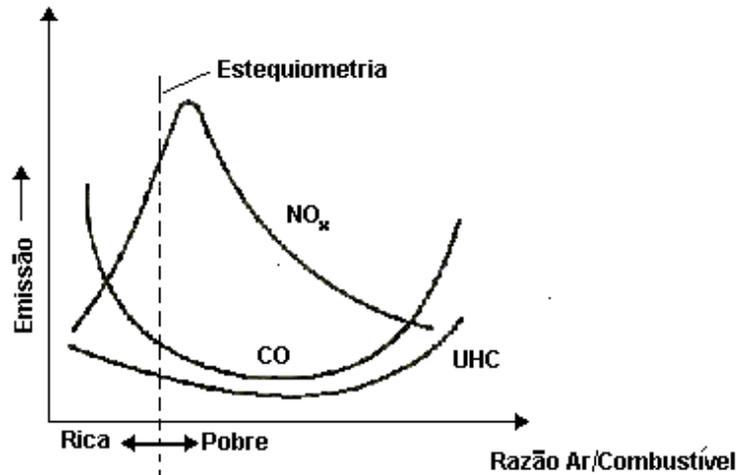


Figura II.3 – Emissão de poluentes em função da razão ar / combustível (Lefebvre, 1983).

Na Figura II.3, nota-se que com a variação da razão de equivalência, tendo-se como objetivo a diminuição das emissões de CO, pode-se obter um aumento nas emissões de NO_x, isso porque o NO térmico depende da relação entre a temperatura e a razão de equivalência. Assim, torna-se necessário combater essas emissões juntamente.

Os hidrocarbonetos não queimados (UHC) são definidos como hidrocarbonetos de menor peso molecular, oriundos da degradação térmica do combustível e não sofreram oxidação no interior da câmara de combustão, conseqüentemente, lançados para atmosfera. (Lefebvre, 1983). Normalmente, sua emissão está associada à mistura entre combustível e oxidante e o tempo de residência na câmara, seu comportamento e atitudes para seu controle são próximos aos tomados com relação às emissões de CO.

O principal componente do GN é o metano, sendo este um dos maiores responsáveis pela destruição da camada de ozônio e nas pessoas afeta diretamente o sistema cardiovascular e o sistema nervoso. Segundo medições recentes do teor de metano na atmosfera indicaram valores da ordem de 1,7-1,8 ppm, parte considerável das emissões de metano se origina em processos naturais e parte advém das atividades antrópicas das populações, o tempo de vida do metano na atmosfera é aproximadamente de 10 a 12 anos (ver Tabela II.15).

Tabela II.15 - O Ciclo de vida de gases de efeito estufa

GASES DE EFEITO ESTUFA	TEMPO DE VIDA NA ATMOSFERA (ANOS)
Dióxido de Carbono	50-200
Metano	10-12
Oxido Nitroso	150
Clorofluorcarbonos	12400-15800
Hidrogênio	14-40

Fonte: Almeida, 2001.

II.4. Influência da zona de recirculação na combustão.

O movimento de rotação (“swirl”, na língua inglesa) é gerado por meio dum dispositivo "swirler", que basicamente é um conjunto de pás dispostas em ângulos onde o escoamento axial ao atravessá-las adquire componente tangencial de velocidade. Este movimento tem como objetivo o controle da estabilização, forma e da dimensão da chama. A rotação do ar de combustão cria gradientes de pressão radiais que influenciam o escoamento, assim se a rotação do ar for suficientemente intensa, o gradiente de pressão adverso promove a criação de uma zona de recirculação interna (ZRI) (“Internal Recirculation Zone”, na língua inglesa) (Oliveira, 2001; Chigier, 1981).

Combustível e oxidante são inicialmente separados e, subseqüentemente, misturados por jatos turbulentos, vórtices e zonas de recirculação interna. Como mencionado anteriormente jatos que produzem vórtices geram zonas internas de recirculação, as quais fornecem todas as condições necessárias para a estabilização da chama em escoamentos de alta velocidade. (Syred e Beér, 1974; Lilley, 1987; Syred, 1970; Beér, 1972).

Além de estabilizar a chama, como o bloqueio é aerodinâmico, a intrusão da chama no queimador pode ser minimizada, garantindo assim uma manutenção mínima e uma extensão do tempo de vida da unidade (Syred e Beér, 1974).

A geometria do bocal após o queimador é um parâmetro importante, o uso de uma extensão de bocal divergente tem o efeito combinado de aumentar a distancia radial da separação entre os picos das velocidades axiais e tangenciais e também aumentam a taxa do fluxo de massa reverso (Beér e Chigier, 1972).

II.4.1. Escoamentos Rotativos

Quando ar é introduzido tangencialmente em um queimador, ele é forçado a mudar de direção de modo a se estabelecer um escoamento espiralado (Schlichting, 1979); então, cria-se um balanço entre as forças centrífugas atuando nas partículas do fluido e as forças de pressão exercidas nas paredes do tubo.

Este balanço de forças foi demonstrado por medidas das distribuições de pressão estática em um queimador, onde boa concordância foi obtida com as distribuições de pressão p , na direção da coordenada radial r , calculadas a partir das medidas das distribuições de velocidade tangencial w , ou seja, (Beér, 1972):

$$\frac{dp}{dr} = \frac{\rho W^2}{r}, \quad (2.14)$$

onde ρ é a massa específica do fluido.

Uma baixa pressão no centro do escoamento rotativo estabelece-se à medida que o jato emerge do queimador. Isto resulta em um gradiente adverso de pressão na direção axial, o que pode levar à inversão do escoamento conduzindo ao estabelecimento de um vórtice toroidal no centro do jato. A presença deste vórtice toroidal provoca a expansão rápida das fronteiras mais externas do jato logo após sua saída do queimador.

Esta expansão inicial não tem ligação com a captura do ar das vizinhanças. O comprimento do núcleo do vórtice toroidal, conforme definido pela distância entre a saída do queimador e o ponto de inversão da direção do escoamento aumenta com o aumento da rotação induzida pelo “swirler”. (Beer, 1972).

As partículas do fluido emergindo do queimador podem ser consideradas livres da força de confinamento exercida pelas paredes do queimador. Assim, elas teriam uma tendência de se moverem para fora tangencialmente de maneira similar ao de um objeto rodando preso na extremidade de um barbante e liberado subitamente. As partículas do fluido estão, ainda assim, sujeitas às forças de viscosidade e também às forças advindas do gradiente de pressão radial. É a combinação destes efeitos que resulta no formato das linhas de corrente obtidas a partir das medidas das distribuições de velocidade (Bastos e Carvalho, 1989; Beér, 1972).

II.4.2. Intensidade da Zona de Recirculação e Número de Reynolds do Jato de Gás

A intensidade da ZRI dependerá da geometria do “swirler” (Número de pás, área de passagem, ângulo, etc.), da vazão de ar que passa pelo “swirler” e da velocidade do jato de gás que cruza a ZRI (Muniz, 1993).

Muniz et al. (2000) mostraram que as interações entre ZRI e o número de Reynolds do jato de gás, no caso GLP, alteraram significativamente a geometria da chama e distribuição de temperatura. Nesse caso a variação da intensidade de ZRI foi feita alterando-se o ângulo das pás do “swirler” e a variação do número de Reynolds trocando-se os injetores de diferentes diâmetros.

Um esquema do escoamento ao emergir de um “swirler” é apresentado na Figura II.4.

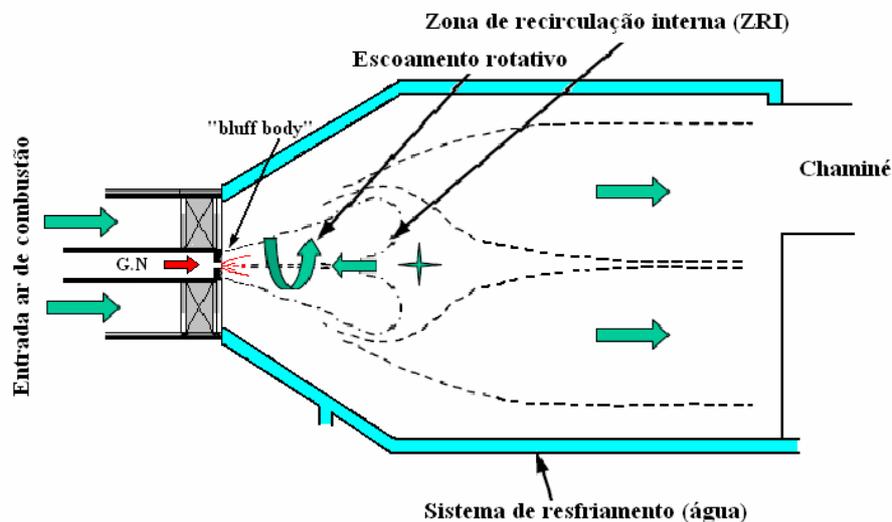


Figura II.4 – Jato Rotativo e Zona de Recirculação Interna (ZRI).

A relação Adimensional para quantificar a intensidade da ZRI é o número de “swirl”, S' , que expressa a razão entre a componente axial do fluxo de quantidade de movimento angular e a componente axial do fluxo da quantidade de movimento linear (Beér e Chigier, 1972, Wall, 1987). O modelo que será utilizado para cálculo do número de “swirl” é basicamente o apresentado por Wall (1987), com as considerações de bloqueio feitas por Couto et. al.(1995).

A intensidade da ZRI pode ser classificada como: “swirl” fraco ($S' < 0.6$) e “swirl” forte ($S' > 0.6$). Nos sistemas de “swirl” fraco os gradientes de pressão axial são insuficientes

para causar recirculação interna. O “swirl” tem o efeito de aumentar a taxa de entrada e a taxa de queda da velocidade. Nas chamas difusivas o “swirl” fraco, possui um interesse prático limitado devido à sua tendência à instabilidade. Sobre condições específicas, o “swirl” fraco também pode contribuir para a estabilização de uma chama longa, o que pode ser desejável em aplicações particulares.

Quando a intensidade do “swirl” aumenta, um ponto é alcançado quando um gradiente de pressão adverso ao longo do eixo do jato não pode ser superado pela energia cinética, das partículas do fluido, que escoam na direção axial. Um escoamento de recirculação é estabelecido na região central do jato entre dois pontos de estagnação. Esta área de recirculação a qual tem a forma de um vórtice toroidal tem um importante papel na estabilização da chama. Porque ela constitui uma área bem misturada de produtos da combustão e atua como um armazenador de calor e espécies químicas ativas localizadas no centro do jato próximo à saída do queimador (Beér e Chigier, 1972).

No presente trabalho, será investigada a influência do número de “swirl” e do número de Reynolds do jato na combustão de gás natural, nas emissões de NO e CO e no balanço de energia global da câmara. Para tal, será utilizado um queimador tipo “swirler” com ângulo entre pás variável e que permite a troca de injetores de gás com diâmetros diferentes, com conceito semelhante ao desenvolvido por Muniz (1993). Os detalhes desse queimador serão discutidos nos próximos capítulos.

CAPÍTULO III. DESCRIÇÃO DO EXPERIMENTO E PROCEDIMENTOS

Neste capítulo onde se realiza a descrição dos equipamentos utilizados na obtenção de resultados experimentais, são feitos também comentários sobre a metodologia do cálculo de alguns parâmetros de operação baseados nas medidas experimentais.

III.1. Câmara de Combustão

Este equipamento foi desenvolvido nas dependências do Laboratório Professor Feng do ITA, onde foram realizados os ensaios. A câmara foi construída em forma modular, com chapas de aço inoxidável, montada horizontalmente. As Figuras III.1, III.2 apresentam um esquema da montagem e uma fotografia dessa, respectivamente.

A câmara é montada em dois módulos. O primeiro tem o formato de um tronco cônico, com as dimensões: diâmetro menor de 0,20 m, diâmetro maior de 0,455 m, comprimento de 0,40 m; sendo acoplado um queimador na extremidade do diâmetro menor. O segundo módulo é de forma cilíndrica com as dimensões: diâmetro interno de 0,455 m e comprimento de 1 m, e está acoplado na extremidade do diâmetro maior do módulo cônico.

No final deste último módulo se inicia um duto, também construído em chapa de aço inoxidável, para eliminação dos gases de combustão (Chaminé). A Figura III.3 apresenta um desenho da câmara. Ambos os módulos foram construídos com jaquetas para passagem de água de refrigeração das paredes da câmara. Essa refrigeração é feita em circuito fechado; a água, ao sair da jaqueta da câmara é direcionada para uma torre de resfriamento, para depois retornar novamente à câmara por meio de um sistema de bombeamento. A vazão da água de refrigeração foi medida diretamente por um rotâmetro e as temperaturas de entrada (TEA) e saída da câmara (TSA) foram medidas por termopares tipos J estrategicamente instalados (Ver figura III.3).

No diâmetro menor do módulo cônico foi acoplado um queimador do tipo "swirler" com ângulo das pás variáveis. Desta maneira, é possível ajustar a estrutura da zona de recirculação formada a jusante do queimador. Os detalhes desse queimador serão discutidos adiante, no item 5.

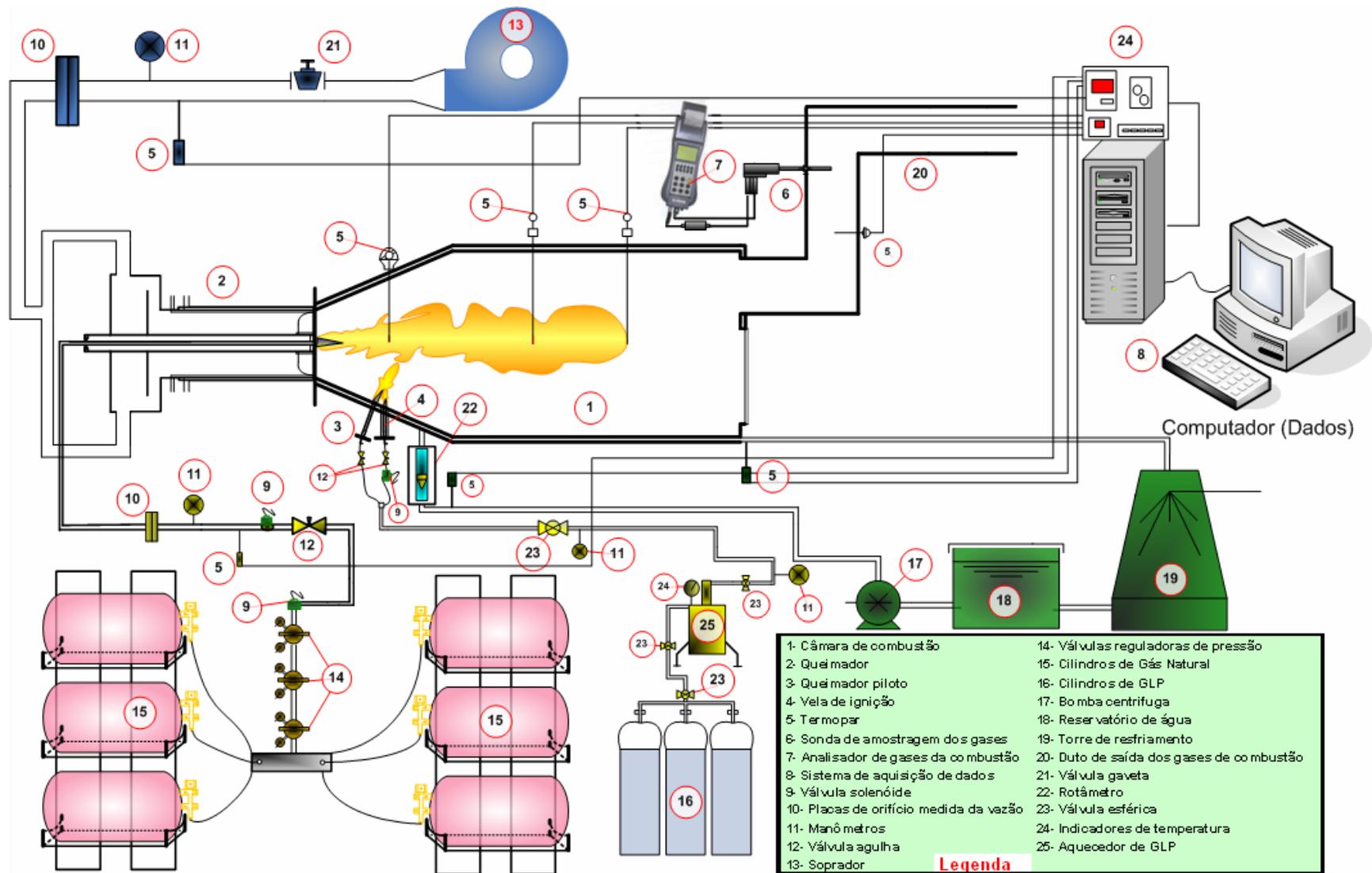


Figura III.1- Diagrama Esquemático da montagem experimental



Figura III.2 – Fotografia da Bancada Experimental.

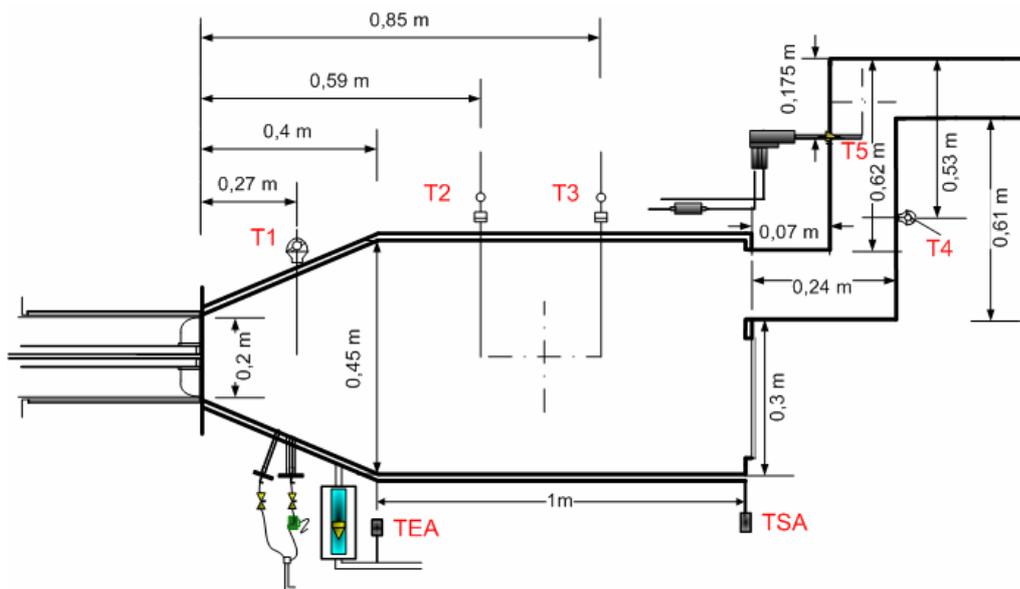


Figura III.3 – Desenho da câmara de combustão mostrando a posição dos termopares.

III.2. Medidas de Temperatura na Câmara

Foram instalados termopares em diferentes posições da montagem experimental, conforme detalhado na Tabela III.1, com a finalidade de observar o comportamento da temperatura ao longo da câmara de combustão e dos fluidos de trabalho (ar, gás natural e água de refrigeração). No caso dos termopares instalados na câmara de combustão,

suas extremidades coincidiam com o eixo de centro da câmara de combustão, conforme a Figura III.3.

Também foram instalados termopares em diferentes áreas estratégicas da bancada(Ver Figura III.1), cujas medidas foram utilizadas para determinar os cálculos para obtenção de importantes parâmetros; como: vazões mássicas, massa específica do combustível e do ar e verificar a perda de calor através das paredes da câmara de combustão.

Os sinais dos termopares foram lidos através de dois indicadores digitais de temperatura instalados num painel de controle (Figura III.1).

A sonda do sistema de análise de gases, posicionada no duto de saída de gases, possui em sua extremidade um termopar tipo K, cujas medidas foram utilizadas para a análise dos produtos da combustão (balanço de energia do sistema).

Dois termopares tipo J foram posicionados na linha de refrigeração da câmara, um antes do rotâmetro de medida de vazão(TEA), pouco antes da entrada de água da jaqueta de refrigeração da câmara, e o outro na saída da jaqueta(TSA). Através desta diferença de temperatura e da vazão da água de refrigeração medida pelo rotâmetro, foi possível calcular o calor total transferido da chama e gases de combustão para a parede da câmara.

Nos sistemas de placa de orifício para medidas das vazões de ar e combustível, também foram instalados dois termopares tipo J; sendo que esses valores de temperatura são utilizados no equacionamento para obtenção de vazão.

Todos os termopares utilizados no experimento são com junta não exposta e com bainha metálica de aço-inox.

A Tabela III.2 apresenta uma lista dos termopares instalados na montagem, com exceção ao instalados diretamente na câmara.

Tabela III.1 – Posição dos termopares em relação à extremidade onde o queimador está posicionado.

Numero	Tipo	Posição	Modulo da câmara
T1	K	0,27 m	primeiro
T2	K	0,59 m	segundo
T3	K	0,85 m	segundo

Tabela III.2 – Posição dos termopares em áreas estratégicas.

Nome	Tipo	Área situada
Termopar entrada da água (TEA)	J	Linha da água entrando à câmara (antes do Rotâmetro).
Termopar Saída da água (TSA)	J	Linha da água saindo da câmara (depois da câmara).
Termopar do ar no tubo (T ar)	J	Linha do ar (antes da placa)
Termopar do combustível no tubo (T GN)	J	Linha do combustível (antes da placa)
Termopar dos produtos da combustão (T4)	K	(0,53 m, a partir da parte superior da chaminé).
T. dos produtos da combustão (T5)	K	Extremidade da Sonda

Tabela III.3 – Descrição principal dos termopares utilizados.

Termopar	Tipo de Termopar	Faixa de Temperatura	Precisão	Dimensões Bitola	Material
T1	K	0 a 1260 ° C	± 1 ° C	3,1 mm	Chromel-Alumel
T2	K	0 a 1260 ° C	± 1 ° C	6,1 mm	Chromel-Alumel
T3	K	0 a 1260 ° C	± 1 ° C	6,1 mm	Chromel-Alumel
T4	K	0 a 1260 ° C	± 1 ° C	3,1 mm	Chromel-Alumel
T placas de orifício, TEA, TSA.	J	0 a 760 ° C	± 4 ° C	3,1 mm	Ferro-Costantan

III.3. Fluidos de Operação

O experimento consta de quatro fluidos de operação: o gás natural como combustível principal, o gás liquefeito de petróleo (GLP) utilizado como combustível do sistema de ignição, o ar como oxidante da combustão e a água utilizada para refrigerar as paredes da câmara de combustão.

O gás natural utilizado nos experimentos é o de uso veicular, denominado por GNV – Gás Natural Veicular, obtido diretamente em postos comerciais de abastecimento na cidade de São José dos Campos.

III.3.1.Linhas de Alimentação

O gás natural é conduzido ao queimador pela diferença de pressão entre os cilindros de estocagem e a linha de alimentação deste. A pressão máxima nos cilindros de gás natural é de aproximadamente 200 atmosferas. Como a pressão na linha de alimentação antes da válvula de controle de vazão era cerca de quatro atmosfera, foi necessário o escalonamento da queda de pressão através de três válvulas reguladoras de pressão. Quando a pressão nos cilindros era de 200 atmosferas o escalonamento foi de $200 \Rightarrow 60 \Rightarrow 20 \Rightarrow 4$ atm.

Apesar disso, quando os cilindros estavam com 200 atm e a vazão na linha era de 1 g/s, ainda assim ocorria congelamento durante a expansão nas válvulas e, conseqüentemente, redução na vazão de gás. Para resolver esse problema, a região da linha de alimentação onde estão instaladas as válvulas foi aquecida por uma cinta térmica.

O gás natural foi estocado em duas baterias de três cilindros, com capacidade de 14 Nm³ de gás cada um.

O ar de combustão foi fornecido por meio de um ventilador axial instalado no laboratório, modelo 45ARC-260 com motor de 5 H.P e vazão máxima de 30 g/s, considerando as perdas de carga da linha e dos equipamentos de medida de vazão.

Para o sistema de ignição, foi montado um sistema que utiliza dois queimadores pilotos acoplados na câmara de combustão, próximos entre si, (ver fig.III.1) e o combustível utilizado nesses queimadores foi o GLP, cuja alimentação ocorria pela pressão de três botijões conectados com 45 kg de gás cada.

Para ignição do queimador principal, inicialmente o acionamento de uma válvula solenóide permitia a passagem do GLP para um pequeno bico injetor, que após a presença de uma faísca em razão da passagem de corrente elétrica através de uma vela de centelha, gerava uma pequena chama com cerca de 5 centímetros de comprimento. Essa pequena chama era utilizada para ignitar uma segunda chama com comprimento suficiente para cobrir o diâmetro da câmara, estabelecida após o acionamento de uma

segunda válvula solenóide que permitia a passagem do GLP por um segundo injetor. Finalmente, após o acionamento de uma terceira válvula solenóide, o gás natural alimentava o queimador principal, cuja ignição era feita pela chama de GLP. Uma vez estabelecida a chama principal de gás natural, cortava-se a alimentação do sistema de ignição.

A linha de GLP possui um sistema de aquecimento do gás, o que não permitia o congelamento deste durante a ignição do queimador principal; além disso, operação do sistema de ignição era de apenas alguns minutos.

A linha da água utilizada nos ensaios foi destinada a resfriar as paredes da câmara de combustão. A água circulava pelas jaquetas instaladas ao longo de toda a câmara de combustão modular, fazendo seu ingresso pela parte inferior do módulo cônico e deixando a câmara pela parte final e superior do módulo cilíndrico. A água aquecida era conduzida para uma torre de resfriamento e, depois de resfriada, era novamente bombeada para a refrigeração da câmara (circuito fechado).

III.3.2. Medidas de Vazão

Os instrumentos utilizados no laboratório para medir as vazões mássicas foram: placa de orifício e rotâmetro.

As vazões mássicas do GN e do ar foram obtidas mediante o uso de placas de orifício e manômetros do tipo U. Para cada placa se dispunha de dois manômetros, um deles continha mercúrio e servia para medir a pressão estática antes da placa, a outra continha água e media o diferencial de pressão estática no dispositivo.

A vazão do gás natural foi obtida por um sistema de placa de orifício do tipo "tubulação com pequenos diâmetros" (13 a 40mm) e as diferenças de pressão devidas à presença da placa foi obtida com o uso de tomadas de pressão nos próprios flanges, feitas em ranhuras anelares. Nesse caso, os diâmetros da placa e da tubulação foram de 7 mm e 22 mm respectivamente, suficientes para se medir a vazão de trabalho de gás natural de 1 g/s.

Já a vazão mássica do ar de combustão foi obtida por uma placa do tipo "Radius Tap" segundo denominação inglesa, sendo a tomada de alta pressão feita a 1D antes da placa e a de baixa pressão $\frac{1}{2}$ D depois da placa, onde D é o diâmetro da tubulação. Nessa aplicação os diâmetros utilizados para a placa e para a tubulação foram de 26,06 mm e 47,4mm, respectivamente.

As equações matemáticas utilizadas aqui para projetar as placas e para calcular as vazões mássicas do gás natural e do ar seguiram rigorosamente a metodologia apresentada por Delmeé (1987). Estas equações estão implícitas no programa “Cálculo do Número de Swirl” apresentado no item 8.

Segundo a norma ISO 5167, a precisão de medidores de vazão mássica do tipo placa de orifício é de 0,8%. Contudo, no presente trabalho não houve condição de uma calibração dos sistemas para checar esse resultado. No entanto, para verificar se as vazões obtidas pelos sistemas de placa de orifício não estariam completamente equivocadas com a realidade do experimento, procedeu-se a uma comparação entre a razão de equivalência calculada baseada nas vazões mássicas de ar e combustível e a calculada baseada na análise dos gases de combustão, a razão de equivalência, Φ , é definida como a razão entre o número de átomos de oxigênio presentes na reação estequiométrica e número real de átomos de oxigênio na reação. Isto foi feito para todos os ensaios e os resultados estão apresentados nas Figuras III.4, III.5 e III.6.

Observando essas figuras, nota-se que sempre houve uma concordância satisfatória entre os resultados obtidos para razão de equivalência pelos dois métodos, em qualquer condição onde o experimento foi realizado. Assim, mesmo não havendo um procedimento de calibração, pôde-se assumir que as vazões obtidas pelas placas são adequadas.

Para obter a vazão mássica da água que passa pelas jaquetas da câmara, foi instalado um rotâmetro. Para todos os experimentos executados a vazão de água de refrigeração foi mantida em 500 kg/h.

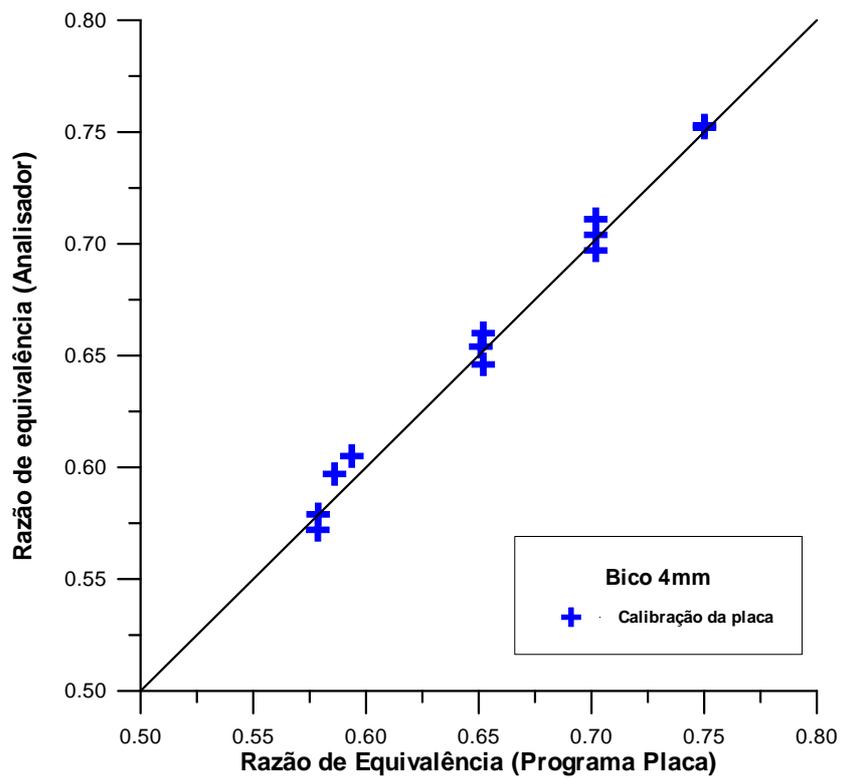


Figura III.4 – Comparação da razão de equivalência bico 4mm.

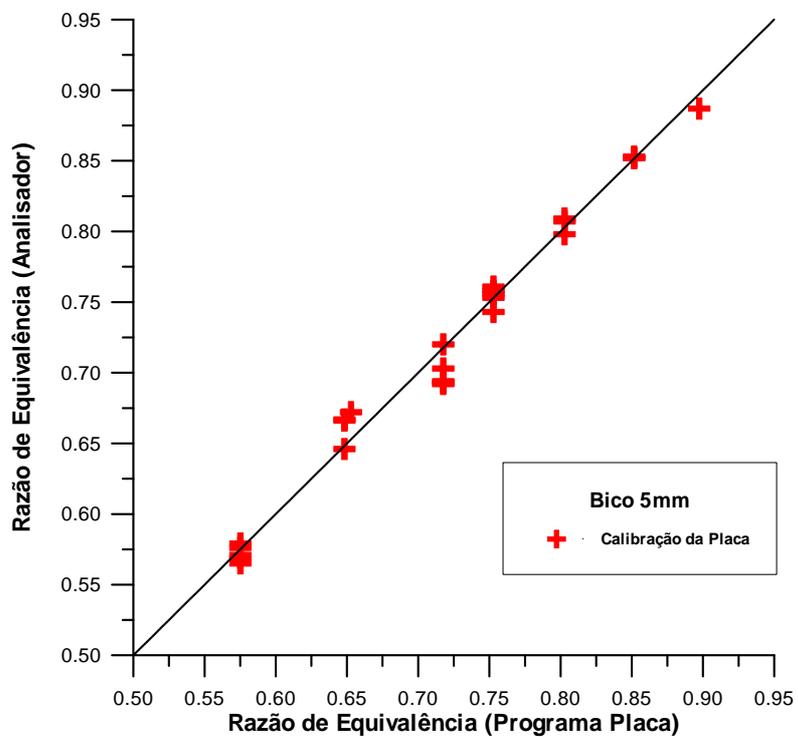


Figura III.5 – Comparação da razão de equivalência bico 5mm

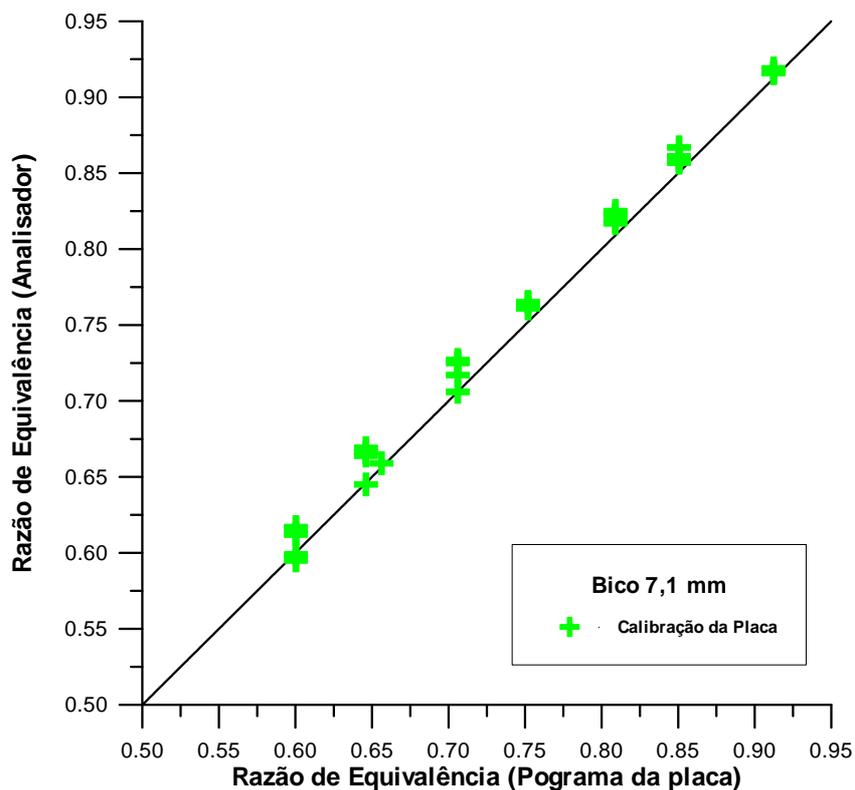


Figura III.6 – Comparação da razão de equivalência bico 7.1mm.

III.3.3. Combustíveis

Como já definido anteriormente, os combustíveis utilizados no experimento foram Gás Natural e GLP, Nesta seção não descreveremos as propriedades do GLP, já que só foi utilizado para dar partida ao sistema de ignição, mas se falarmos sobre as principais propriedades do gás natural que é propriamente o combustível utilizado. O Gás Natural é uma mistura de hidrocarbonetos ligeiros em estado gasoso, que na sua maior parte esta constituída por metano e etano, e em menor proporção por propano, butano, pentano e hidrocarbonetos mais pesados. A Tabela IV 4 mostra a composição Volumétrica média e porcentagem dos componentes do gás natural (Petrobrás, 2001). A densidade relativa com respeito ao ar para o Gás Natural a uma temperatura de 20 °C oscila de 0,60 a 0,81.

Para efeito de balanço de massa pode-se considerar o Gás Natural como um composto de fórmula molecular média de $C_xH_yN_zO_w$. Fazendo os cálculos para a composição volumétrica adotada, o resultado para a fórmula molecular média fica:

$C_{1,119}H_{4,189}N_{0,024}O_{0,013}$ e o peso molecular médio igual a 18,207 g/mol. Esta composição e peso molecular foram adotados pelo programa “Balanço de massa e Energia”, que será apresentado adiante. O poder calorífico inferior (PCI) para o GN a 20° e 1 Atm, adotado no programa foi de 10 742 Kcal/kg (Antigo Conselho Nacional do Petróleo, Resolução N ° 17/87).

Tabela III.4 – Composição Volumétrica média adotada do Gás Natural no programa "Balanço de massa e energia" (Petrobrás, 2001).

Componente	Composição	Composição volumétrica (%).
Metano	CH ₄	88,27
Etano	C ₂ H ₆	7,67
Propano	C ₃ H ₈	1,55
I - Butano	i C ₄ H ₁₀	0,16
N - Butano	n C ₄ H ₁₀	0,29
I - Pentano	i C ₅ H ₁₂	0,08
N - Pentano	n C ₅ H ₁₂	0,065
Hexano	C ₆ H ₁₄	0,075
Heptano e Superiores	C ₇ H ₁₆	0,01
Nitrogênio	N ₂	1,19
Dióxido de Carbono	CO ₂	0,64

III.4. Análise de Gases

Para avaliar as alterações no processo de combustão e verificar a formação de poluentes no presente experimento, foram realizadas análises contínuas de O₂, CO e NO.

A análise dos gases foi feita por meio de uma sonda de aço inoxidável de comprimento de 295 mm e diâmetro de 164mm, fixada no centro do duto vertical de exaustão (ver Figura III.3).

A amostra recolhida é desumidificada e limpa em um filtro externo combinado, para logo depois ser direcionada para seção de análise (ver Figura III.7).

A amostra de gás inicialmente passa pelo filtro combinado onde o escoamento sofre uma expansão com redução de temperatura e, como consequência, condensação da água produto da combustão. Parte do material particulado é retida junto com a água decantada. As partículas que ainda permanecem no escoamento são retidas em um filtro tela fina. Assim, a análise é feita em base seca e sem a presença de material particulado.

Para análise dos gases de combustão, utilizou-se um analisador portátil marca Unigas, modelo 3000+, fabricado pela empresa italiana Eurotron. A amostra de gás é aspirada por uma bomba de vácuo interna ao analisador, sendo que o escoamento é tratado pelo sistema de desumidificação e retenção de partículas, conforme já citado, antes de passar pela bomba. Depois a amostra é direcionada aos sensores de O₂, CO e NO, que funcionam por meio de células eletrolíticas. Estas células são compostas por dois eletrodos. Ambos estão imersos em uma solução eletrolítica (condutor iônico), que geralmente é uma solução aquosa de íons ou um sal fundido. Tomando como exemplo, análise de oxigênio, as moléculas desse gás circulam através de uma membrana para a solução. Reações entre oxigênio, a solução e os eletrodos produzem uma corrente elétrica proporcional à concentração de oxigênio. A corrente passa através do circuito elétrico e o sinal resultante amplificado são mostrados na leitura digital, fornecendo resultado em porcentagem em volume de oxigênio.

As características desse tipo sensor são similares às de uma bateria comum, portanto a eficiência diminui com o tempo. Desta forma, segundo o fabricante, para se obter resultados precisos é recomendável não ultrapassar o intervalo máximo de 60 minutos de amostragem, o que foi respeitado durante a presente experiência.

Toda vez que o instrumento foi ligado o “drift” do zero (auto-zero) é automaticamente corrigido, utilizando-se o ar ambiente como referência, razão pela qual é necessário um ambiente “limpo” para a realização do auto-zero. A Figura III.7 apresenta um esquema do analisador de gases e a Tabela III.5 suas características.

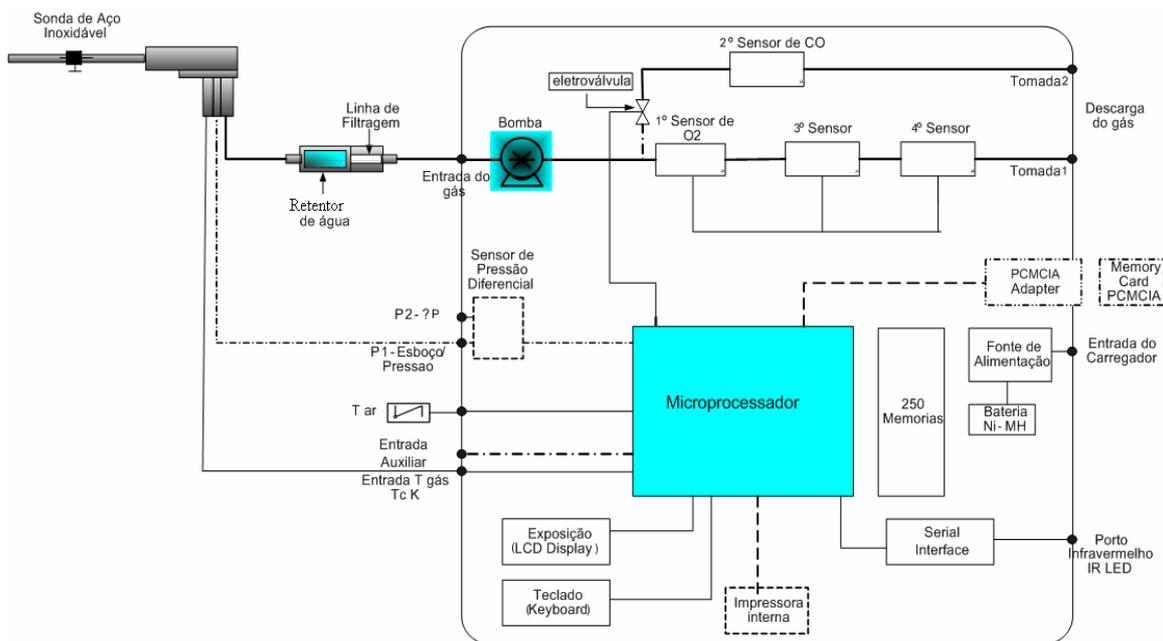


Figura III.7 – Diagrama esquemático do analisador de gás portátil, Unigas 3000.

Tabela III.5 – Faixas de medição e limites de erro do analisador Unigas 3000+.

Parâmetro	Tipo de sensor	Faixa	Resolução	Tempo de Resposta	Limite de Erro
O ₂	Eletrolítico	0 a 25 %	0.1 % vol.	20 seg.	± 0.1 % vol.
CO	Eletrolítico	0 a 20000 ppm	1 ppm	40 seg.	± 10 ppm < 300 ppm ± 4 % Leit. Até 2000 ppm ± 10 % leit. > 2000 ppm
NO	Eletrolítico	0 a 4000 ppm	1 ppm	40 seg.	± 5 ppm < 125 ppm ± 4 % Leit. > 125 ppm
T gás	K	-10° a 1000 °C	0.1 °C		± (0.3 % Leit. + 0.30 °C)

Para fixação da sonda de amostragem no tubo de exaustão dos gases (Chaminé) foi necessária a confecção de um orifício de 14 mm de diâmetro para fixar o dispositivo cônico. Este dispositivo facilita a movimentação da sonda para amostragem dos gases em diferentes posições no tubo de exaustão.

Aproveitando este dispositivo cônico, realizou-se um teste fixando a sonda em 5 posições diferentes, para cada posição optou-se por recolher cinco amostras ao longo da seção transversal do tubo de exaustão vertical, com a finalidade de avaliar se não havia variação da composição dos gases O₂, CO e NO na seção de amostragem. O teste foi realizado para o injetor de 4mm, ângulo das pás do “swirler” $\alpha = 55^\circ$, razão de equivalência $\phi = 0,6$; os resultados estão apresentados na Tabela III.6.

Tabela III.6 – Posicionamento da sonda no tubo de exaustão e resultados médios dos gases recolhidos para cinco amostras.

Posição	Distancia O ₀ (mm)	O ₂ médio (%)	Desvio Padrão O ₂	CO médio (ppm)	Desvio Padrão CO	NO médio (ppm)	Desvio Padrão NO
1	22	9,40	0,071	10	0	28	0
2	52	9,34	0,114	10	0	28	0
3	82	9,42	0,130	10	0	28	0
4	112	9,46	0,089	10	0	28	0
5	142	9,48	0,084	10	0	28	0

Conforme observado na Tabela III.6, pode-se concluir que não há uma variação significativa da composição do gás na seção de análise, razão pela qual optou-se por fazer medidas só no centro da seção do tubo de exaustão.

III.5. Ancorador de Chama Tipo “swirler”

Dois tipos de retentores de chama podem ser citados como mais utilizados: corpos rombudos e geradores vorticais. Os primeiros são conseguidos, geralmente de forma empírica por não ter uma teoria sólida disponível a ser utilizada em projetos. Por outro lado, os geradores vorticais (“swirlers”), podem ser corretamente dimensionados pelo emprego de expressões matemáticas (apresentadas no item 8). Com base nas investigações feitas sobre modelos aerodinâmicos aplicados aos processos de combustão, Muniz (1993) investigou um retentor de chamas do tipo vortical/axial com pás de ângulo variável. Este modelo foi tomado como base para a construção do distribuidor de ar do presente trabalho experimental (Ver figuras III.8, III.9). O ar de combustão é admitido ao queimador por duas entradas radiais em uma câmara; na

seqüência é forçado por uma passagem entre placas fixas que o conduz a um duto de tal forma que o escoamento se desenvolva preferencialmente na direção axial até a passagem pelas palhetas do “swirler”, onde adquire componente tangencial.

O “swirler” é constituído por um conjunto de 8 pás de e 1,5 mm de espessura, montado de tal forma que se possa variar o ângulo das pás. Desta forma, foi possível alterar a estrutura da chama sem modificar as vazões do oxidante e do combustível, apenas alterando o ângulo entre as pás do “swirler” (Ver figuras III.10 e III.11).

Nas Figuras apresentadas pode-se observar que no sistema distribuidor de ar já se encontram instalados dutos de ar e de combustível secundários para combustão estagiada. No presente trabalho não se fez uso destes dutos secundários, só dos dutos primários.

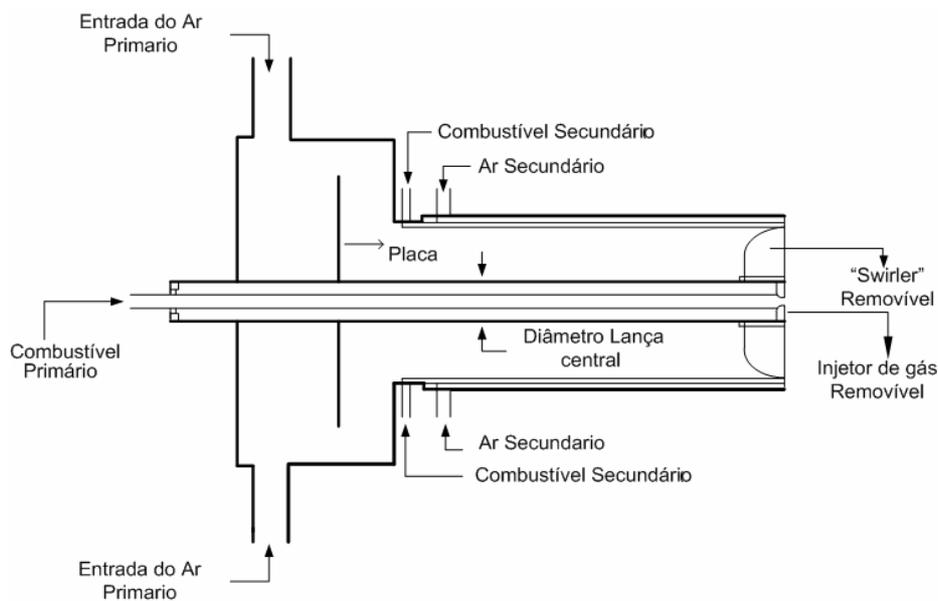


Figura III.8 – Diagrama Esquemático do Distribuidor de ar de combustão.



Figura III.9 – Fotografia do Distribuidor de Ar.

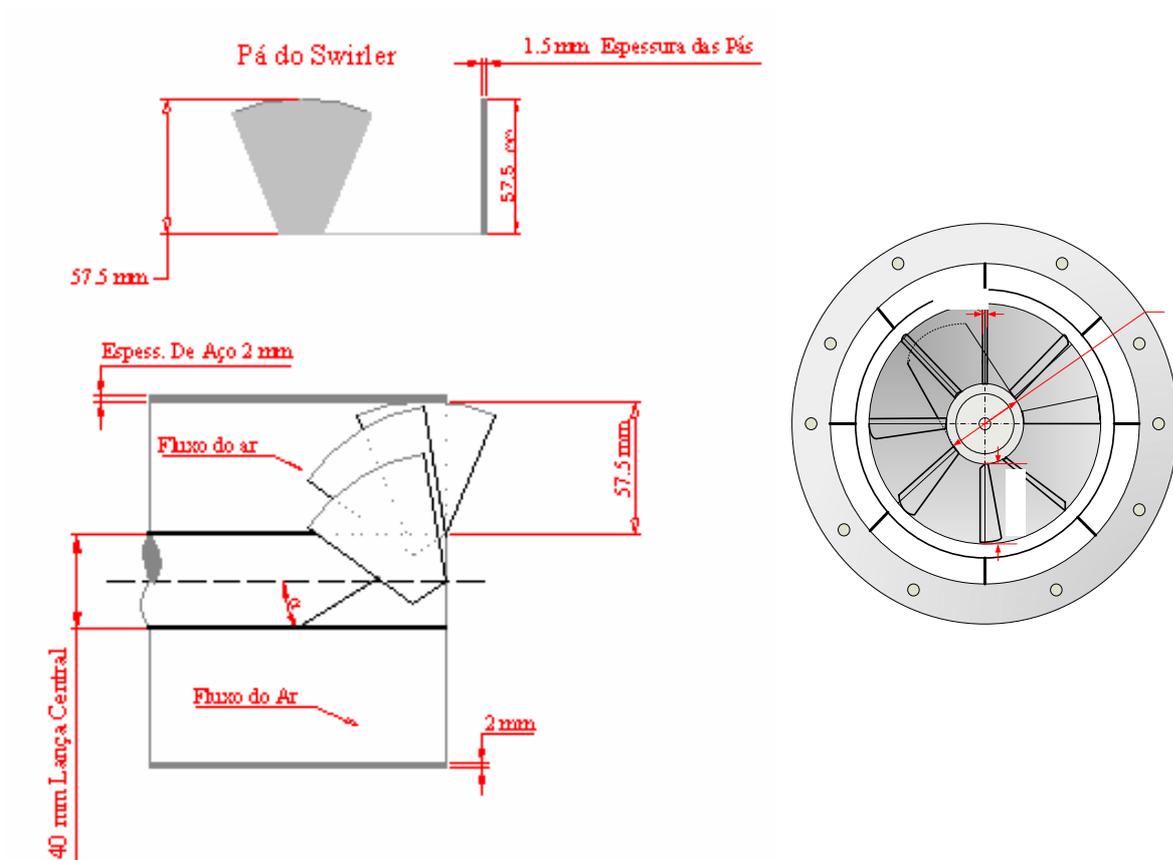


Figura III.10 – Dimensões Principais do dispositivo " Swirler" de 8 pás retas.



Figura III.11– Dispositivo Gerador Vortical/axial com pás de ângulo variáveis (Figura da esquerda "swirler " aberto 0° e da direita "swirler " fechado 70° graus).

III.6. Procedimento Experimental

Nesta seção são descritos os ensaios realizados da câmara de combustão refrigerada sem isolamento, queimando gás natural como combustível principal.

Para dar início aos ensaios, inicialmente o sistema resfriamento da câmara era acionado e ajustava-se a vazão água para a vazão que deveria se manter durante os ensaios, ou seja, 500 kg/h, cuja medida era obtida por um rotâmetro, conforme Figura III.1.

Para iniciar o processo de combustão utilizou-se queimadores pilotos para ignitar a chama principal de gás natural. Estes queimadores pilotos, não só precisam de uma certa vazão de ar na câmara, mas também do ajuste do ângulo das pás do "swirler" para que o escoamento não apagasse as chamas piloto. O ângulo das pás do "swirler" ótimo foi de 40°, e a quantidade de ar ajustada correspondia uma queda de pressão 165 mm de coluna de água na placa de orifício e a uma pressão manométrica na linha de ar de 15 mm de mercúrio. Desta forma, conseguia-se estabelecer a ignição das chamas piloto sem o risco delas apagarem.

O queimador piloto de menor vazão é ignitado por meio de uma centelha de corrente elétrica estabelecendo a primeira chama piloto. Após, procede-se a ignição do queimador piloto de maior vazão. O procedimento para a ignição da chama principal era abrindo sutilmente a válvula de ajuste fino na linha do gás natural, cuja vazão corresponde a um diferencial de pressão de 40 mm de coluna de água na placa de

orifício do combustível. O valor da medida da coluna de água no manômetro da placa do gás natural para se produzir a citada ignição foi de 40 mm.

Na seqüência, cortavam-se as chamas dos queimadores pilotos e ajustava-se o ângulo das pás do “swirler” segundo a condição desejada para o ensaio.

Uma vez estabelecido o angulo das pás, procedia-se o ajuste gradativo das vazões de ar e combustível conforme a condição desejada, lembrando que os ensaios sempre foram realizados com a vazão de combustível em 1 g/s.

Para o início da obtenção dos resultados, esperava-se o equilíbrio térmico da câmara de combustão, cerca de 8 a 12 minutos, dependendo da condição de operação. A Figura III.12 apresenta um exemplo de tempo de espera para obtenção do equilíbrio térmico da câmara após a ignição. A referência para o equilíbrio térmico era a temperatura na chaminé. Quando ocorria uma mudança de condição de operação, em média o equilíbrio térmico era atingido em 3 minutos.

Uma vez atingido o equilíbrio térmico, iniciava-se a aquisição dos dados dos termopares e do analisador de gases; sendo que, para condição operacional, o tempo de coleta total foi no mínimo 20 minutos, com uma varredura a cada minuto. Assim, os resultados apresentados nesse trabalho são no mínimo uma média oriunda de vinte amostras ou eventos.

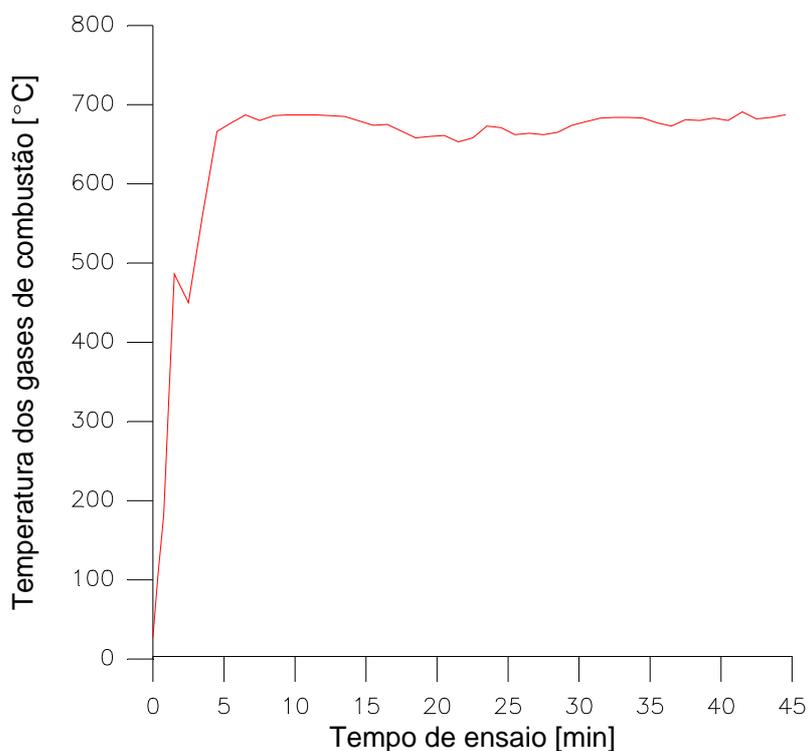
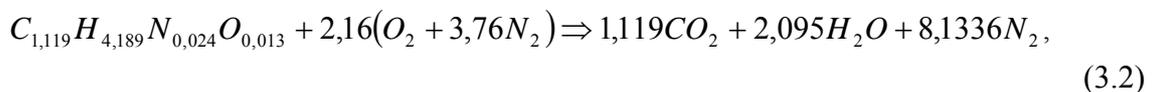
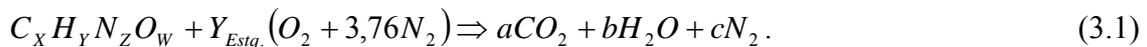


Figura III.12 – Equilíbrio térmico da câmara após da ignição.

III.7. Desenvolvimento de um programa para o balanço de massa e energia na Câmara de combustão

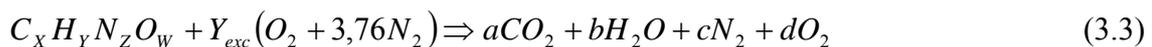
O programa “balanço de massa e energia” foi feito na linguagem de programação Borland-Delphi® 6.0 (Figura III.13) e está dividido em três colunas principais, os quadros em branco representam os valores a serem inseridos e os quadros em azul representam os resultados obtidos. Na primeira coluna inseri-se a composição volumétrica média do gás natural, no caso a fornecida pela Petrobrás (Tabela III.4). Esses dados são utilizados para calcular a composição química média do combustível para ser empregada no balanço de massa. A formulação média segue o padrão $C_XH_YN_ZO_W$, que para o caso do combustível utilizado fica: $C_{1,119}H_{4,189}N_{0,024}O_{0,013}$.

Através dessa composição o programa calcula a equação de combustão global estequiométrica, conforme a reação (3.1). Para o caso da composição média utilizada para o gás natural, o resultado do balanço de elementos químicos (C, H, N e O) fornece a equação de combustão global (3.2).



Onde $Y_{Estq} = 2,16$ é a relação ar/combustível estequiométrica.

Na seqüência o programa calcula a equação de combustão com excesso de ar, conforme a reação global (3.3). Para isso é preciso a informação da porcentagem volumétrica de O_2 em base seca medida e da vazão de combustível, que foi sempre próxima a 1g/s nos ensaios.



Para que o balanço de elementos químicos tenha os mesmos números de equações e incógnitas, a equação (3.4) é incluída nesse balanço.

$$[\%O_2] = \left(\frac{d}{a + c + d} \right) \quad (3.4)$$

Comparando os resultados das reações (3.2) e (3.4), determina-se a razão de equivalência, $\phi = (Y_{Esteq}/Y_{exc})$. O programa ainda calcula a porcentagem volumétrica de água nos produtos de combustão e a vazão de ar que pode ser comparada com a medida pela placa de orifício e serve como referência para validar os cálculos.

Com a equação de combustão global e a composição dos gases de combustão determinada, o programa faz um balanço de energia na câmara utilizando a primeira lei da termodinâmica, equação (3.5).

$$N_{C_xH_yN_zO_w} \cdot PCI_{C_xH_yN_zO_w} = \sum_{p=1}^k N_p \Delta h_{S,P} \Big|_{298}^{T_2} + Q_L + Q_{H_2O} \quad (3.5)$$

Onde:

Q_L = calor total perdido pela parede da câmara de combustão.

$N_{C_xH_y}$ = número de moles do gás natural.

$PCI_{C_xH_y}$ = poder calorífico inferior do G.N.

$\sum_{p=1}^k N_p \Delta h_{S,P} \Big|_{298}^{T_2}$ = somatória de entalpias dos produtos de combustão.

N_p = número de moles dos produtos de combustão.

T_2 = temperatura atingida pelos produtos da combustão.

Q_{H_2O} = calor absorvido pela água de resfriamento.

m_{H_2O} = vazão mássica da água do sistema de resfriamento.

C_{P,H_2O} = calor específico da água.

T_s, T_e = temperaturas de saída e entrada da água de refrigeração, respectivamente.

Todos os termos apresentados na equação (3.5), com exceção do calor perdido por troca térmica através da parede da câmara, podem ser obtidos através dos resultados anteriores calculados pelo programa e informações do experimento. Desta forma, o calor perdido é a única incógnita do balanço de energia.

Form1

Composição Volumétrica do Gás Natural G.N
(Processado - Associado - Não Associado)

Ingressar Componentes (%)

Metano	C H4	88,27
Etano	C2H6	7,67
Propano	C3H8	1,55
I-Butano	C4H10	0,16
N-Butano	n-C4H10	0,29
I-Pentano	i-C5H12	0,08
N-Pentano	n-C5H12	0,065
Hexano	C6H14	0,075
Heptano	C7H16	0,01
Nitrogênio	N2	1,19
Dioxido Carbo.	CO2	0,64

Total %
(Verificar 100%)

INTEGRAR

FECHAR

Ingressar Produtos Comb.%
(Analisador de Gases-Base seca)

Oxigênio (O2)	9,40
PHI (Razao de Equivalencia)	0,578
Exceso de Ar :	1,729
Nitrogênio (N2)	83,916
Dióxido Carbono (CO2)	6,684
Total	100,00

Câmara de Combustão

Vazão mássica G.N (g/s)

Sistema de Resfriamento :

Vazão da Agua (kg/hora)

Temperatura Saída (K)

Temperatura Entra (K)

Chaminé

T. Produt. Combustão (K)

(Faixa de Operacao 700 K -1200 K)

Resultados Principais

Fórmula Molecular do G.N

C	H	N	O
1.119	4.189	0.024	0.013

Porcentagem Agua - Produtos

H2O (%)

Vazão mássica entrando na C.C.

Mar (g/s) :

[Quantidade de energia perdida por troca Térmica Através das paredes da C.C.](#)

Balanco de Energia

$Q_w = (n \cdot PCI) - (Sum(Ni \cdot hi)(298-T)) - (m \cdot h_{2o} \cdot Cp \cdot h_{2o} \cdot (T_s - T_{ent}))$

n = moles do GN , PCI = Poder Calorif. Inferior
Sum(Ni*hi) / (298-T gases) = Sumatoria Produt. Combust.
m h2o= vazao massica da agua, Ts = Temp.Saida
Tent = Temp. Entrada Qw = Energia Perdida

Qw (Kwatts) = - -

Qw (Kwatts) =

Figura III.13 – Programa “balanço de massa e energia na câmara de combustão”.

Para a condição $\phi=0,6$; $\alpha=70^\circ$; injetor de 7,1 mm.

Assim, o programa fornece com resultado final a razão de equivalência de uma determinada condição de operação e o balanço de energia da câmara, ou seja, a entalpia dos produtos de combustão, a quantidade de energia absorvida pela água e a quantidade de calor perdido por troca térmica através das paredes da câmara.

III.8. Modelo e programa para cálculo do número de “swirl”

A relação adimensional que caracteriza a intensidade do “swirler”, utilizada aqui para quantificar a intensidade da zona de recirculação, é dada pelo número de “swirl” S' , que corresponde à razão entre a componente axial do fluxo da quantidade de movimento angular e a componente axial do fluxo da quantidade de movimento linear. O modelo utilizado para cálculo do número de “swirl” é basicamente o apresentado por Wall (1987), com as considerações de coeficiente de bloqueio feitas em Muniz (1993) e em Couto et al. (1995). A Figura III.14 apresenta o esquema genérico de um “swirler” axial e os raios característicos.

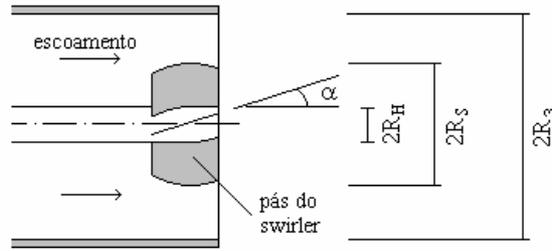


Figura III.14 – Esquema genérico de um “swirler” axial.

O número de “swirl” pode ser definido baseando-se na distribuição de velocidade no próprio “swirler” (Wall, 1987), que, para o caso onde apenas o escoamento secundário externo passa pelo “swirler” (ar de combustão) pode ser escrito como (Couto et al., 1995):

$$S' = \frac{S_s'}{(1 + Mr)} \quad , \quad (3.6)$$

onde S_s' é o número de “swirl” do escoamento secundário e Mr a razão entre as componentes axiais dos fluxos da quantidade de movimento linear dos escoamentos primário interno (jato de combustível gasoso) e secundário externo (ar de combustão). S_s' e Mr podem ser calculados como:

$$S_s' = \frac{G_\phi}{(R_3 - R_H)G_x'} \quad , \quad (3.7)$$

$$Mr = \frac{(\rho / m^2)_s \cdot (m^2 / \rho)_p \cdot (R_3^2 - R_H^2)}{R_I^2} \quad , \quad (3.8)$$

sendo ρ a massa específica, m a vazão mássica, R_I o raio do orifício do injetor de combustível e os subscritos p e s são referentes aos escoamentos primário e secundário, respectivamente. A razão entre as componentes axiais do fluxo da quantidade de movimento angular e fluxo da quantidade de movimento linear é dada por:

$$\frac{G_\phi}{G_x'} = \frac{2 \cdot (CB) \cdot \tan g(\alpha) \cdot (R_s^3 - R_H^3)}{3 \cdot (R_3^2 - R_H^2)} \quad , \quad (3.9)$$

onde α é ângulo entre pás do “swirler” e CB é o coeficiente de bloqueio devido à espessura finita das pás direcionais. O cálculo do coeficiente de bloqueio foi feito seguindo a metodologia apresentada por Couto et al. (1995), que considera a situação de pás direcionais com espessura finita e a influência do número de Reynolds como pequena. Assim, o coeficiente de bloqueio depende apenas das dimensões geométricas das pás direcionais na seção reta perpendicular ao eixo do duto, sendo verificado que:

$$CB = \frac{1}{(1-\sigma)} \quad , \quad (3.10)$$

onde σ é o fator de bloqueio dado por:

$$\sigma = \frac{(A_S - A_{ef})}{(A_{3a} - A_S)} \quad , \quad (3.11)$$

sendo: A_{3a} a área anular entre o “swirler” e a parede do tubo, A_S a área da coroa circular do swirler e A_{ef} a área efetiva de escoamento no próprio “swirler”, que é determinada geometricamente por:

$$A_{ef} = Z.(R_S - R_H).(K - 2T).cos \alpha \quad , \quad (3.12)$$

onde K é dado por:

$$K = \cos(\pi / 2.Z).[R_S . \sin(\pi / Z) + R_H . \tan(\pi / Z)] \quad , \quad (3.13)$$

sendo Z o número de pás do swirler e T a espessura das mesmas. As dimensões geométricas do “swirler” são: $R_3 = R_S = 77,5\text{mm}$, $R_H = 20\text{mm}$, $R_1 = 4\text{mm}$, 5mm e $7,1\text{mm}$ (dependendo do número de Reynolds desejado para o jato de gás natural, α entre 0 e 70°, $Z = 8$ e $T = 1,5\text{mm}$). Como para o queimador utilizado $R_S = R_3$, os ensaios foram realizados na condição de máximo bloqueio para um determinado ângulo de inclinação α .

Para se obter o número de “swirl” a partir de uma dada condição experimental, foi desenvolvido um programa computacional em linguagem Delphi®, que incorpora o modelo descrito.

Para realização dos cálculos, o programa precisa as seguintes informações: geometria do “swirler”, diâmetro do bico injetor, propriedades do ar de combustão e do combustível. O programa permite resultados para gás natural e para GLP; apesar desse último não ter sido utilizado como combustível principal.

O programa consta de 4 janelas; a primeira exhibe a fotografia do bancada experimental onde foram realizadas as experiências (Figura III.15). A segunda janela calcula as vazões mássicas baseada nos dados das placas de orifício e as propriedades do ar e do combustível. Essa janela é dividida em duas colunas, uma onde se insere os dados das placas e as condições ambientais e a segunda onde se exibem os resultados (Figura III.16). Na terceira janela realiza-se o cálculo do número de “swirl”, a partir dos resultados de vazão e propriedades dos fluidos obtidos na segunda janela e dos dados informados sobre a geometria do “swirler” de o diâmetro do orifício de injeção do combustível (Figura III.17). Por último, na quarta janela, é feita uma extrapolação de resultados variando-se o diâmetro do orifício de injeção e o ângulo entre as pás do “swirler” (Figura III.18), gerando curvas de tendências.

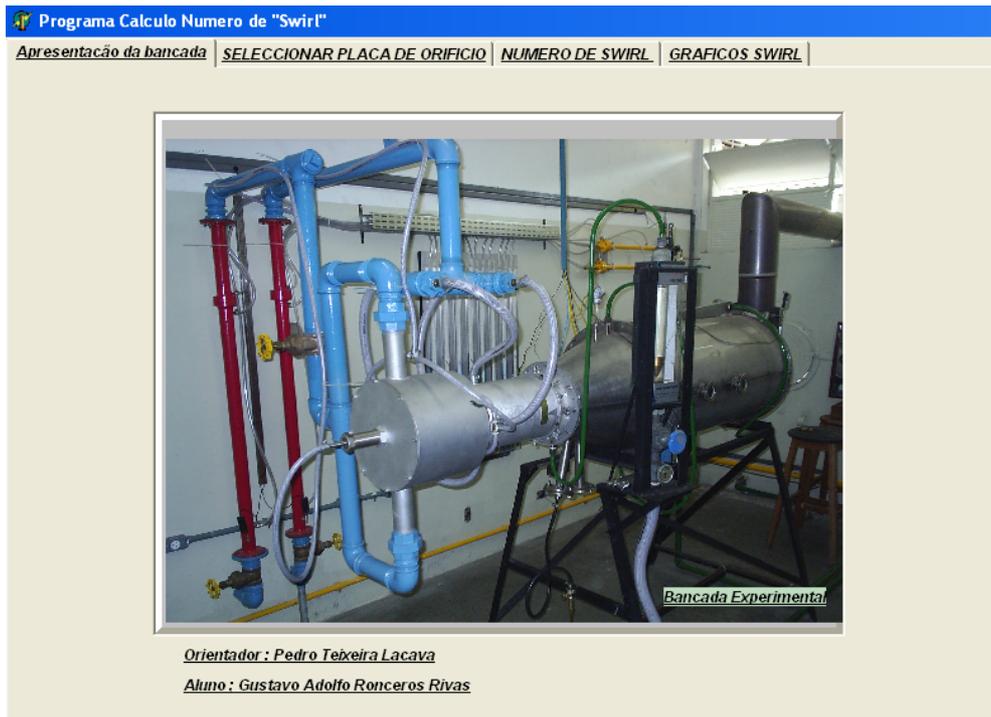


Figura III.15 – Janela de apresentação do programa Cálculo do Número de “Swirl”.

Programa Calculo Numero de "Swirl"

Apresentação da bancada | SELECIONAR PLACA DE ORIFICIO | NUMERO DE SWIRL | GRAFICOS SWIRL

Tipo_Tubo_AR

DIAMETROS MENORES

DIAMETROS MAIORES

Tipo_Tubo_Gas_Natural

DIAMETROS MENORES

DIAMETROS MAIORES

Tipo_Tubo_GLP

DIAMETROS MENORES

DIAMETROS MAIORES

INGRESSAR DADOS DA PLACA:

	AR	COMBU
Dia_Placa [mm]	26,06	7
Dia_Tubo [mm]	47,4	22
[mmH2O] Lim_Sup_D	524	530
Lim_Inf_D	398	399
[mmHg] Lim_Sup_P1	554	599
Lim_Inf_P1	547	541
Temperatura1 [°C]	34	20

Condições Ambientais:

Pressão_Atm [mBar]	955,1
Temp_Base_Seca [°C]	17
Temp_Base_Umi [°C]	16
O2_Medido [%]	0,5

RESULTADOS PRINCIPAIS:

DENSIDADE [Kg/m3]	AR_1: 1.08670	COMBUST_1: 0.76218	COMBUST: 0.3182	VISCOSIDADE [Ns/m2]	0.000019007	COE_EXPANSAO	0.99596
BETA	0.5498	DEL_PRES[mmH2O]	126	PRESSAO1[mmHg]	7		
DEL_PRES[mmH2O]	131	ALPHA	1.1143	PHI	0.897444		

VAZAO AR/COMBUSTIVEL:

AR_OXID [g/s]	17.6780209	ALPHA	1.1143
COMBUST [g/s]	1.040649	PHI	0.897444

RESULTADOS SECUNDARIOS:

Umidade_Vap_AR	0.0109	X_V	0.0172
Pm_AR_Um [g/gmo]	28.7764	A_F_TEO_Um_g_g	15.2453
O2_BS_PR [%]	2.3023	O2_BS_Umida [%]	1.9809
O2_REAL [%]	0.4505		

AR TABELA DE ITERACOES

Itera	Vazao	Velocid	Reynolds	C_E_calcul	
<input checked="" type="checkbox"/>	5	0.0176780	9.2188373	24983.6794239	0.642725449

COMBUSTIVEL TABELA DE ITERACOES

Itera	Vazao	Velocid	Reynolds	C_E_calcul	
<input checked="" type="checkbox"/>	100	0.0010406	3.5917858	5795.3411278	0.615020599

Figura III.16 – Segunda janela do programa.

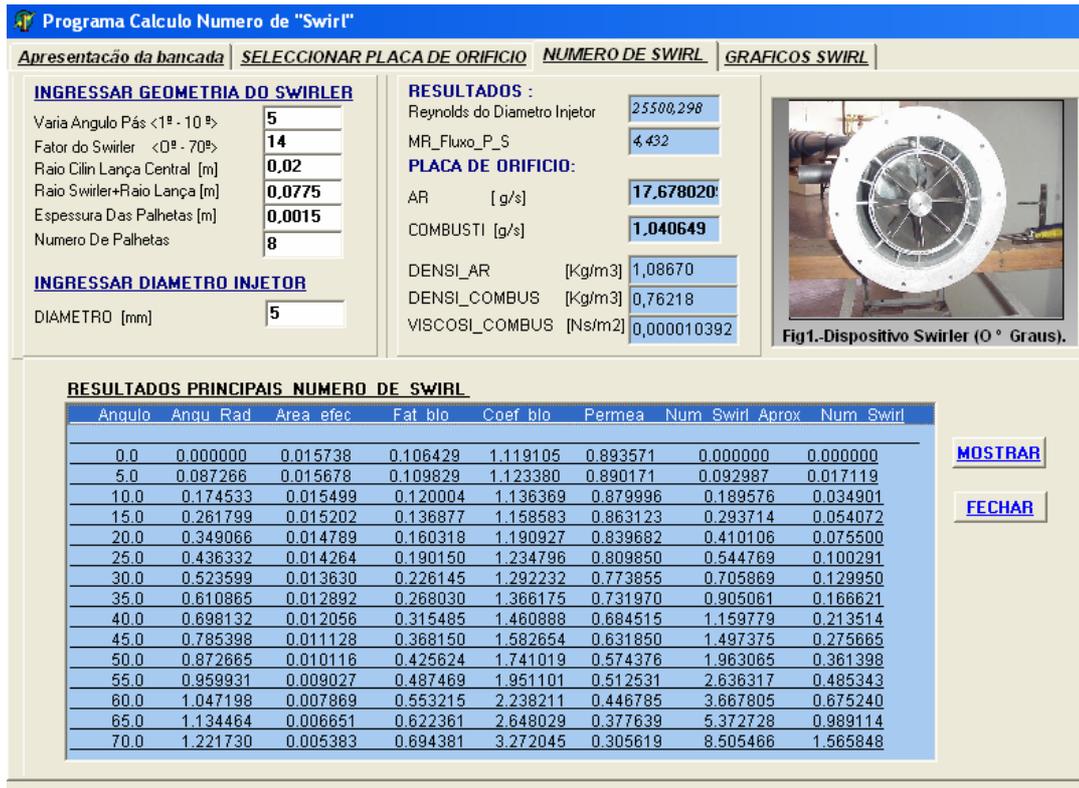


Figura III.17 – Terceira janela do programa.

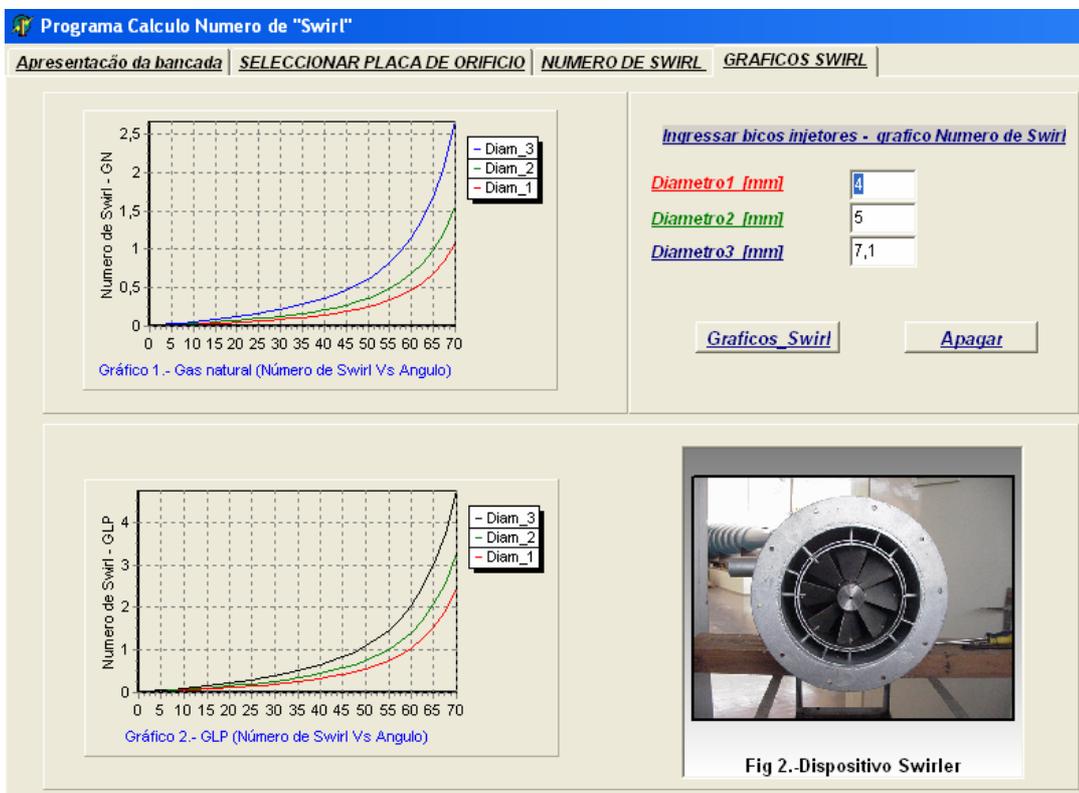


Figura III.18 – Quarta e última janela do programa.

CAPÍTULO IV.RESULTADOS E DISCUSÕES

O presente capítulo tem como objetivo principal comentar e descrever os resultados obtidos nos ensaios. Estes resultados são apresentados na forma de gráficos e tabelas para uma melhor compreensão do comportamento dos parâmetros envolvidos no processo da combustão do gás natural. Os ensaios foram executados com a finalidade de observar e determinar como os parâmetros principais, ou seja, o ângulo das pás do “swirler”, a razão de equivalência e o número de Reynolds influenciam o processo de queima, e conseqüentemente, a emissão de poluentes, basicamente CO e NO.

IV.1. Limites de operação e estabelecimento das condições de ensaio

Antes de definir qual seriam as condições de ensaio, procurou-se determinar os limites operacionais do queimador, ou seja, mantendo-se a vazão de gás natural em 1g/s, verifica-se qual é o intervalo de vazão de ar que é possível conduzir os experimentos.

A máxima vazão de ar foi limitada pela capacidade de fornecimento do soprador, que é por volta de 27g/s e que nesse limite propicia uma combustão pobre com razão de equivalência próxima a 0,6. O limite para o mínimo de ar foi determinado reduzindo-se a vazão de ar da máxima fornecida pelo soprador até a percepção visual da ocorrência de “blowout”; isso para diversas combinações de diâmetro do orifício de injeção do gás e ângulo do “swirler”.

Os ensaios foram repetidos três vezes para cada condição e os resultados dos limites operacionais e de “blowout” são apresentados em gráficos de número de “swirl”, razão de equivalência e vazão mássica de ar em função do ângulo das pás do “swirler”. Os conjuntos de figuras IV.1 a IV.3, IV.4 a IV.6 e IV.7 a IV.9 apresentam os resultados desses ensaios para os diâmetros de orifício 4mm, 5mm e 7,1mm, respectivamente.

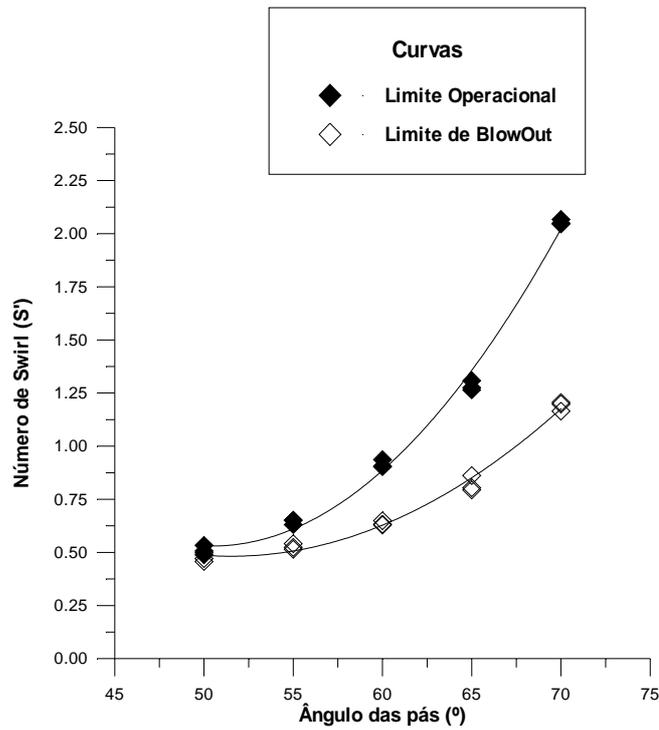


Figura IV.1 – Limite operacional, numero de “swirl” em função do ângulo das pás para o bico de 4 mm.

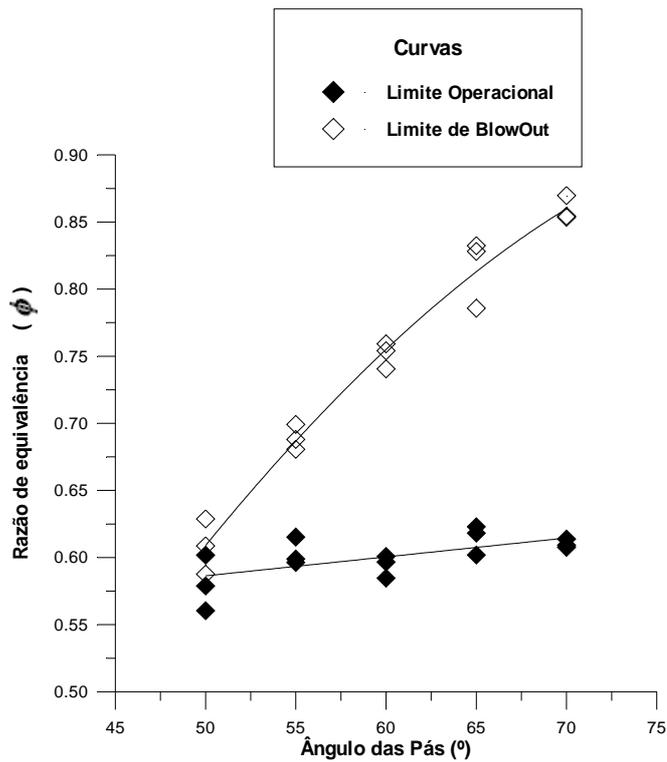


Figura IV.2 – Limite operacional, razão de equivalência em função do ângulo das pás para o bico de 4mm.

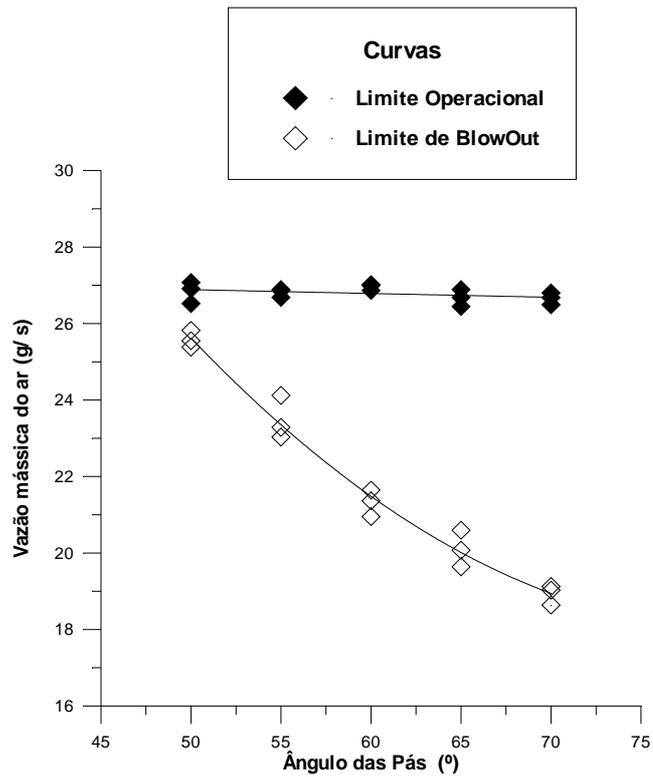


Figura IV.3 – Limite operacional, vazão mássica do ar em função do ângulo das pás para o bico de 4mm.

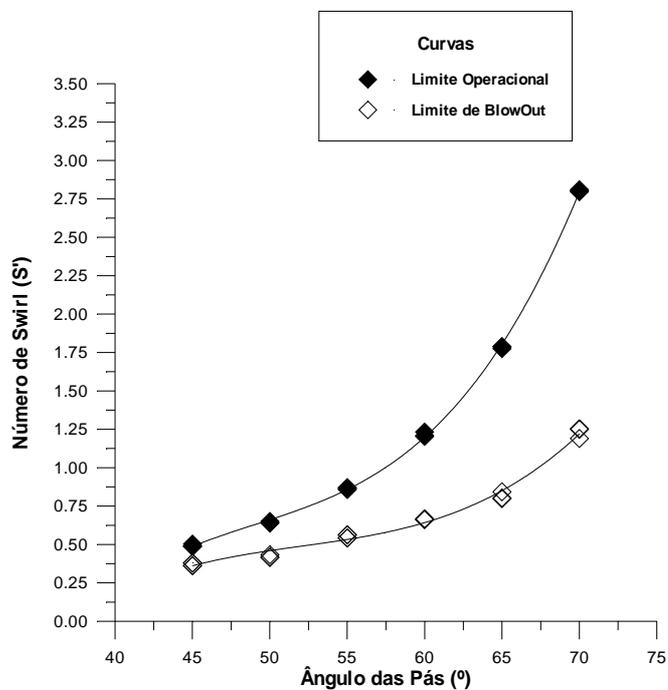


Figura IV.4 – Limite operacional, número de “swirl” em função do ângulo das pás para o bico de 5mm.

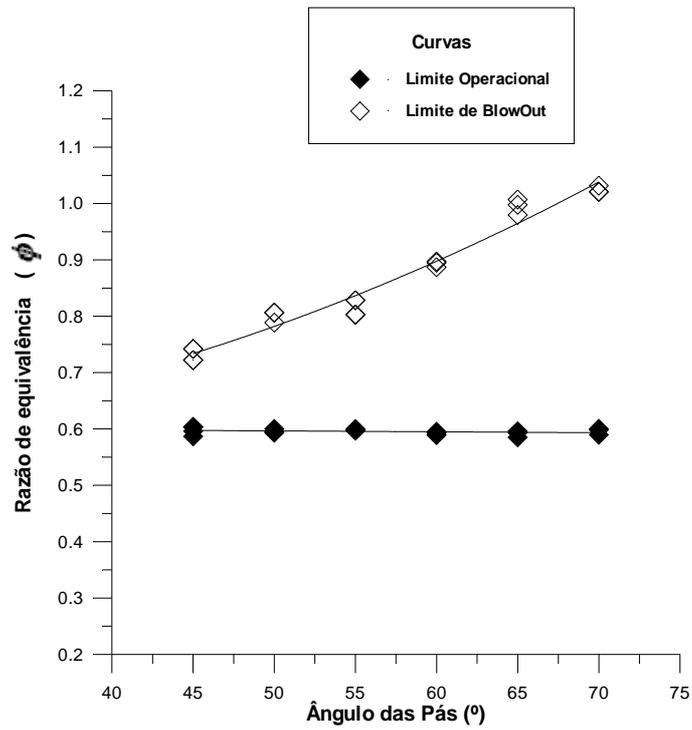


Figura IV.5 – Limite operacional, razão de equivalência em função do ângulo das pás para o bico de 5 mm.

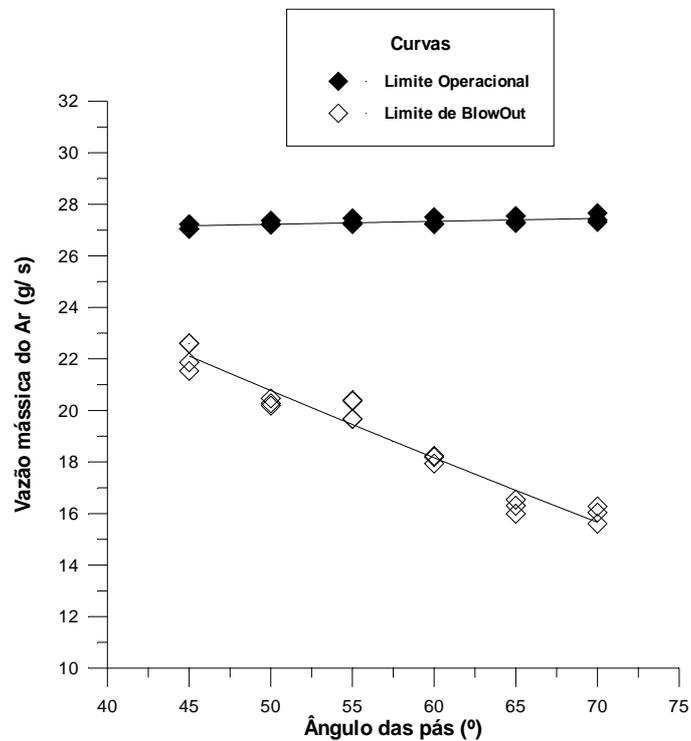


Figura IV.6 – Limite operacional, vazão do ar em função do ângulo das pás para o bico de 5 mm.

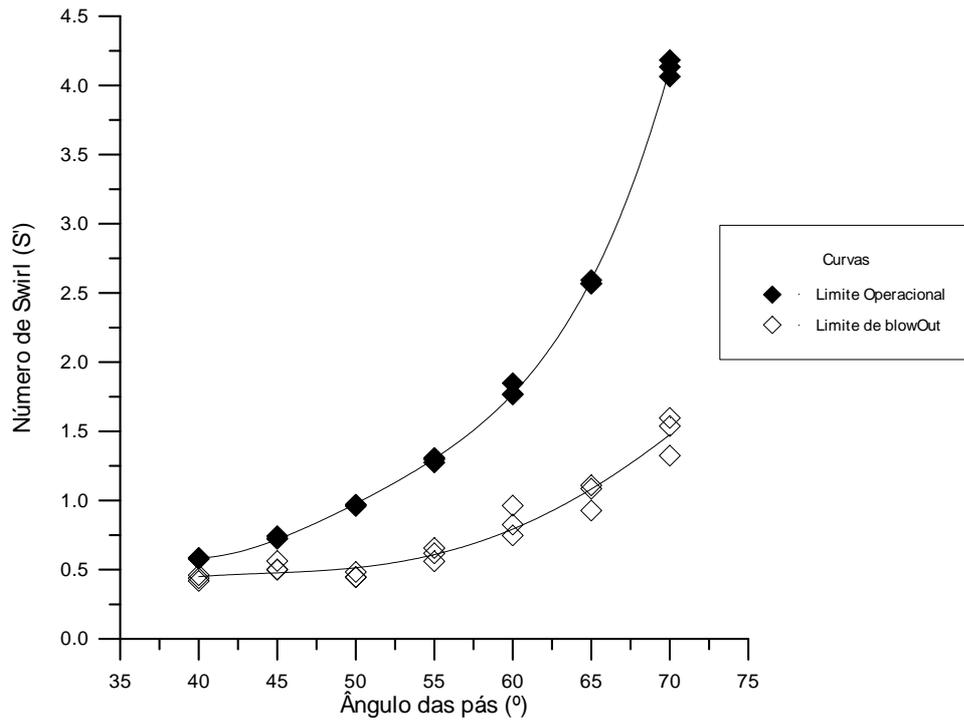


Figura IV.7 – Limite Operacional, número de “swirl” em função do ângulo das pás para o bico de 7,1 mm.

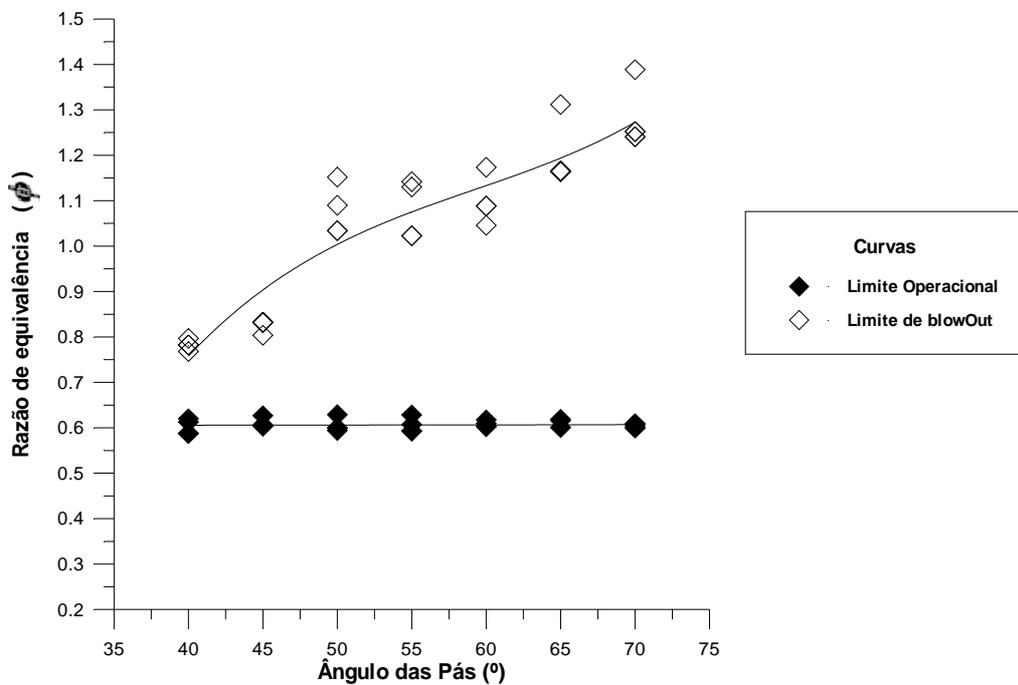


Figura IV.8 – Limite operacional, razão de equivalência em função do ângulo das pás para o bico de 7,1 mm.

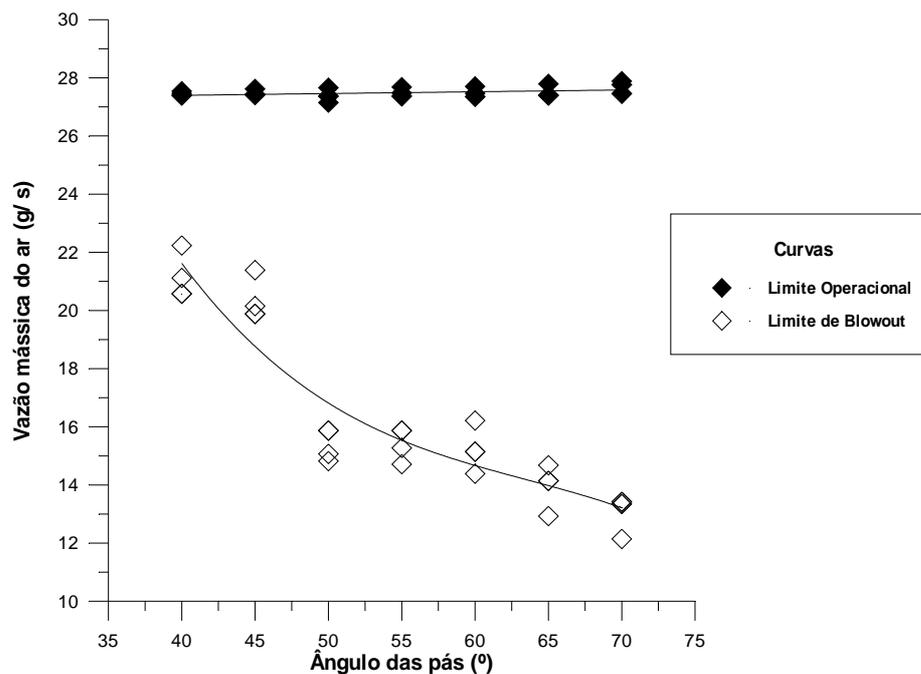


Figura IV.9 – Limite operacional, vazão mássica do ar em função do ângulo das pás para o bico de 7,1 mm.

As Figuras anteriores mostram que há uma dificuldade de repetição experimental do ponto de “blowout”, principalmente para o bico injetor de 7,1mm de diâmetro. Nesta situação em particular, em razão da menor velocidade do jato de combustível, o estágio anterior ao instante de “blowout”, ou seja, a chama descolada do injetor (“lifted” na língua inglesa) deu-se em um intervalo muito extenso de vazão de ar, onde ocorreram sucessões de apagamento e re-ignição da chama, confundindo o instante do corte de alimentação de combustível onde se imaginava ser o instante de “blowout”. Contudo os resultados são suficientes para se determinar qual o mínimo de ar suficiente para não se aproximar de uma situação de “blowout”.

É importante informar que os números de Reynolds médio dos jatos para os orifícios de 4mm, 5mm e 7,1mm foram, 30.449, 24.978, 18.435, respectivamente, ou seja, para qualquer condição a chama pode ser considerada turbulenta, já que a faixa de transição para os hidrocarbonetos gasosos está entre os números de Reynolds 9.000 e 10.000 (Borman e Ragland, 1998).

Analisando os resultados, nota-se que, com o aumento do ângulo do “swirler”, conseqüentemente com o aumento do número de “swirl”, a quantidade mínima de ar necessária para não ocorrência de “blowout” diminui (a razão de equivalência aumenta). Por exemplo, para o injetor de 4mm de diâmetro e o “swirler” a 70°, a vazão mínima de

ar para não ocorrência de “blowout” é em torno de 19g/s (razão de equivalência próxima a 0,85 e número de “swirl” próximo a 1,2). Se o ângulo for deslocado para 50°, o mínimo de ar necessário será 25,5g/s (razão de equivalência próxima a 0,60 e número de “swirl” próximo a 0,5), limitando a combustão para uma situação extremamente pobre. Esse comportamento pode ser observado qualitativamente para os outros dois diâmetros de orifício de injeção do combustível.

Esse resultado indica que a intensidade da zona de recirculação depende mais fortemente do ângulo das pás do “swirler” do que do ar, o que quer dizer que necessariamente precisa-se compensar a redução do ângulo com um grande aumento da vazão de ar. Contudo, isto pode levar a uma razão de equivalência teórica extremamente baixa e chamas nessa condição são mais suscetíveis às instabilidades de combustão. Bradley et al. (1998) relatou que nas chamas de metano e ar com “swirl” e razão de equivalência superior a 0,6 permanecem estáveis; contudo, abaixo desse valor surgem instabilidades acústicas de baixa frequência. Zonas de recirculação de gases quentes nas proximidades do queimador são essenciais para ignição da mistura reagente e estabilização da chama. Para baixas razões de equivalência, o surgimento de tensões ou estiramentos no escoamento elimina essa estrutura e as chamas passam a ser instáveis (Bradley et al.,1998). Lieuwen et al.(1998) e Lieuwen e Zinn (1998), através de simulações com equacionamento de reator homogêneo em condição de combustão pobre, indicaram que perturbações na razão de equivalência, devido à debilidade de mistura entre os reagentes, possuem um papel importante no mecanismo que leva a geração de instabilidades. Os resultados experimentais de Lovett e Abuaf (1992) mostraram que chamas ancoradas por “swirlers” são menos suscetíveis às instabilidades do que chamas estabilizadas por outros tipos de ancoradores. Assim, o desenvolvimento do escoamento, influenciado pela geometria do queimador, tem um aspecto fundamental na geração de instabilidades. No presente caso, como a vazão de ar foi limitada pela capacidade de alimentação do soprador, não se ultrapassou a razão de equivalência 0,6 e até esse ponto não se observou instabilidades de combustão, o que não quer dizer que para razões de equivalência menores isso não possa acontecer.

Voltando aos resultados apresentados, nota-se que o limite “blowout” não depende apenas do número de “swirl” S' , mas também do número de Reynolds do jato de gás. As Figuras IV.1 a IV.9 mostraram que a redução Reynolds do jato permite operações com ângulo de “swirl” menor. Apesar disso, as Figuras IV.1, IV.4 e IV.7 mostram que independente do número de Reynolds do jato, o valor de S mínimo para

permanência da chama é aproximadamente 0,5. Assim, pode-se concluir que a combinação entre o ângulo das pás e a vazão de ar não deve gerar um número “swirl” inferior a 0,5.

Outra observação é que a medida que o número Reynolds aumenta, a curva de razão de equivalência limite se desloca para valores inferiores. Por exemplo, segundo as Figuras IV.2 e IV.5, para o orifício de 5mm de diâmetro, $Re = 24.978$, a razão de equivalência limite para o ângulo de 55° está próxima a 0,8; enquanto que para o orifício de 4mm, $Re = 30.449$, para o mesmo ângulo, a razão de equivalência limite está próxima a 0,68. A medida que o jato de combustível possui menor velocidade, o efeito da destruição da estrutura da zona de recirculação por este diminui, permitindo a combustão com quantidades mínimas de ar menores (maior razão de equivalência limite).

Com os resultados desses ensaios foi possível determinar os limites operacionais do experimento em função dos parâmetros que se pretendeu variar, número de Reynolds do jato, número de “swirl” e razão de equivalência. Assim, baseado nesses resultados e nos comentários dos parágrafos anteriores, escolheu-se as condições para realização dos demais ensaios para cada diâmetro de bico injetor, as Tabela IV.1, IV.2 e IV.3 resumem essas condições. Nota-se que para o bico com orifício de 7,1mm seriam possíveis ensaios em condições de combustão rica; contudo, essa seria uma situação de pouco interesse prático e não adotada em queimadores industriais, pois gera uma grande quantidade de poluentes de oxidação parcial (CO, hidrocarbonetos não queimados e fuligem). Assim, os ensaios ficaram limitados à região de combustão com excesso de ar, com razão de equivalência máxima de 0,9 quando foi possível.

Tabela IV.1 – Programação de Ensaios para o bico de 4 mm.

Ang. (α) / Raz.Eq. (ϕ)	0,60	0,65	0,70	0,75
70 °	x	x	x	x
65 °	x	x	x	x
60 °	x	x	x	
55 °	x			
50 °	x			

Tabela IV.2 – Programação de ensaios para o bico de 5 mm.

Ang. (α) / Raz.Eq (ϕ)	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90
70 °	x	x	x	x	x	x	x
65 °	x	x	x	x	x	x	x
60 °	x	x	x	x	x	x	
55 °	x	x	x	x			
50 °	x	x	x	x			
45 °	x	x	x				

Tabela IV.3 – Programação de ensaios para o bico 7,1 mm.

Ang. (α) / Raz.Eq (ϕ)	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90
70 °	x	x	x	x	x	x	x
65 °	x	x	x	x	x	x	x
60 °	x	x	x	x	x	x	x
55 °	x	x	x	x	x	x	x
50 °	x	x	x	x	x	x	x
45 °	x	x	x	x			
40 °	x						

IV.2. Resultado global dos ensaios

Os resultados obtidos diretamente dos ensaios ou calculados a partir desses foram organizados nas Tabelas IV.4 a IV.9. As seguintes grandezas são apresentadas nessas tabelas: razão de equivalência (ϕ), ângulo das pás do “swirler” (α), o resultado das análises dos gases de combustão (O_2 , CO e NO), temperatura dos dois primeiros termopares da câmara de combustão, temperatura na chaminé, temperatura da água de refrigeração na entrada e saída da camisa de refrigeração e resultados do balanço de energia. O desvio padrão e o erro das análises de gases também estão incluídos nas tabelas.

Como um dos parâmetros que se variou durante os experimentos foi a razão de equivalência, fez-se necessário corrigir os resultados das emissões de NO e CO para uma mesma base de comparação, que no caso foi para 7% de O_2 .

Os resultados mais importantes presentes nas tabela e que mereçam ser destacados e analisados serão apresentados na forma gráfica ainda no presente capítulo; contudo, ainda nesta seção serão feitos alguns comentários baseados nas tabelas de resultados.

Tabela IV.4 – Tabela de Resultados do bico injetor com 4mm de diâmetro, número de Reynolds 30.448.

(ϕ)	Alpha (α)	Número de Swirl (S')	O ₂ Médio (%)	Desvio Padrão O ₂	Erro O ₂ (0,1% vol).	CO Médio (ppm)	Desvio Padrão CO.	Erro CO (ppm)	NO Médio (ppm)	Desvio Padrão NO	Erro NO (ppm)
0,60	70	2,12	8,83	0,14	0,1	9,55	1,00	10	25,00	0,65	5
0,65	70	1,84	7,66	0,15	0,1	5,00	0,00	10	25,70	1,17	5
0,70	70	1,58	6,55	0,21	0,1	11,20	1,51	10	20,30	1,49	5
0,75	70	1,44	5,61	0,16	0,1	43,10	8,92	10	11,35	1,50	5
0,60	65	1,36	9,66	0,15	0,1	5,00	0,00	10	25,75	0,79	5
0,65	65	1,16	7,95	0,22	0,1	6,80	0,41	10	25,50	0,89	5
0,70	65	1,00	6,70	0,16	0,1	5,80	0,41	10	21,90	0,64	5
0,75	65	0,91	5,63	0,19	0,1	19,55	4,20	10	13,90	1,25	5
0,60	60	0,93	9,54	0,11	0,1	3,00	0,00	10	26,00	0,00	5
0,65	60	0,80	7,79	0,17	0,1	9,00	0,00	10	24,15	1,09	5
0,70	60	0,68	6,85	0,20	0,1	6,35	1,18	10	17,60	0,50	5
0,60	55	0,67	9,00	0,00	0,1	9,00	0,00	10	28,95	0,22	5
0,60	50	0,50	9,39	0,07	0,1	5,00	0,00	10	23,00	0,58	5

Tabela IV.5 – Outros resultados para o bico injetor com 4mm de diâmetro.

(ϕ)	Alpha (α)	CO (ppm) Corrigido 7% O ₂	NO (ppm) Corrigido 7% O ₂	Termopares Câmara Combustão		Chaminé Temp. Gases (°C)	Termopares Sistema de Resfriamento		Resultados do Balanço de Energia		
				T1 (°C)	T2 (°C)		T saída (°C)	T entrada (°C)	Q loss (kJ/s)	Q água (kJ/s)	Ental. Prod (kJ/s)
0,60	70	10,98	28,75	702	924	615	55	26	9,49	16,95	18,54
0,65	70	5,25	26,96	713	914	630	65	37	10,82	16,51	17,64
0,70	70	10,85	19,66	675	895	632	59	30	11,08	17,33	16,58
0,75	70	39,20	10,32	586	835	624	65	34	11,17	18,28	15,53
0,60	65	6,17	31,78	712	929	610	60	32	9,50	15,93	19,55
0,65	65	7,30	27,36	701	916	629	68	40	10,41	16,60	17,96
0,70	65	5,68	21,43	681	902	636	61	31	10,88	17,27	16,84
0,75	65	17,81	12,66	624	854	630	65	34	11,27	17,99	15,72
0,60	60	3,67	31,76	716	931	621	56	29	9,27	15,93	19,77
0,65	60	9,54	25,59	662	912	636	50	22	10,34	16,66	17,98
0,70	60	6,28	17,41	622	873	630	63	33	10,82	17,35	16,80
0,60	55	10,50	33,78	716	938	636	53	25	9,22	16,25	19,51
0,60	50	6,03	27,72	774	923	615	62	35	10,14	15,51	19,33

Tabela IV.6 – Tabela de resultados para o bico injetor com 5mm de diâmetro, número de Reynolds 24.978.

(ϕ)	Alpha (α)	Número de Swirl (S')	O ₂ Médio (%)	Desvio Padrão O ₂	Erro O ₂ (% vol).	CO Médio (ppm)	Desvio Padrão CO	Erro CO (ppm)	NO Médio (ppm)	Desvio Padrão NO	Erro NO (ppm)
0,60	70	2,95	9,57	0,16	0,1	118,80	8,79	10	15,00	0,32	5
0,65	70	2,45	7,31	0,21	0,1	87,80	6,18	10	18,80	0,52	5
0,70	70	2,20	6,30	0,21	0,1	93,20	5,89	10	22,30	0,57	5
0,75	70	2,02	5,45	0,26	0,1	74,85	2,66	10	24,05	0,22	5
0,80	70	1,87	4,42	0,16	0,1	142,05	8,04	10	20,10	0,45	5
0,85	70	1,68	3,40	0,25	0,1	240,85	30,27	10	19,00	1,17	5
0,90	70	1,57	2,70	0,45	0,1	1119,25	221,25	44,77	12,15	0,37	5
0,60	65	1,86	9,40	0,11	0,1	43,25	3,39	10	19,45	0,89	5
0,65	65	1,55	7,39	0,18	0,1	47,90	0,64	10	22,00	0	5
0,70	65	1,39	6,27	0,16	0,1	58,75	1,45	10	26,65	0,49	5
0,75	65	1,28	5,56	0,16	0,1	54,15	1,76	10	25,50	0,83	5
0,80	65	1,18	4,38	0,14	0,1	103,40	7,23	10	22,50	1,36	5
0,85	65	1,06	3,38	0,24	0,1	159,45	9,54	10	21,45	0,51	5
0,90	65	0,99	2,62	0,37	0,1	781,75	117,77	31,27	13,05	1,54	5
0,60	60	1,27	9,46	0,17	0,1	23,80	3,00	10	23,15	0,67	5
0,65	60	1,08	7,50	0,17	0,1	36,90	0,91	10	27,95	1,19	5
0,70	60	0,95	6,72	0,13	0,1	34,25	1,21	10	27,40	0,75	5
0,75	60	0,87	5,62	0,19	0,1	34,65	2,28	10	29,00	0	5
0,80	60	0,80	4,61	0,21	0,1	65,75	5,84	10	25,65	0,49	5
0,85	60	0,73	3,41	0,44	0,1	139,60	22,25	10	20,45	1,00	5
0,60	55	0,91	9,60	0,15	0,1	13,15	0,49	10	25,95	0,22	5
0,65	55	0,78	7,52	0,11	0,1	31,82	1,07	10	30,18	0,53	5
0,70	55	0,68	6,93	0,16	0,1	32,60	0,68	10	28,70	0,47	5
0,75	55	0,63	5,83	0,18	0,1	29,30	0,47	10	30,65	1,18	5

Continuação da Tabela IV.6

(ϕ)	Alpha (α)	Número de Swirl (S')	O ₂ Médio (%)	Desvio Padrão O ₂	Erro O ₂ (0,1% vol).	CO Médio (ppm)	Desvio Padrão CO	Erro CO (ppm)	NO Médio (ppm)	Desvio Padrão NO	Erro NO (ppm)
0,60	50	0,68	9,68	0,11	0,1	12,05	1,15	10	26,70	0,47	5
0,65	50	0,58	7,42	0,12	0,1	24,05	2,06	10	33,20	1,15	5
0,70	50	0,51	6,95	0,26	0,1	28,35	1,46	10	29,00	0	5
0,75	50	0,47	5,51	0,26	0,1	41,30	5,68	10	24,95	0,89	5
0,60	45	0,52	10,19	0,49	0,1	107,55	16,11	10	8,25	0,55	5
0,65	45	0,45	8,08	0,15	0,1	74,85	2,01	10	7,80	0,52	5
0,70	45	0,39	6,92	0,19	0,1	148,25	12,51	10	6,00	0	5

Tabela IV.7 – Outros resultados para o bico injetor com 5mm de diâmetro.

(ϕ)	Alpha (α)	CO (ppm) Corrigido 7% O ₂	NO (ppm) Corrigido 7% O ₂	Termopares Câmara Combustão		Chaminé Temp.Gases (°C)	Termopares Sistema de Resfriamento		Resultados do Balanço de Energia		
				T1 (°C)	T2 (°C)		T saída (°C)	T entrada (°C)	Q loss (kJ/s)	Q água (kJ/s)	Ental. Prod (kJ/s)
0,60	70	145,45	18,37	807	824	558	56	27	11,08	16,34	17,55
0,65	70	89,79	19,23	842	816	610	58	28	11,03	17,27	16,68
0,70	70	88,76	21,24	796	817	639	57	27	10,95	17,47	16,56
0,75	70	67,37	21,65	792	838	656	69	38	10,90	17,82	16,26
0,80	70	119,91	16,97	718	824	663	56	26	11,79	17,56	15,63
0,85	70	191,53	15,11	623	833	677	50	19	11,71	17,99	15,27
0,90	70	856,26	9,30	464	733	676	65	33	11,65	18,54	14,78
0,60	65	52,17	23,46	828	821	577	58	29	10,37	16,63	17,99
0,65	65	49,25	22,62	860	806	618	63	33	10,78	17,20	17,00
0,70	65	55,84	25,33	807	811	637	60	30	10,77	17,73	16,48
0,75	65	49,08	23,11	792	833	656	69	38	10,66	17,96	16,36
0,80	65	87,07	18,95	734	824	661	60	29	11,47	17,96	15,54
0,85	65	126,66	17,04	635	836	675	53	22	11,78	17,99	15,21
0,90	65	595,30	9,94	473	756	684	66	34	11,46	18,60	14,92
0,60	60	28,87	28,09	839	812	580	59	31	10,37	16,41	18,19
0,65	60	38,27	28,99	839	794	620	54	25	10,84	16,95	17,18
0,70	60	33,58	26,86	818	811	637	61	31	10,63	17,44	16,90
0,75	60	31,54	26,40	782	849	661	70	40	10,47	17,94	16,57
0,80	60	56,16	21,91	710	829	660	61	30	11,57	17,70	15,71
0,85	60	111,08	16,27	597	826	675	58	27	11,76	17,99	15,22
0,60	55	16,14	31,85	839	804	587	61	33	10,07	16,28	18,62
0,65	55	33,05	31,34	853	802	624	58	29	10,72	16,94	17,32
0,70	55	32,43	28,55	793	815	642	60	30	10,34	17,41	17,23
0,75	55	27,04	28,27	732	861	663	70	40	10,74	17,44	16,80

Continuação da Tabela IV.7.

ϕ	Alpha (α)	CO (ppm) Corrigido 7% O ₂	NO (ppm) Corrigido 7% O ₂	Termopares Câmara Combustão		Chaminé Temp. Gases (°C)	Termopares Sistema de Resfriamento		Resultados do Balanço de Energia		
				T1 (°C)	T2 (°C)		T saída (°C)	T entrada (°C)	Q loss (kJ/s)	Q água (kJ/s)	Ental. Prod (kJ/s)
0,60	50	14,90	33,02	843	786	591	62	34	9,82	16,25	18,90
0,65	50	24,79	34,23	813	828	635	59	31	10,80	16,63	17,54
0,70	50	28,25	28,90	789	829	636	59	30	10,88	17,01	17,10
0,75	50	37,33	22,55	740	871	649	70	39	10,49	18,34	16,15
0,60	45	139,22	10,68	959	808	553	63	35	10,57	16,17	18,24
0,65	45	81,11	8,45	924	822	580	62	32	11,20	17,26	16,52
0,70	45	147,36	5,96	655	781	581	61	30	11,35	18,23	15,40

Tabela IV.8 – Tabela de resultados para o bico injetor com 7,1mm de diâmetro, Reynolds 18.435.

ϕ	Alpha (α)	Número de Swirl (S')	O ₂ Médio (%)	Desvio Padrão O ₂	Erro O ₂ (0,1% vol.)	CO Médio (ppm)	Desvio Padrão CO	Erro CO (ppm)	NO Médio (ppm)	Desvio Padrão NO	Erro NO (ppm)
0,60	70	4,18	9,40	0,14	0,1	4593,55	76,30	459,36	17,00	0	5
0,65	70	3,88	7,98	0,19	0,1	4104,50	126,30	410,45	19,60	0,82	5
0,70	70	3,49	6,40	0,22	0,1	3516,65	113,08	351,67	18,95	0,22	5
0,75	70	3,27	5,30	0,25	0,1	3350,45	338,73	335,05	21,60	0,88	5
0,80	70	3,00	4,05	0,24	0,1	2451,25	81,28	245,13	20,60	0,88	5
0,85	70	2,83	3,06	0,16	0,1	2197,55	86,03	219,76	23,00	0	5
0,90	70	2,54	1,95	0,27	0,1	3519,45	179,38	351,95	23,00	0	5
0,60	65	2,64	8,96	0,18	0,1	3929,80	64,57	392,98	18,05	0,22	5
0,65	65	2,45	7,57	0,20	0,1	3035,60	180,78	303,56	21,00	0	5
0,70	65	2,21	6,24	0,19	0,1	2361,75	61,92	236,18	20,70	0,57	5
0,75	65	2,07	5,35	0,22	0,1	2617,10	84,81	261,71	22,90	0,31	5
0,80	65	1,89	4,01	0,29	0,1	2071,15	132,94	207,12	22,70	0,47	5
0,85	65	1,79	3,21	0,30	0,1	1614,80	126,06	64,59	23,25	0,44	5
0,90	65	1,60	1,95	0,22	0,1	3164,10	247,19	316,41	23,00	0	5
0,60	60	1,80	8,68	0,13	0,1	2850,20	73,68	285,02	21,00	0	5
0,65	60	1,67	7,46	0,19	0,1	2015,85	70,54	201,59	21,80	0,41	5
0,70	60	1,50	6,22	0,17	0,1	1483,10	103,36	59,32	21,10	1,17	5
0,75	60	1,41	5,35	0,29	0,1	1383,10	54,33	55,32	23,00	0	5
0,80	60	1,29	4,16	0,23	0,1	1166,05	80,23	46,64	23,40	0,50	5
0,85	60	1,22	3,29	0,28	0,1	1186,70	86,43	47,47	26,75	0,55	5
0,90	60	1,09	1,87	0,32	0,1	2804,55	306,92	280,46	25,60	1,57	5

Continuação da Tabela IV.8.

(ϕ)	Alpha (α)	Número de Swirl (S')	O ₂ Médio (%)	Desvio Padrão O ₂	Erro O ₂ (0,1% vol).	CO Médio (ppm)	Desvio Padrão CO	Erro CO (ppm)	NO Médio (ppm)	Desvio Padrão NO	Erro NO (ppm)
0,60	55	1,29	8,67	0,16	0,1	1327,20	99,90	53,09	16,10	0,55	5
0,65	55	1,20	7,53	0,18	0,1	1158,45	128,67	46,34	18,55	0,51	5
0,70	55	1,08	6,19	0,23	0,1	902,70	29,72	36,11	21,65	0,99	5
0,75	55	1,01	5,30	0,22	0,1	973,75	28,30	38,95	24,00	0	5
0,80	55	0,93	4,07	0,23	0,1	873,15	58,73	34,93	27,25	0,79	5
0,85	55	0,88	3,25	0,22	0,1	1011,15	56,68	40,45	27,95	0,22	5
0,90	55	0,79	1,93	0,28	0,1	2407,90	180,06	240,79	26,95	0,22	5
0,60	50	0,96	8,57	0,14	0,1	994,00	51,40	39,76	17,35	0,59	5
0,65	50	0,90	7,46	0,17	0,1	919,85	39,24	36,79	19,35	0,49	5
0,70	50	0,80	5,87	0,32	0,1	688,30	68,59	27,53	23,50	0,69	5
0,75	50	0,76	5,43	0,21	0,1	639,25	33,01	25,57	25,15	1,04	5
0,80	50	0,69	4,18	0,20	0,1	597,50	22,46	23,90	28,00	0	5
0,85	50	0,65	3,27	0,20	0,1	853,74	59,90	34,15	28,00	0	5
0,90	50	0,59	1,91	0,24	0,1	2387,10	163,94	238,71	26,25	0,91	5
0,60	45	0,74	8,46	0,19	0,1	1125,80	44,06	45,03	18,60	0,50	5
0,65	45	0,67	7,68	0,15	0,1	1057,40	49,96	42,30	9,00	0	5
0,70	45	0,61	6,64	0,43	0,1	1264,30	157,84	50,57	11,45	2,63	5
0,75	45	0,58	6,18	0,73	0,1	1828,70	186,13	73,15	12,50	1,50	5
0,6	40	0,57	9,05	0,13	0,1	407,10	40,08	16,28	8,00	1,12	5

Tabela IV.9 – Outros resultados para o bico injetor com 7,1 mm de diâmetro.

ϕ	Alpha (α)	CO (ppm) Corrigido 7% O ₂	NO (ppm) Corrigido 7% O ₂	Termopares Câmara Combustão		Chaminé Temp.Gases (°C)	Termopares Sistema de Resfriamento		Resultados do Balanço de Energia		
				T1 (°C)	T2 (°C)		T saída (°C)	T entrada (°C)	Q loss (kJ/s)	Q água (kJ/s)	Ental. Prod (kJ/s)
0,60	70	5541,55	20,51	766	704	561	58	29	10,21	15,58	19,19
0,65	70	4413,44	21,08	775	686	626	50	21	10,40	16,69	17,89
0,70	70	3370,98	18,17	794	708	663	60	30	10,29	17,35	17,34
0,75	70	2986,71	19,26	768	706	692	67	37	10,92	16,92	17,14
0,80	70	2024,63	17,02	716	715	730	56	26	10,57	17,30	17,11
0,85	70	1714,92	17,95	691	716	753	63	34	11,26	16,77	16,94
0,90	70	2585,79	16,90	617	743	773	60	31	11,56	16,77	16,64
0,60	65	4567,64	20,98	787	677	600	60	33	11,06	15,70	18,22
0,65	65	3164,44	21,89	795	657	638	51	22	10,48	16,69	17,81
0,70	65	2240,14	19,63	797	702	669	65	35	10,34	17,27	17,37
0,75	65	2340,43	20,48	751	703	683	67	38	11,64	16,40	16,94
0,80	65	1706,66	18,71	698	711	727	57	28	10,76	17,21	17,01
0,85	65	1270,42	18,29	670	722	748	64	35	11,22	16,83	16,93
0,90	65	2325,32	16,90	589	761	776	61	32	11,21	17,04	16,73
0,60	60	3237,55	23,85	801	670	611	62	35	10,83	15,90	18,25
0,65	60	2084,34	22,54	792	689	633	52	22	10,28	17,18	17,51
0,70	60	1404,36	19,98	774	727	665	66	36	10,19	17,56	17,23
0,75	60	1236,88	20,57	703	744	679	68	39	11,41	16,75	16,82
0,80	60	969,11	19,45	661	720	726	59	39	10,45	17,41	17,11
0,85	60	938,10	21,15	661	723	732	64	34	10,97	17,41	16,59
0,90	60	2052,47	18,74	560	760	778	62	32	11,08	17,18	16,72

Continuação da Tabela IV.9.

ϕ	Alpha (α)	CO (ppm) Corrigido 7% O ₂	NO (ppm) Corrigido 7% O ₂	Termopares Câmara Combustão		Chaminé Temp.Gases (°C)	Termopares Sistema de Resfriamento		Resultados do Balanço de Energia		
				T1 (°C)	T2 (°C)		T saída (°C)	T entrada (°C)	Q loss (kJ/s)	Q água (kJ/s)	Ental. Prod (kJ/s)
0,60	55	1506,96	18,28	795	721	609	65	36	10,00	16,83	18,15
0,65	55	1203,58	19,27	775	709	631	54	24	10,04	17,41	17,52
0,70	55	853,33	20,45	741	725	666	67	37	10,53	17,21	17,24
0,75	55	868,04	21,39	670	719	688	69	40	11,12	16,83	17,02
0,80	55	722,04	22,53	624	725	729	59	30	10,83	17,04	17,11
0,85	55	797,53	22,05	577	733	749	64	34	10,57	17,41	16,99
0,90	55	1767,27	19,78	505	763	779	61	32	11,37	16,83	16,78
0,60	50	1119,55	19,54	779	692	613	65	36	10,22	16,60	18,16
0,65	50	950,75	20,00	752	682	636	54	25	10,34	17,04	17,60
0,70	50	636,68	21,74	695	725	691	67	37	9,92	17,41	17,65
0,75	50	574,79	22,61	614	737	704	69	40	10,84	16,54	17,59
0,80	50	497,33	23,31	569	750	729	59	30	10,94	16,83	17,20
0,85	50	674,13	22,11	561	762	746	64	34	10,62	17,41	16,94
0,90	50	1750,62	19,25	539	762	768	63	33	11,29	17,18	16,51
0,60	45	1256,87	20,77	794	677	610	65	36	10,21	16,83	17,94
0,65	45	1111,38	9,46	811	580	579	59	28	10,69	18,20	16,09
0,70	45	1232,60	11,16	808	583	611	68	37	10,79	18,14	16,05
0,75	45	1726,93	11,80	803	606	618	70	40	11,63	17,53	15,82
0,6	40	476,94	9,37	866	660	538	67	36	11,16	17,59	16,23

Analisando os resultados, pode-se concluir que o número de “swirl” calculado como apresentado no Capítulo III é um bom indicativo de quanto o escoamento ganha de quantidade de movimento na direção radial; contudo, sozinho não consegue expressar o comportamento da zona de recirculação formada a jusante do queimador. Para uma determinada geometria de “swirler”, o número de “swirl” dependerá da vazão de ar que passa pelas pás, velocidade de injeção do combustível e do ângulo das pás. Diversas combinações desses três parâmetros podem gerar o mesmo número de “swirl”; contudo, baseado nos resultados apresentados nas Tabelas IV.4 a IV.9, a zona de recirculação influenciará diferentemente a combustão dependendo de como for essa combinação. Para melhor entendimento, isso pode ser exemplificado comparado dois resultados para números de “swirl” próximos e mesma razão de equivalência na Tabela IV.10.

Tabela IV.10 – Comparação entre duas condições de número de “swirl” próximos.

ϕ	S'	α	Re	CO [ppm]	NO [ppm]	T_1 [°C]
0,60	1,27	60°	24.978	28,97	28,08	839
0,60	1,29	55°	18.435	1507	18,28	794

Nota-se que para uma mesma razão de equivalência (mesma vazão de ar), números de “swirl” próximos e ângulo e número de Reynolds do jato diferentes, os resultados das emissões de CO e NO e da temperatura próxima ao queimador não são os mesmos.

Outro resultado importante é que, fixando um determinado ângulo e aumentando a razão de equivalência, a temperatura medida nas proximidades do queimador (T_1) reduz. Isso indica que a diminuição da vazão de ar causa um enfraquecimento da zona de recirculação e a região maior taxa de liberação de energia pelas reações de combustão vai se distanciando das proximidades do queimador. Por outro lado, para razões de equivalência mais baixas (0,6 a 0,7), uma redução no número de “swirl” através da redução do ângulo causa pouca alteração na temperatura próxima ao queimador; provavelmente, em razão da vazão de ar ser suficientemente alta para criar uma estrutura de zona de recirculação capaz de manter uma maior parte da liberação de energia nas proximidades do queimador. Já para razões de equivalência maiores ou iguais a 0,8, a redução do ângulo das pás de uma maneira geral diminui a temperatura nas proximidades do queimador, indicando um enfraquecimento da zona de recirculação.

As Figuras IV.10, IV.11 e IV.12 apresentam o comportamento do número de “swirl” em função da razão de equivalência para diversos ângulos de pás e para os diâmetros de orifício 4mm, 5mm, 7,1mm, respectivamente.

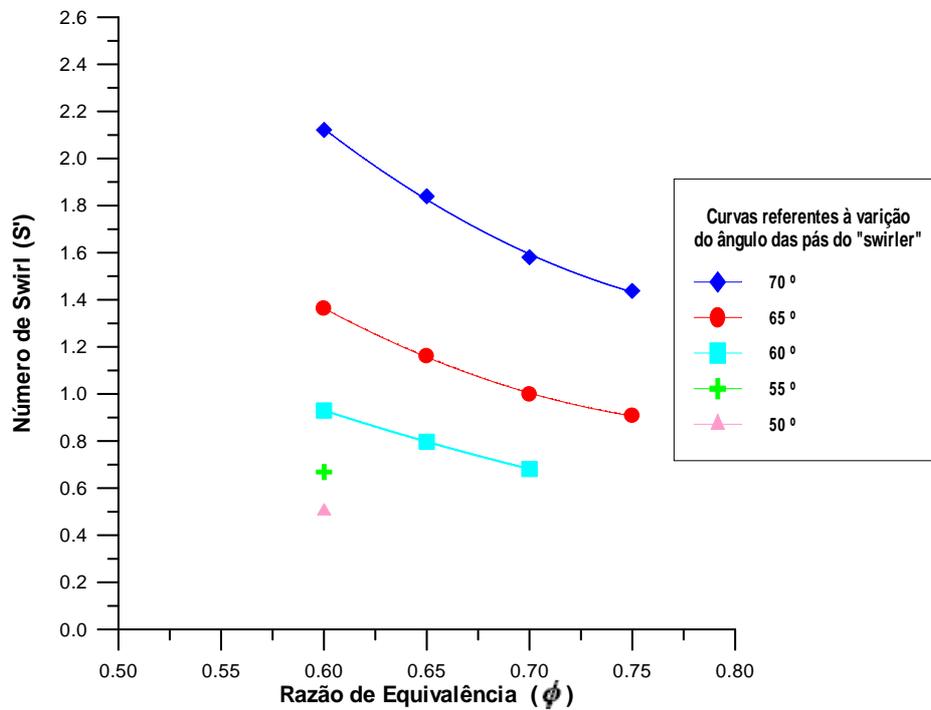


Figura IV.10 – Número de Swirl em função da razão de equivalência para o orifício de injeção de gás natural de 4mm de diâmetro.

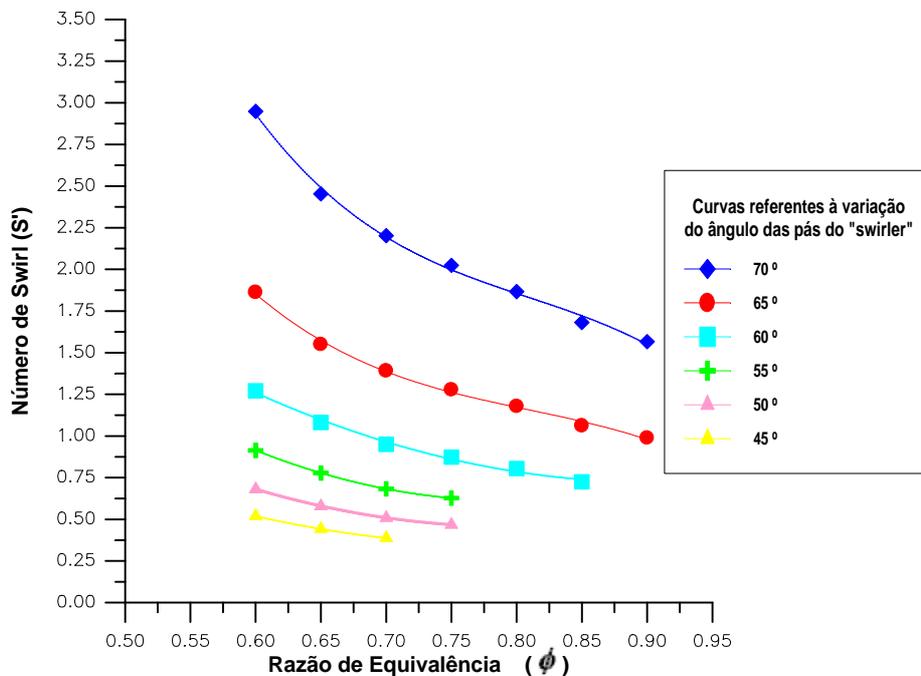


Figura IV.11 – Número de Swirl em função da razão de equivalência para o orifício de injeção de gás natural de 5mm de diâmetro.

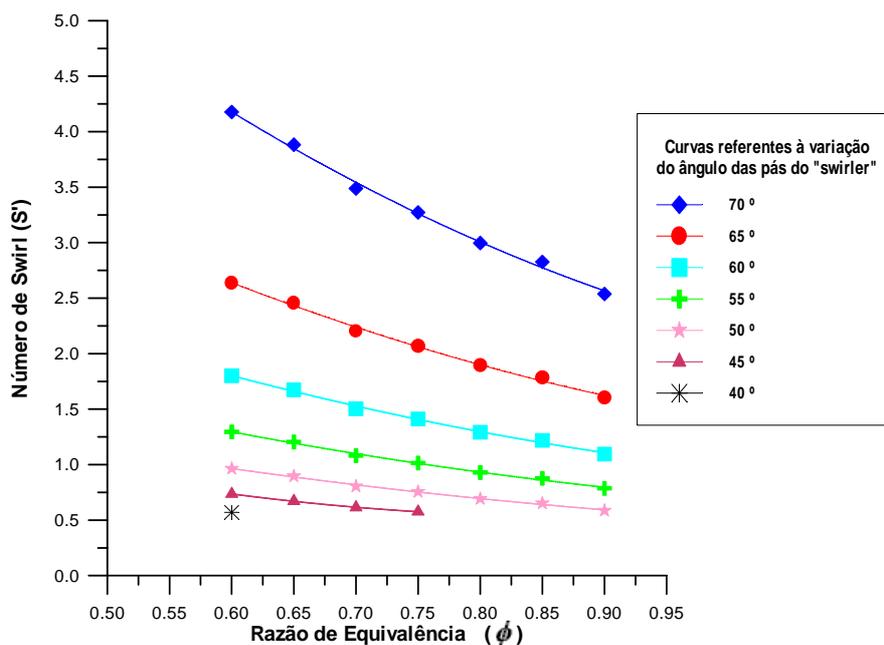


Figura IV.12 – Número de Swirl em função da razão de equivalência para o orifício de injeção de gás natural de 7,1mm de diâmetro.

Quanto aos resultados do balanço de energia apresentado nas Tabelas IV.5, IV.6 e IV.7 para os ensaios com os três diâmetros de bico injetor, de uma forma geral pode-se dizer que as alterações dos números de “swirl” e Reynolds pouco afetaram o balanço de energia. Conforme discutido no Capítulo III, a energia liberada pelas reações de combustão segue três caminhos: entalpia total dos gases de combustão, absorvida pela água de refrigeração e perdida na forma de calor trocado entre a câmara e o ambiente, já que esta não possui isolamento térmico. Como valores médios, os resultados apontaram que cerca de 38% da energia liberada deixa a câmara na forma de entalpia dos gases de combustão, 38% é absorvida pela água na forma de calor sensível e 24% é perdida por troca térmica com o ambiente. Essa distribuição altera sensivelmente com a razão de equivalência, pois há uma redução na entalpia total dos gases de combustão com o aumento da razão de equivalência, já que há uma diminuição da vazão dos gases de combustão. Em média pode-se dizer há uma redução de 3% da energia total liberada sobre a parcela da distribuição de energia que cabe a entalpia total dos gases de combustão quando se aumenta a razão de equivalência de 0,6 para 0,9.

Essa pouca influência das alterações nas condições de chama sobre o balanço de energia pode estar ligada ao fato do tempo de residência da câmara, que pode ser considerado como o tempo disponível para troca térmica do escoamento, é relativamente alto, da ordem de 3

segundos. Assim, do ponto de vista global do processo de transferência de calor, o tempo que os gases de combustão trocam calor com a superfície da câmara é suficientemente alto para que as possíveis mudanças nos processos de transferência de calor por radiação ou convecção na região de chama não sejam suficientes para alterar significativamente o balanço de energia.

IV.3. Emissões de CO e NO

As figuras IV.13, IV.14 e IV.15 apresentam as emissões de CO corrigidas para 7% de O₂ para os diâmetros de injeção de gás natural de 4mm, 5mm e 7,1mm, respectivamente.

Para o orifício de injeção de 4mm e razões de equivalência iguais ou inferiores a 0,7, os valores medidos são da ordem de grandeza da faixa de erro do analisador, ± 10 ppm, ou seja, as variações com a razão de equivalência ou com o número “swirl” até esse ponto ocorrem em torno de valores muito baixos de emissão de CO. Já para a razão de equivalência 0,75, a emissão de CO aumentou para 17,80 ppm para $S' = 0,91$ ($\alpha = 65^\circ$) e para 39,19 ppm para $S' = 1,44$ ($\alpha = 70^\circ$), que ainda assim podem ser considerados valores baixos se comparados com as emissões obtidas para os outros dois orifícios de injeção.

A despeito da presença da zona de recirculação formada a jusante, o bom resultado para baixas emissões de CO provavelmente está relacionado com o fato do número de Reynolds do jato de combustível ser elevado, $Re = 30.449$, o que intensifica o efeito de carregamento de ar na interface entre o jato de combustível e o oxidante, que na língua inglesa é conhecido como “air entrainment”. Esse efeito pode influenciar no aumento na taxa de mistura local entre os reagentes (Turns, 1996), acelerando as etapas físicas do processo de combustão, antecipando o início do mecanismo reacional de conversão do CO em CO₂.

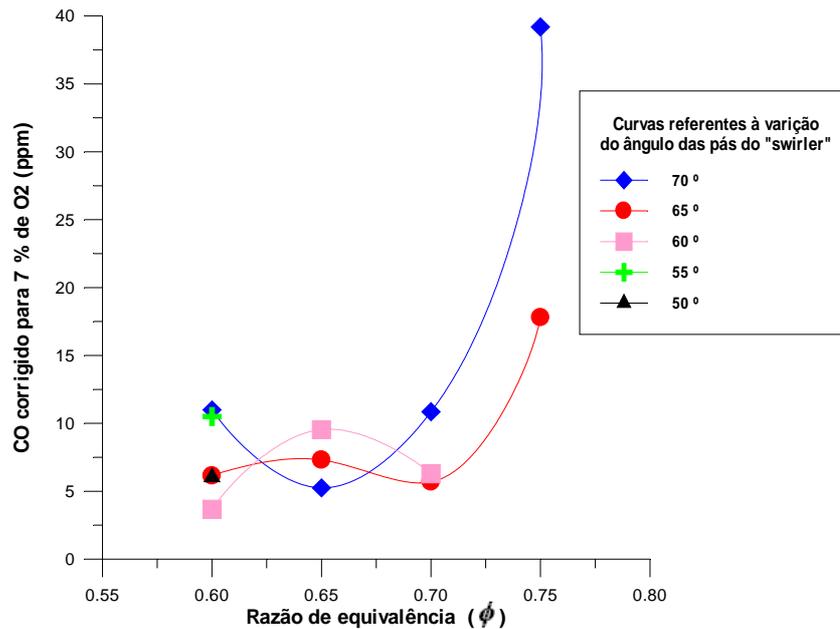


Figura IV.13 – Emissão de CO corrigida para 7% de O₂ em função da razão de equivalência e do ângulo das pás para o orifício injetor de 4mm de diâmetro.

Quando se diminuiu o número de Reynolds do jato de gás para 24.978 através da troca do orifício de injeção para o de 5mm de diâmetro, de uma forma geral as emissões de CO aumentaram consideravelmente em relação ao número de Reynolds 30.449. Para qualquer ângulo α a emissão de CO altera-se muito pouco entre as razões de equivalência 0,60 e 0,75. Após esse ponto há um aumento exponencial da emissão de CO até a razão de equivalência 0,9. Também é possível observar que, para qualquer razão de equivalência a intensificação da zona de recirculação através do aumento do ângulo das pás aumenta a emissão de CO.

A medida que o jato de gás evolui ao longo da câmara de combustão sua velocidade diminui e, possivelmente, parte do combustível é capturado pela estrutura da zona de recirculação. O aumento do número de "swirl" e a redução do número de Reynolds do jato podem levar há uma zona de recirculação com uma mistura e combustão rica, com elevada presença de CO e hidrocarbonetos não queimados. Como no presente experimento a parede da câmara é refrigerada, é possível que uma parte desse CO formado nessa zona de recirculação rica não seja convertido a CO₂, em razão de não encontrar condições adequadas de temperatura em alguns pontos da câmara. Conforme já discutido, em média, mais de 60% da energia liberada pela combustão é absorvida pela água de refrigeração ou perdida por troca térmica, já que não há isolamento térmico na câmara.

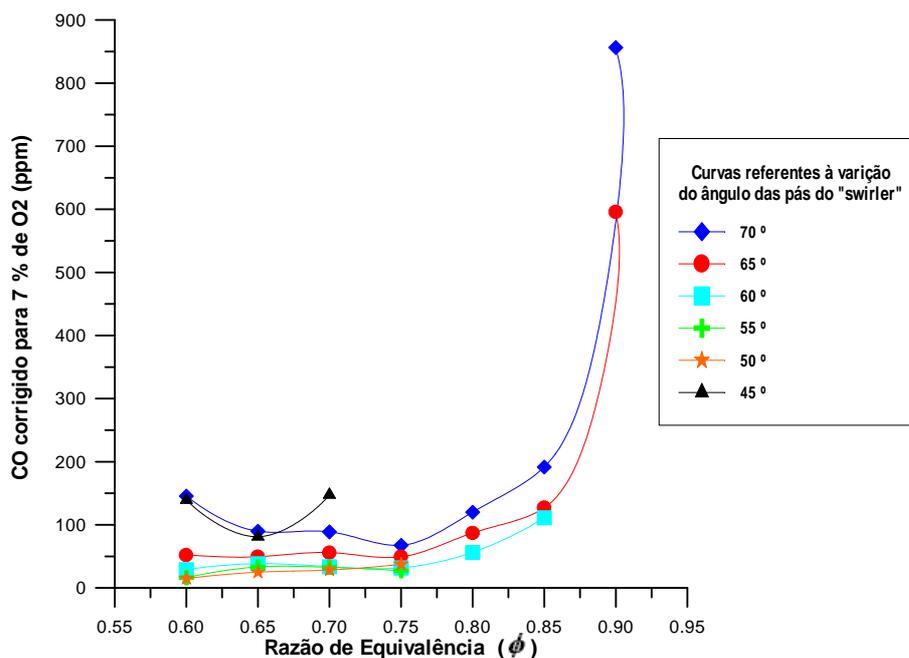


Figura IV.14 – Emissão de CO corrigida para 7% de O₂ em função da razão de equivalência e do ângulo das pás para o orifício injetor de 5mm de diâmetro.

Os comentários do parágrafo anterior são basicamente uma adaptação do que foi observado por Ballester e Dopazo (1994) para queima de combustíveis líquidos; neste caso, o spray é injetado diretamente na zona de recirculação, com as gotas mantendo-se concentradas ao longo do cone formado pelo spray. As gotas passam a serem aquecidas pela radiação proveniente da chama e das paredes da câmara, além de uma combinação de convecção e condução devido aos gases quentes retornados da chama que são carregados para zona de recirculação. Desta forma, as gotas evaporam e são desaceleradas ao longo de suas trajetórias a uma taxa que depende do tamanho da cada uma. Gotas de menores diâmetros tendem a seguir o escoamento reverso e evaporam quase instantaneamente, suprimindo as condições de ignição e ancorando a chama próxima ao queimador. Por outro lado, as gotas maiores possuem quantidade de movimento suficiente para atravessar o escoamento reverso e terão a vaporização completa a jusante da zona de recirculação. No entanto, parte da vaporização ocorre ainda nessa zona, resultando em uma região de alta geração de vapor e apenas uma limitada quantidade de oxigênio é suprida do escoamento de ar ao redor do spray, caracterizando uma região de combustão rica com alta concentração de hidrocarbonetos não queimados e CO. A medida que fortalece-se a região de recirculação, aumentando-se S' grande parte da vaporização das gotas é confinada nessa região (Barreiros et al., 1993).

Lacava et al. (2000) apresentou resultados experimentais sobre a influência do número de “swirl” nas emissões de NO e CO para combustão de 2,5g/s de óleo diesel e ar na razão de equivalência 0,77. Os resultados apontaram que variando o número de “swirl” entre 0,5 e 8 a emissão de CO nas proximidades do início da região de pós-chama aumentou linearmente de 0,01% para 0,25% em volume e base seca. Bizzo (1997) apresentou resultados para mistura combustível de 70% GLP (Gás Liquefeito de Petróleo) e 30% tolueno vaporizado queimado com ar e número de “swirl” variando entre 0,3 a 1,45. Para o excesso de ar normalizado de 19% ($\phi = 0,84$) a emissão de CO aumento com o também aumento do número de “swirl”, o que está condizente com os resultados aqui apresentados para gás natural. Por outro lado, para o excesso de ar de 42% ($\phi = 0,70$), números de “swirl” baixos, inferiores a 0,6 apresentaram um aumento na emissão de CO, provavelmente por estar se aproximando do uma condição de combustão instável com deficiência de mistura entre os oxidantes.

Assim, os resultados apresentados onde o aumento no número de “swirl” para uma determinada razão de equivalência também aumenta a emissão de CO, estão condizentes com os resultados de Ballester e Dopazo (1994), Barreiros et al.(1993), Lacava et al. (2000) e Bizzo (1997). Contudo, no presente trabalho ainda variou-se a razão de equivalência, o que praticamente não foi feito por esses autores citados, sendo que, nesse caso, dois parâmetros irão influenciar a emissão de CO, o número de “swirl” obviamente e a da disponibilidade de oxidante. Mantendo-se o ângulo das pás fixo; por exemplo, em 65°, a medida que se aumenta a razão de equivalência, há uma tendência de redução do número de “swirl”, conforme mostram as Figuras IV.10, IV.11 e IV.12, o que reduziria a emissão de CO segundo os comentários dos parágrafos anteriores. Mas, por outro lado também há uma redução da quantidade do oxidante no interior da câmara, dificultando o processo de mistura entre combustível e oxidante, tendendo a aumentar a emissão de CO. Aparentemente, para o bico de 5mm, esses efeitos se compensam e não há variação considerável entre as razões de equivalência 0,6 a 0,75, para os diversos ângulos ensaiados, conforme Figura IV.14. No entanto, a partir desse ponto a deficiência da mistura fica mais aparente em razão da diminuição da vazão de ar e a emissão de CO aumenta consideravelmente.

Diminuindo ainda mais o número de Reynolds do jato de gás natural, agora para 18.435, correspondente ao orifício de 7,1mm, os níveis de emissão de CO aumentam drasticamente, como apontado na Figura IV.15. Provavelmente três fatores contribuíram para isso: 1) para uma mesma razão de equivalência e ângulo das pás, o número de “swirl” aumenta com a redução do número de Reynolds do jato de gás; conforme já discutido, isso tende a aumentar a formação de CO; 2) o número de Reynolds mais baixo tende a diminuir o efeito de “air

entrainment”, diminuindo a taxa local de mistura entre os reagentes; 3) visualmente observou-se que para esse número de Reynolds a chama ficou mais susceptível aos efeitos convectivos em função da menor quantidade de movimento na direção axial do jato de combustível. Esse último fator citado acontece em razão da câmara ser montada horizontalmente e o escape de gases de combustão estar posicionado na parte superior da extremidade oposta à do queimador. Sendo assim, observou-se visualmente que as chamas com Reynolds mais baixo apresentaram uma inclinação em direção à parte superior da câmara e, na maioria dos casos a chama “tocava” a parede refrigerada, o que pode “congelar” o processo de conversão do CO em CO₂. É importante observar que o filtro de particulado saturava com uma frequência muito alta nos experimentos com esse número de Reynolds. Para os outros dois diâmetros de orifício essa situação não foi observada.

A Figura IV.15 ainda mostra que para o orifício de 7,1mm, razões de equivalência menores apresentam maiores emissões de CO, ao contrário do que se prevê na teoria. Dois pontos podem explicar isso. O primeiro é que as consequências dos efeitos convectivos são mais drásticas para a combustão com baixa razão de equivalência. Neste caso, em função das temperaturas atingidas na câmara de combustão serem mais baixas, a velocidade de conversão do CO é menor e a proximidade da chama com a parede fria interrompe esse processo com maior facilidade. O segundo ponto é o tempo de residência, que diminui com a redução da razão de equivalência, disponibilizando menos tempo para conversão do CO. Por exemplo, para $\alpha = 70^\circ$ e $\phi = 0,6$, o tempo de residência (calculado assumindo pressão atmosférica na câmara e como temperatura média a temperatura na saída dos gases) foi de 2,7 segundos, enquanto que para $\phi = 0,9$ foi de 3,2 segundos. Essa comparação é apenas qualitativa, pois as temperaturas no interior da câmara são maiores do que na saída e se realmente fosse feita uma integração o tempo de residência para essas duas situações será menor.

Para os outros dois números de Reynolds maiores, esses dois pontos já não são tão significativos, pois nesses casos o efeito convectivo tem menor influência e o menor tempo de residência é compensado com o aumento do efeito de “entrainment”.

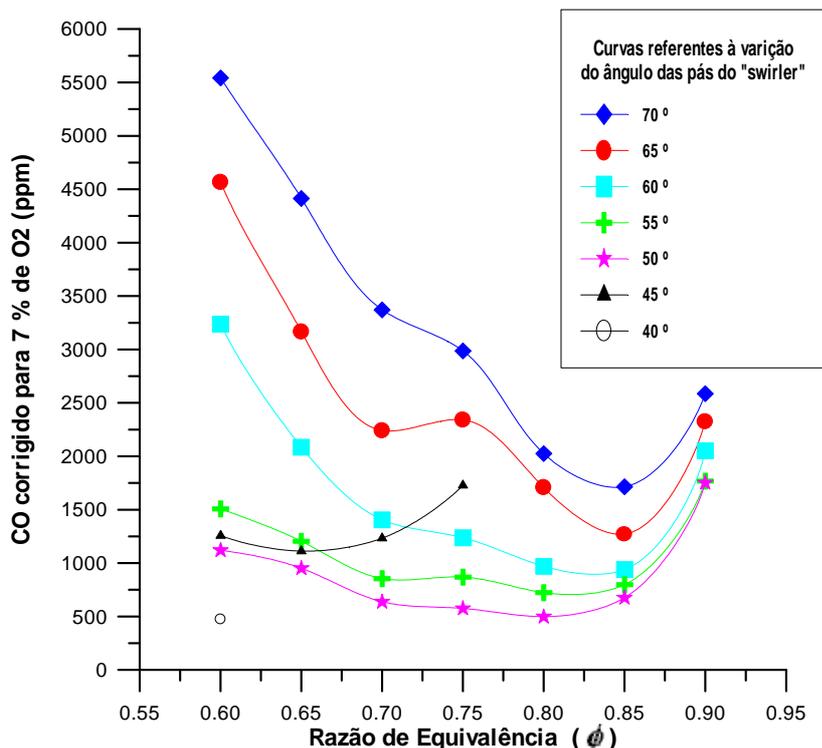


Figura IV.15 – Emissão de CO corrigida para 7% de O₂ em função da razão de equivalência e do ângulo das pás para o orifício injetor de 7,1mm de diâmetro.

As Figuras IV.16, IV.17 e IV.18 apresentam as emissões de NO em função da razão de equivalência para diferentes ângulos de pás e para os orifícios de injeção do gás combustível com diâmetro de 4mm, 5mm e 7,1mm, respectivamente.

De uma forma geral, o nível de emissão de NO foi relativamente baixo, nunca superior a 35 ppm corrigido para 7% de O₂. Esse comportamento está relacionado com o fato da câmara apresentar a parede refrigerada, onde cerca de 50% da energia teoricamente liberada pelas reações de combustão é transferida para água de refrigeração ou eliminada através de perdas associadas ao processo; assim, os níveis de temperatura atingidos são mais baixos do que o esperado para uma fornalha com paredes isolantes ou refratárias. Como o principal mecanismo de formação do NO é extremamente dependente de elevada temperatura (mecanismo Térmico) é previsto uma menor emissão desse poluente em dispositivos com paredes refrigeradas como o aqui estudado.

Nos níveis de NO obtidos, o erro do analisador é ± 5 ppm, o que muitas vezes foi da ordem da variação na emissão quando algum parâmetro foi modificado, dificultado em parte a análise dos resultados; contudo, pode-se afirmar que a alteração do número de Reynolds do

jato não modificou consideravelmente a ordem de grandeza da emissão de NO, contrário do que ocorreu com as emissões de CO.

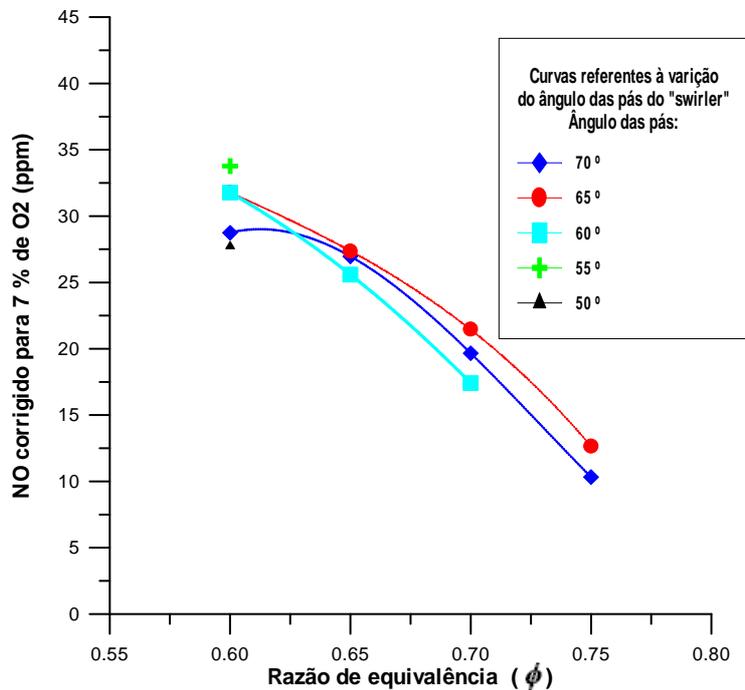


Figura IV.16 – Emissão de NO corrigida para 7% de O₂ em função da razão de equivalência e do ângulo das pás para o orifício injetor de 4mm de diâmetro.

Aparentemente os resultados para os orifícios de 4mm e 5mm mostram que o aumento da razão de equivalência diminui a emissão de NO. Um cálculo de equilíbrio químico ou de cinética química provavelmente apontaria um resultado contrário, o seja, reduzindo a quantidade de ar de uma situação de combustão pobre a emissão de NO aumentaria até um máximo próximo a 0,85. Contudo, é preciso levar em conta todos os efeitos da dinâmica do escoamento nas proximidades da zona de recirculação para realmente entender o que está acontecendo com emissão de NO.

Provavelmente essa tendência está atrelada com a observação feita na seção IV.2 de que a redução da vazão de ar enfraquece a estrutura da zona de recirculação e há uma dispersão da região de liberação de energia. A situação contrária a essa, ou seja, a concentração de liberação de energia é favorável á formação de NO, pois propicia regiões com maior temperatura. Por outro lado, a dispersão de liberação de energia evita a formação de regiões com picos de temperatura.

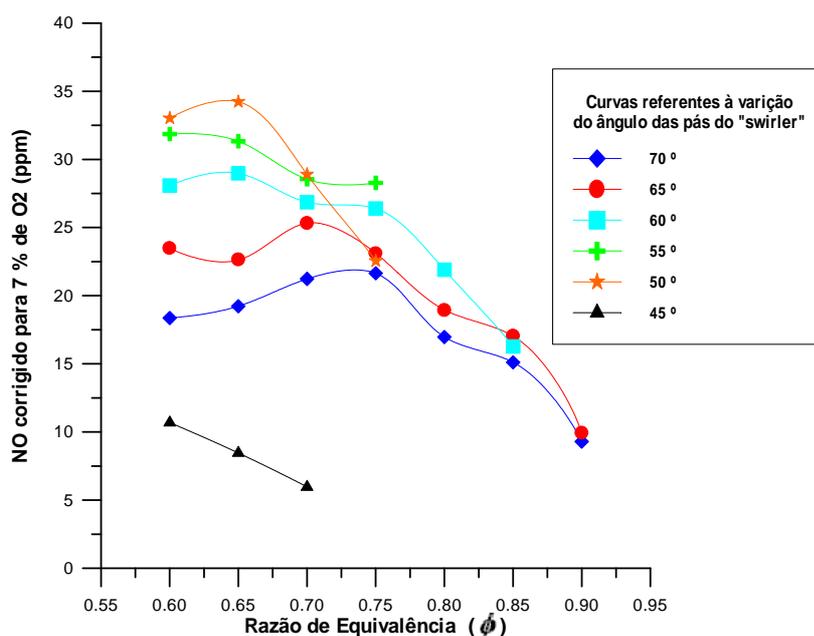


Figura IV.17 – Emissão de NO corrigida para 7% de O₂ em função da razão de equivalência e do ângulo das pás para o orifício injetor de 5mm de diâmetro.

Para os orifícios de 4mm e 7,1mm nota-se que as variações da emissão de NO com o ângulo das pás para uma determinada razão de equivalência estão praticamente dentro da faixa de erro do analisador e poucas avaliações podem ser feitas. Por outro lado, para orifício de 5mm observa-se que o aumento do número de “swirl” através do ajuste dos ângulos das pás reduz a emissão de NO. Por exemplo, para a razão de equivalência 0,6 a emissão de NO foi de $33,0 \pm 5$ ppm para $\alpha = 50^\circ$; já para $\alpha = 70^\circ$ a redução foi para $18,4 \pm 5$ ppm.

Essa redução da emissão de NO com o aumento do número de “swirl” segue a maioria das observações de outros autores disponíveis na literatura. Conforme já comentado, os experimentos conduzidos por Ballester e Dopazo (1994) e Barreiros et al. (1993) indicaram que o aumento do número de “swirl” origina uma zona de recirculação com condição rica de combustão, o que é desfavorável à formação de NO. Heap et al. (1972) relataram que para chama tipo jato de gás natural estabilizada por “swirler”, como as do presente trabalho, além do caráter rico da mistura na zona de recirculação, o aumento do número de “swirl” captura para essa região uma maior quantidade de gases queimados, que se diluem entre a mistura reagente e sofrem uma rápida redução de temperatura. Essa queda na temperatura dos gases de combustão pode “estancar” (“quenched” na língua inglesa) o desenvolvimento das reações

de formação de NO através do mecanismo térmico, que são mais lentas que as do mecanismo de oxidação do gás natural.

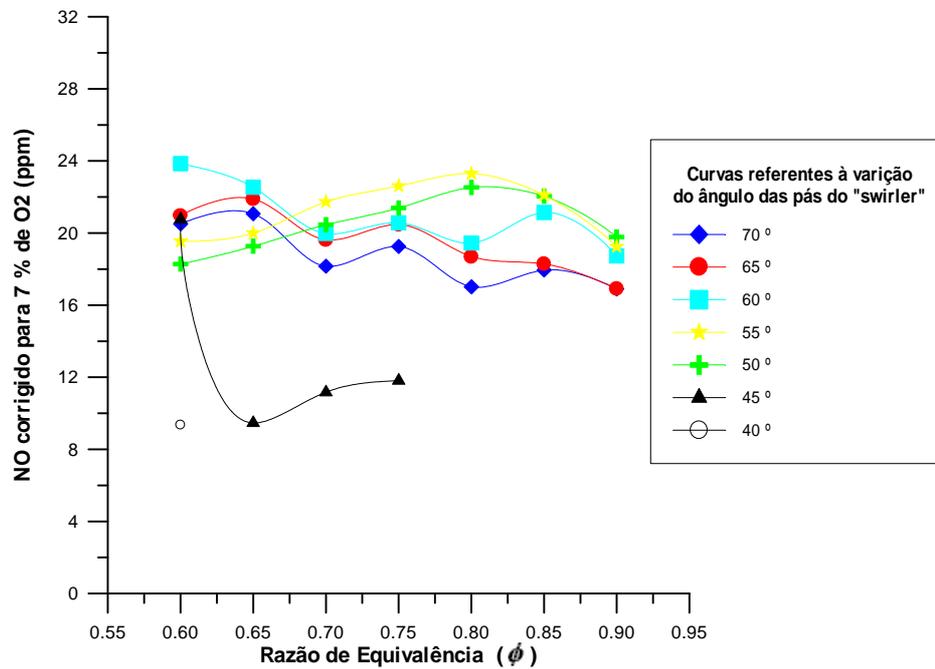


Figura IV.18 – Emissão de NO corrigida para 7% de O₂ em função da razão de equivalência e do ângulo das pás para o orifício injetor de 7,1mm de diâmetro.

Lacava et al. (2000) comparou as emissões de NO na região de chama e na saída de uma fornalha de parede refratada para combustão de diesel e ar em diferentes condições de número de “swirl” e chegaram a conclusão que a formação de NO pelo mecanismo “Prompt” não é desprezível e a presença de uma zona de recirculação abrigoando uma condição de combustão rica pode ser favorável para conversão do “NO Prompt” em N₂.

O mecanismo de formação do “NO Prompt” envolve radicais intermediários do mecanismo reacional de oxidação dos hidrocarbonetos. Em chamas de hidrocarbonetos em condições de combustão rica, considera-se que a principal fonte de NO é a fixação do nitrogênio atmosférico (N₂) por hidrocarbonetos fragmentados, em reações como (Syska, 1993):



O nitrogênio proveniente da reação (4.1) pode participar da reação rápida:



Contudo, os outros produtos, HCN e NH, serão parcialmente convertidos em N₂ em temperaturas acima de 1100°C. Ainda para o caso de chamas ricas, o NO pode ser convertido em N₂ através da reação intermediária (4.4), que converte o NO em HCN, sendo este último finalmente reduzido a N₂. Splithoff et al. (1996) também relataram para queima de carvão pulverizado, que o aumento da temperatura em regiões ricas acelera as taxas de decomposição dos compostos nitrogenados, diminuindo a emissão de NO. Assim, o fortalecimento da zona de recirculação cria uma condição de combustão predominantemente rica mas com alta concentração de liberação de energia, favorecendo a redução do NO formado na região de chama pelo mecanismo “Prompt”.



Além de Ballester e Dopazo (1994), Barreiros et al. (1993), Heap et al. (1972) e Lacava et al. (2000), outros autores revelaram a tendência de redução do NO com o aumento do número de “swirl”. Hill e Smoot (2000) baseados em resultados experimentais e simulações comentam que para queima de carvão pulverizado há uma redução acentuada da emissão de NO até o número de “swirl” próximo a três, depois a redução passa a ser muito pequena com o progressivo aumento do número de swirl. Resultado qualitativo também observado por Lacava et al. (2000) para queima de diesel e por Barreiros et al. (1993) para queima de óleo pesado. Hsieh et al. (1998) observaram a tendência de redução de NO_x com o aumento do número de “swirl” na queima de combustíveis gasosos em cinco fornalhas de diferentes escalas de potência entre 30kW e 12MW. Lacava et al. (2004), utilizando diesel ou GLP (Gás Liquefeito de Petróleo) como combustível auxiliar em um incinerador de resíduo líquido aquoso operando com chama enriquecida (oxidante cerca de 50% O₂ e 50% de N₂), também notaram a tendência de redução do NO com o aumento do número de “swirl”; contudo, essa redução foi bem mais acentuada para o combustível gasoso.

CAPÍTULO V. CONCLUSÕES E COMENTARIOS

O presente trabalho realizou uma investigação experimental de como o número de “swirl”, o número de Reynolds do jato de combustível e a razão de equivalência influenciam globalmente a combustão de um queimador de gás natural com chama ancorada por um “swirler”, confinada no interior de uma câmara de combustão não refratada e com refrigeração.

A montagem experimental foi totalmente desenvolvida para o presente trabalho e é basicamente constituída por: câmara de combustão refrigerada, queimador com “swirler” de bloco móvel para o ajuste do ângulo das pás, sistema de alimentação de gás natural, soprador de ar, sistemas de placas de orifício para medida de vazões, termopares para medidas de temperatura dos fluidos, sistema de refrigeração a água em circuito fechado e com torre de resfriamento, sistema de análise de gases e sistema de aquisição de dados. Tal montagem permitiu que fossem analisadas as influências dos parâmetros citados anteriormente no limite de estabilidade da chama, no balanço de energia global e nas emissões de CO e NO. As principais conclusões e observações são listadas a seguir.

- Com o aumento do número de “swirl” a quantidade de ar mínima para a não ocorrência de “blowout” diminui.
- A intensidade da zona de recirculação depende mais fortemente do ângulo do “swirler” do que da vazão de ar; assim, a redução do ângulo precisa ser compensada com uma vazão de ar elevada para manter uma zona de recirculação intensa, o que pode levar a combustão para um regime extremamente pobre e instável.
- Operações com número de Reynolds mais baixo permitem um ângulo de “swirler” menor; no entanto, os resultados apontam um limite mínimo de 0,5 para o número de “swirl” para que não ocorra “blowout”.
- O número de Reynolds menor permite operações com maior razão de equivalência. Desta forma, para operações onde se deseja fazer combustão estagiada para menores emissões de NO, onde inicialmente os reagentes estão em condição rica e posteriormente mais oxidante é adicionado para combustão pobre, recomenda-se um número de Reynolds do jato de gás natural por volta de 18.000 para que se possa atingir um regime de combustão rica na zona primária do queimador.

- O número de “swirl” calculado como apresentado no Capítulo III não consegue expressar uma condição de combustão única. Para uma mesma razão de equivalência, iguais números de “swirl” podem ser obtidos através da combinação entre a velocidade do jato de gás natural e o ângulo das pás do “swirler”; sendo que, mesmo com a igualdade do número de “swirl”, diferenças no processo de combustão foram notadas.
- Os números de “swirl” e Reynolds pouco afetaram o balanço de energia global, provavelmente em razão de o elevado tempo residência ser preponderante a qualquer alteração do processo de troca térmica.
- Para o número de Reynolds mais alto, $Re = 30.449$, a despeito da intensidade da zona de recirculação, a emissão de CO foi baixa, o que provavelmente está relacionada com o efeito de “air entrainment” no jato de gás.
- A medida que o número de Reynolds diminui, aumenta consideravelmente a emissão de CO e o aumento do número de “swirl” tende a agravar mais ainda a emissão desse poluente.
- De uma forma geral, os níveis de NO foram relativamente baixos, inferiores a 35ppm, provavelmente em razão de a câmara ser refrigerada e cerca de 60% da energia liberada ser absorvida pela água de refrigeração ou perdida por troca térmica.
- A variação do número de Reynolds não alterou significativamente a emissão de NO, apenas próximo a faixa de erro do analisador.
- O aumento do número de “swirl” reduziu a emissão de NO conforme observado por diversos outros autores citados. A intensificação da zona de recirculação cria uma região de combustão rica a jusante do queimador, desfavorável à formação de NO. Além disso, a recirculação de gases de combustão nessa região de combustão rica, faz com que a temperatura desses gases diminua e iniba a formação de NO. Somando-se a isso, a presença de radicais da combustão rica dos hidrocarbonetos pode reduzir o NO que por ventura se formou a N_2 .

Os resultados aqui apresentados e comentados são importantes para se entender um pouco melhor os queimadores de gás natural que utilizam “swirler” para ancorar a chama e ajudar a tomar decisão sobre as melhores situações de projeto. Contudo, o presente trabalho observou aspectos globais da combustão e não ampliou o estudo para detalhes da zona de recirculação. Desta forma, fica como recomendação para trabalhos futuros um estudo mais aprofundado sobre as interações entre a zona de recirculação e o jato de gás. Novos

dispositivos que estão sendo adquiridos para melhor a infra-estrutura de instrumentação dos experimentos do Laboratório Prof. Feng do ITA poderão ser utilizadas para esse fim, como o sistema de velocimetria por imagem de partículas (PIV, “particle image velocimetry” na língua inglesa) ou visualização do escoamento através de fumaça atravessando um plano laser.

Uma continuação natural do trabalho é utilizar a montagem experimental para combustão estagiada de gás natural, já que esse trabalho apresenta subsídios para isso e o queimador já foi projetado para esse fim, ou seja, permite a injeção secundária de ar ou gás natural adicional. Para combustão com injeção estagiada de ar, recomenda-se utilizar o injetor de gás com 7,1mm de diâmetro ($Re = 18.435$) e ângulo das pás em 70° , que permitem a combustão rica com razão de equivalência de até 1,3 e S' próximo a 1,5. Contudo, para combustão com razão de equivalência mais alta é necessário aumentar o diâmetro de injeção do gás para reduzir o número de Reynolds e isso também aumentará S' , fortalecendo a zona de combustão rica e desfavorável à formação de NO.

Para o caso da injeção estagiada de combustível, o presente trabalho mostrou que até o número de Reynolds 30.449 foi possível estabilizar a chama até a razão de equivalência 0,6, onde se atingiu o limite do soprador de ar. Para diminuir ainda mais a razão de equivalência seria necessária a troca para um soprador com maior capacidade; contudo, se a vazão de gás total (injetado na região de combustão pobre mais o injetado na região secundária) for mantida em 1g/s, então a quantidade de combustível injetado na região pobre irá diminuir, reduzindo a razão de equivalência e diminuindo o número de Reynolds.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALMEYDA, M.M. Coleção gás natural: aspectos gerais de segurança - o gás natural e o meio ambiente. S.L: COMPAGAS, 2001.

BALLESTER, J.M.; DOPAZO, C. Experimental study of the influence of atomization characteristic on combustion of heavy oil, **Combustion Science and Technology**, v. 103, p.235-263, 1994.

BARREIROS, A.; et al. Predictions of near burner region and mensuraments of NO_x and particulate emissions in heavy fuel oil spray flames, **Combustion and Flame**, v.92, p.231-240, 1993.

BASTOS NETTO, D.; CARVALHO Jr., J. A. Estabilização de chamas. Cachoeira Paulista: INPE, 1989. (Apostila).

BEER, J. M; CHIGIER, N. A. Combustion aerodynamics. New York: John Wiley and Sons, 1972.

BIZZO, W.A. Emissão de monóxido de carbono de hidrocarbonetos totais em câmara de incineração-efeito do número de rotação e composição do combustível, Tese de Doutorado, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 1997.

BLAUWENS, et al. Mechanism of "prompt" NO formation in hydrocarbon flames In: International Symposium of Combustion, 16th, 197?, Pittsburgh. **Proceedings...** Pittsburgh: Combustion Institute, 1977. p. 1055-1064.

BORMAN, G. L.; RAGLAND, K.W. Combustion engineering, McGraw-Hill, 1998.

BRADLEY, D.; et al. Premixed turbulent flame instability and NO formation in a lean – burn swirl burner. **Combustion and Flame**, v.115, p.515-38, 1998.

CARVALHO, J.; LACAVA P. Emissões em processos de combustão, Editora Unesp, 1.Ed. São Paulo-Brazil, 2003.

CHIGIER, N. Energy, Combustion and Environment. New York: McGraw– Hill, 1981.

COUTO, H. S ; et al. Geometrical parameters for flows across axial swirlers, Proceedings of the third Asian- Pacific International Symposium on combustion and energy utilization, Hong Kong, 11-15 December 1995, Vol. I, p.255-260, 1995.

DELMÈE, G. J. Manual de medição de vazão, São Paulo, Edgard Bluecher, 1987.

FENIMORE, C. P. Formation of nitric oxide in premixed hydrocarbon flames. Proc. of the Thirteenth International symposium on Combustion, p.373-80, 1971.

GLARBORG, P.; HADVIG, S. Development and test of a kinetic model for a natural gas combustion, Report of Nordic Gas Technology Center, 1993.

GLASSMAN, I. Combustion. 2. Ed. New York: Academic Press Inc., 1996.

GOUX, E.C. Fórum São Paulo a cidade mais poluída da América latina. Contaminação ambiental pelos veículos e motores online, Janeiro 2005.

Disponível em <<http://www.grupos.com.br/forum/contaminacaoveicular>>. Acessado em 21.12.2004.

HAAG, A. Coleção gás natural: o gás natural no Brasil e no mundo. S.L: COMPAGAS, 2001.

HAYHURST, A. N. and VINE, I. M. Nitric oxide formation from N₂ in flames: The importance of ‘‘Prompt’’ NO, **Progress in Energy and Combustion Science.**, v.6, p.35-51, 1980.

HEAP, M.P; et al. Emission of nitric oxide from large turbulent diffusion flames: International Symposium of Combustion, 13 th, 197?, Pittsburgh . **Proceedings...**

Pittsburgh: Combustion Institute, 1972. p. 883-95.

HILL, S.C; SMOOT, D.L. Modeling of nitrogen oxides formation and destruction in combustions systems, **Progress in Energy and Combustion Science.**, v.26, p. 417-58, 2000.

HSIEH, A.C; et al. Scaling laws for NO_x emission performance of burners and furnaces from 30 kW to 12 MW, **Combustion and Flame.**, v.114, p.54-80, 1998.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION ISO.5167:of fluid flow by means of pressure differential devices inserted in circular cross-section conduits running full, June 1998.

JAM. Folha de S. Paulo - O Estado de S. Paulo. Triplica a reserva de gás do Brasil online, Setembro 2003. Disponível em:

<<http://www.brasilnews.com.br/NewsNext.php3?CodNext=999&CodReg=8474>>.

Acessado em 10.09.2003.

KUO, KK; Principles of Combustion. John Wiley & Sons, 1986

LACAVA, P.T. Investigação experimental do enriquecimento do ar na incineração de resíduos aquosos, Tese de Doutorado, Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos, 2000.

LACAVA, P.T; et al. Increase on incineration capacity and NO_x control for air enrichment in the experimental simulation of aqueous residue incineration, **Combustion Science and Technology.**, v. 176, p.1117-1152, 2004.

LACAVA, P.T; et al. Influência do número de “swirl” na emissão de NO_x em uma fornalha de 110 kW queimando diesel, Congresso nacional de engenharia mecânica, Natal, Anais-Cd, área de combustão e motores de combustão interna, cód.: 8938, 2000.

LAWN, C. J.; GOODRIDGE, A. M. Matching the combustion equipment to the boiler.

In: LAWN, C. J.(Ed.) Principles of combustion engineering for boilers. New York:

Academic press, p.1-60, 1987.

LEFEBVRE, A.H. Gas Turbine Combustion. Bristol, P.A: Taylor & Francis, 1983.

LIEUWEN, T., ZINN, B.T. Theoretical investigation of combustion instability mechanisms in lean premixed gas turbines, AIAA 98-0641, 1998.

LIEUWEN, T.; et al. The role of unmixedness and chemical kinetics in driving combustion instabilities in lean premixed combustors, **Combustion Science and Technology.**, v. 135, p. 193-211, 1998.

LILLEY, D.G. Swirl flows in combustion: A Review. AIAA JOURNAL, 15(8): 1063-1078, 1977.

LOPES, S. L. Formação de poluentes em combustão de vapores amoniacais. Vitória, 1995. Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal do Espírito Santo.

LOVETT, J.A., ABUAF, N. ASME paper 92-GT-120, 1992.

LYONS, V. J. Fuel/air nonuniformity – effect on nitric oxide emissions. AIAA journal, v.20, n.5, p.660-5, 1982.

MUNIZ, W. F. Estudo de um retentor de chama do tipo vortical/axial com pás de ângulos variáveis, Dissertação de Mestrado em ciência espacial/combustão Inpe. São Jose dos Campos, 1993.

MUNIZ, W.F.; et al. “Flame Holding Performance of Axial Swirlers”, Proceedings of The 5th Asian- Pacific International Symposium on combustion And Energy, 2000.

OLIVEIRA MARTINS, C. M. Emissões de NOx e partículas de uma fornalha semi-industrial a fuel óleo, INETI Instituto Superior Técnico, Departamento de Engenharia Mecânica, Termodinâmica Aplicada, Março 2001.

PETROBRÁS. Composição de gás natural. Rio de Janeiro, Comunicação pessoal, 2001.

SCHLICHTING, H. Boundary Layer Theory. New York, NY, McGrawHill, 1979.

SPLITHOFF, H.; et al. Basic effects on NO_x emissions in air staging and reburning at a bench-scale test facility, **Fuel**, v.75, n.5, p.560-64, 1996.

SYRED, N.; BEER, J. M. Combustion in swirling flows: a review. **Combustion and Flame**, v.23, n.2, p.143-201, 1974.

SYRED, N.; et al. Flame stabilization in recirculation zones of jets with swirl In: International Symposium of Combustion, 13th, 1970, Pittsburgh. **Proceedings...** Pittsburgh: Combustion Institute, 1971. p. 617-24.

SYSKA, A. Low NO_x staged air recirculation burner undergoing field trials after excellent test performance. *Industrial heating*, v.60, p.40-3, 1993.

URNS, S.R. An introduction to combustion: Concepts and applications, McGraw-Hill, 1996.

WALL. The combustion of coal as pulverized fuel through swirl burners, in law, C. J. Ed, Principles of Combustion Engineering for Boilers, Academic Press, 197-335, and 1987.

WILLIAMS, F. A. Combustion theory, Addison-Wesley, Reading Mass.1976.

ZELDOVICH, Ya. B.; et al. Oxidation of nitrogen in combustion. transl. by M. shelef. Moscow-Leningrad: Academy of Sciences of USSR, Institute of Chemical physics, 1947.

FOLHA DE REGISTRO DO DOCUMENTO

1. CLASSIFICAÇÃO/TIPO TM	2. DATA 10 de maio de 2005	3. DOCUMENTO N° CTA/ITA-IEA/TM-003/2005	4. N° DE PÁGINAS 111
5. TÍTULO E SUBTÍTULO: Estudo experimental da influência da zona de recirculação na combustão de gás natural.			
6. AUTOR(ES): Gustavo Adolfo Ronceros Rivas			
7. INSTITUIÇÃO(ÕES)/ÓRGÃO(S) INTERNO(S)/DIVISÃO(ÕES): Instituto Tecnológico de Aeronáutica. Divisão de Engenharia Aeronáutica – ITA/IEA			
8. PALAVRAS-CHAVE SUGERIDAS PELO AUTOR: Emissão de poluentes, combustão, gás natural, zona de recirculação, “swirler”.			
9. PALAVRAS-CHAVE RESULTANTES DE INDEXAÇÃO: Combustão; Gás natural; Produtos da combustão; Poluição do ar; Distribuição de pressão; Dinâmica dos fluidos; Engenharia mecânica; Engenharia química			
10. APRESENTAÇÃO: X Nacional Internacional ITA, São José dos Campos, 2005 111 páginas			
11. RESUMO: O presente trabalho apresenta uma investigação experimental sobre a influência da presença de uma zona de recirculação interna (ZRI) no processo de combustão de gás natural. Basicamente os experimentos foram conduzidos para verificar a influência da ZRI no limite de “blow out”, balanço de energia e emissões de CO e NO. Um queimador com configuração especial foi projetado para permitir mudanças na intensidade da ZRI e os experimentos foram conduzidos em uma câmara de combustão horizontal refrigerada e de escala laboratorial. A intensidade da ZRI foi caracterizada pelo número de “swirl” e o número de Reynolds do jato de gás natural, ambos calculados pela geometria do queimador e condições dos escoamentos dos reagentes. Os resultados mostraram que aumentando o número de “swirl” é possível estender o limite de “blow out”, principalmente para baixos números de Reynolds. Outra observação importante é a tendência da redução do NO quando a intensidade da ZRI aumenta e a emissão desse poluente não é muito influenciada pelo número de Reynolds do jato. Contudo, o número de Reynolds tem uma importante influência na emissão de CO, maior números de Reynolds aumentam o processo de mistura entre o ar e o jato de combustível por efeito de carreamento. Mas aumentando a intensidade de ZRI para minimizar a emissão de NO pode produzir altos níveis de CO. Desta forma, os resultados apontaram que a ZRI ideal para conciliar as emissões de CO e NO é uma solução de compromisso.			
12. GRAU DE SIGILO: (X) OSTENSIVO () RESERVADO () CONFIDENCIAL () SECRETO			