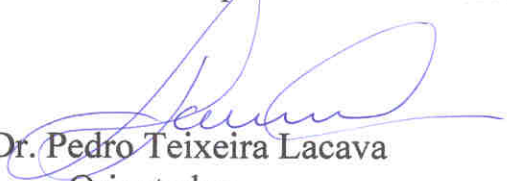


Tese apresentada à Pró-Reitoria de Pós-Graduação e Pesquisa do Instituto Tecnológico de Aeronáutica, como parte dos requisitos para obtenção do título de Mestre em Ciências no Curso de Pós-Graduação em Engenharia Aeronáutica e Mecânica, Área Aerodinâmica, Propulsão e Energia.

Dener Silva de Almeida

**DETECÇÃO DE INSTABILIDADES TERMOACÚSTICAS EM
CÂMARAS DE COMBUSTÃO DO TIPO RQL PARA APLICAÇÃO EM
TURBINAS A GÁS**

Tese aprovada em sua versão final pelos abaixo assinados:


Prof. Dr. Pedro Teixeira Lacava
Orientador


Prof.^a Dr.^a Cristiane Aparecida Martins
Co-orientadora

Prof. Dr. Homero Santiago Maciel
Pró-Reitor de Pós-Graduação e Pesquisa

Campo Montenegro
São José dos Campos, SP – Brasil
2007

Livros Grátis

<http://www.livrosgratis.com.br>

Milhares de livros grátis para download.

Dados Internacionais de Catalogação-na-Publicação (CIP)

Divisão Biblioteca Central do ITA/CTA

Almeida, Dener Silva de

Detecção de Instabilidades Termoacústicas em Câmaras de Combustão do Tipo RQL para Aplicação em Turbinas a Gás / Dener Silva de Almeida.

São José dos Campos, 2007.

123f.

Tese de mestrado – Curso de Engenharia Aeronáutica e Mecânica – Aerodinâmica, Propulsão e Energia – Instituto Tecnológico de Aeronáutica, 2007. Orientadores: Prof. Dr. Pedro Teixeira Lacava, Prof.^a Dr.^a Cristiane Aparecida Martins

1. Combustão. 2. Turbinas a Gás. 3. Instabilidade de Combustão. I. Centro Técnico Aeroespacial. Instituto Tecnológico de Aeronáutica. Divisão de Engenharia Aeronáutica. II. Título

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

ALMEIDA, Dener Silva de. **Detecção de Instabilidades Termoacústicas em Câmaras de Combustão do Tipo RQL para Aplicação em Turbinas a Gás**. 2007. 123f. Tese de mestrado – Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos.

CESSÃO DE DIREITOS

NOME DO AUTOR: Dener Silva de Almeida

TÍTULO DO TRABALHO: Detecção de Instabilidades Termoacústicas em Câmaras de Combustão do Tipo RQL para Aplicação em Turbinas a Gás

TIPO DO TRABALHO/ANO: Tese / 2007

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 sua autorização (do autor).

Dener Silva de Almeida
Rua Budapeste, 294, Jardim Augusta
12216-670 - São José dos Campos

**DETECÇÃO DE INSTABILIDADES TERMOACÚSTICAS
EM CÂMARAS DE COMBUSTÃO DO TIPO RQL PARA
APLICAÇÃO EM TURBINAS A GÁS**

Dener Silva de Almeida

Composição da Banca Examinadora:

Prof. Dr	Nide Geraldo Couto Ramos Fico Jr.	Presidente - ITA
Prof. Dr	Pedro Teixeira Lacava	Orientador - ITA
Prof ^a . Dr ^a .	Cristiane Aparecida Martins	Co-orientadora - ITA
Prof. Dr	Amílcar Porto Pimenta	Membro Interno - ITA
Prof. Dr	João Roberto Barbosa	Membro Interno – ITA
Prof. Dr	João Andrade de Carvalho Jr.	Membro Externo – UNESP

ITA

A Deus por seu imenso amor por mim

Agradecimentos

A Deus, por ter me permitido chegar até aqui.

À minha família, em especial à minha mãe Áurea Denize, que através da educação e ensinamentos valiosos gerou em mim preciosas lições de vida, ao meu irmão Denis, à minha prima Geida, à minha avó Adozinda (“in memoriam”) e à minha amiga Maria Feitosa, que contribuíram de forma grandiosa para esta conquista.

Ao meu orientador Prof. Dr. Pedro Teixeira Lacava, por ter me recebido no ITA, pela sua orientação, pela sempre disponibilidade em ajudar, e principalmente pelo constante incentivo, paciência e compreensão ao longo deste trabalho, vão meus sinceros agradecimentos e admiração pelo ser humano que é e também pela competência profissional.

À Prof. Dr^a Cristiane Aparecida Martins e ao Dr. César Augusto Botura pela ajuda de importância fundamental para a realização deste trabalho.

A toda equipe do Laboratório Prof. Feng do ITA: Engenheiros Guedes e Luís, e os técnicos Rondinele, Devanildo e Marcelo pelo constante apoio.

A todos da Divisão de Engenharia Aeronáutica, entre eles os professores e as senhoras Ana e Simone.

Aos amigos da sala de pós-graduação: Luciano, Gustavo, Oscar, Tiago, Claus, Maurício, Jônatas, Marcelo, Said, Carlos, Rafael, Marcos, David, Edward, João Paulo, Wallace, Rogério Corá, este pela importante ajuda durante o desenvolvimento dos ensaios e pela sempre disponibilidade, às estagiárias Samantha e Fredina, por possibilitarem não só discussões técnicas, mas também momentos de muita descontração e aos companheiros Juciel e Fernando pelo estímulo e apoio nos momentos difíceis.

À Fundação de Amparo à Pesquisa e ao Desenvolvimento Científico e Tecnológico do Maranhão (FAPEMA) e ao Prof. Dr. Sofiane Labidi pela concessão da bolsa de estudos e ao suporte financeiro indispensável à execução deste trabalho.

A todos que de maneira direta ou indireta contribuíram para o desenvolvimento desta dissertação.

“Há quatro coisas que não voltam atrás: a pedra depois de atirada, o tempo depois de passado, a ocasião depois de perdida e a palavra depois de proferida”.

(Autor desconhecido)

Resumo

O objetivo do seguinte trabalho é um novo modelo de câmara de combustão do tipo RQL (“Rich-Quench-Lean” na língua inglesa) para turbinas a gás. A combustão acontece em duas fases; a primeira com deficiência de oxidante ou rica em combustível, e a segunda é pobre em combustível. Esta estrutura de combustão permite a conciliação de baixas emissões de NO_x e produtos de combustão de oxidação parcial, como monóxido de carbono, hidrocarbonetos não queimados e fuligem. A idéia dos combustores RQL tradicionais é a injeção estagiada de combustíveis através da câmara, criando algumas regiões de combustão desfavoráveis à formação do NO_x . Mas no novo conceito aqui proposto, essas condições não favoráveis à formação do NO_x são alcançadas através do controle da dinâmica da mistura entre os reagentes no interior da câmara, favorecendo algumas vantagens em relação ao processo RQL tradicional. Entretanto, para a combustão pobre na câmara secundária, dependendo dos parâmetros de operação, algumas oscilações acústicas ocorrem. Portanto, o presente trabalho trata da influência desses parâmetros operacionais: razão de equivalência, número de Reynolds do jato de combustível, número de “swirl”, e razão comprimento/diâmetro da câmara primária (L/D), sobre as instabilidades acústicas. Os resultados mostram que aumentando o número de “swirl”, e reduzindo o número de Reynolds do jato combustível, as oscilações de combustão podem ser atenuadas. Além disso, a mais alta razão L/D investigada foi 3, e para esta situação bons resultados foram observados para atenuação de instabilidades. Apesar das dificuldades para entender o complexo fenômeno de instabilidade de combustão, este trabalho apresenta algumas recomendações para controlar as oscilações em câmaras de combustão do tipo RQL para turbinas a gás.

Abstract

The focus of the present work is a new Rich – Quench – Lean – RQL gas turbine combustor. The combustion happens in two phases; the first one with oxidant deficiency, or fuel rich combustion, and the second one is a fuel lean combustion. This combustion structure allows the conciliation of low NO_x emissions and partial oxidation combustion products, as carbon monoxide, unburned hydrocarbons and soot. The idea of the traditional RQL combustors is the staged reactants injections through the chamber, providing some unfavorable regions for NO_x formation. But in the new concept proposed here, these unfavorable combustion conditions for NO_x formation are reached through the dynamic control of reactants mixing process into the chamber, favoring some advantages in relation of traditional RQL process. However, for the lean combustion in the secondary chamber, depending operational combustion parameters, some acoustic oscillations happen. Therefore, the present work is concerned about the influence of these operational parameters: equivalence ratio, fuel jet Reynolds number, swirl number, and primary chamber length/diameter ratio (L/D), in the acoustic instabilities. The results show that increasing swirl number, and reducing fuel jet Reynolds number, the combustion oscillations can be attenuated. In addition, the highest L/D ratio investigated was 3, and for this situation good results were observed for instabilities attenuation. In the spite of the difficulties to understand the complex phenomena of combustion instabilities, this work presents some recommendation to control the oscillations in RQL gas turbine combustors.

Sumário

Lista de Ilustrações.....	xii
Lista de Abreviaturas e Siglas.....	xv
Lista de Símbolos.....	xvi
1. Introdução.....	17
2. Posicionamento do Problema Estudado.....	20
2.1 Combustão em Turbinas a Gás.....	20
2.2 Emissões Poluentes em Turbinas a Gás e Novos Conceitos de Câmaras de Combustão.....	23
2.2.1 Óxidos de Nitrogênio.....	24
2.2.2 Monóxido de Carbono.....	28
2.2.3 Hidrocarbonetos Não Queimados.....	29
2.2.4 Enxofre.....	29
2.2.5 Fuligem.....	30
2.2.6 Combustão Pobre Pré-Misturada.....	32
2.2.7 Combustão RQL.....	34
2.3 Instabilidade de Combustão.....	35
2.4 Câmara de Combustão Estudada.....	39
3. Descrição e Procedimentos Experimentais.....	44
3.1 Câmara de Combustão e Arranjo Experimental.....	44
3.2 Linhas de Alimentação.....	48
3.3 Medidas de Vazão.....	48
3.4 Medidas de Freqüência e Pressão Acústica.....	52
3.5 Aquisição de Dados e Tratamento.....	56

3.6 Ancorador de Chama do Tipo “Swirler”	58
3.6.1 Modelo e Programa para o Cálculo do Número de “Swirl”	61
3.8 Procedimento Experimental.....	66
4. Resultados e Discussões.....	68
4.1 Resultados para o Cálculo do Número de “Swirl”.....	68
4.2 Origem das Instabilidades.....	71
4.3 Efeito dos Parâmetros de Operação sobre a Geração de Instabilidades.....	76
4.4 Observações sobre o Número de “Swirl” e Reynolds sobre a Geração de Instabilidades.....	83
5. Conclusões e Sugestões.....	91
Referências Bibliográficas.....	95
Apêndice.....	100
Apêndice A.1 - Resultados para razão $L/D = 1$	101
Apêndice A.2 – Resultados para razão $L/D = 2$	107
Apêndice A.3 – Resultados para razão $L/D = 3$	114
Apêndice B – Resultados para o Cálculo do Número de “Swirl”.....	121

Listas de Ilustrações

FIGURA 2.1 - Desenho esquemático de uma câmara de combustão para turbinas a gás.....	21
FIGURA 2.2 - Câmara de combustão com “swirler”.....	23
FIGURA 2.3 - Mecanismo de Fenimore.....	27
FIGURA 2.4 - Combustor LPP.....	33
FIGURA 2.5 - Combustor RQL.....	35
FIGURA 2.6 - Esquema do escoamento ao longo de uma câmara de combustão do tipo RQL.....	41
FIGURA 2.7 - Regiões de Combustão.....	42
FIGURA 2.8 - Câmara operando sem instabilidades.....	42
FIGURA 2.9 - Câmara operando com instabilidades.....	43
FIGURA 3.1 - Câmaras primárias.....	45
FIGURA 3.2 - Câmara secundária.....	45
FIGURA 3.3 - Fotografia da montagem experimental.....	46
FIGURA 3.4 - Esquema geral da câmara de combustão.....	46
FIGURA 3.5 - Diagrama esquemático da montagem experimental.....	47
FIGURA 3.6 - Comparação da razão de equivalência para o bico de 4 mm.....	50
FIGURA 3.7 - Comparação da razão de equivalência para o bico de 5 mm.....	51
FIGURA 3.8 - Comparação da razão de equivalência para o bico de 7,1 mm.....	51
FIGURA 3.9 - Dispositivo de calibração dos transdutores de pressão.....	53
FIGURA 3.10 - Resultados da calibração dos transdutores de pressão em termos de frequência.....	54
FIGURA 3.11 - Resultados da calibração dos transdutores de pressão em termos de amplitude.....	55

FIGURA 3.12 - Tela do sistema de aquisição de dados.....	57
FIGURA 3.13 - Dimensões principais do dispositivo “swirler” composto por 9 pás retas.....	60
FIGURA 3.14 - Esquema genérico de um “swirler” axial.....	61
FIGURA 3.15 - Cálculo das vazões mássicas.....	64
FIGURA 3.16 - Cálculo do número do “swirl”.....	65
FIGURA 3.17 - Curva de tendências.....	66
FIGURA 4.1 - Efeito da variação da razão de equivalência sobre o número de “swirl” para razão $L/D = 1$ e $Re = 50.000$	69
FIGURA 4.2 - Efeito da variação da razão de equivalência sobre o número de “swirl” para razão $L/D = 1$ e $Re = 40.000$	70
FIGURA 4.3 - Efeito da variação da razão de equivalência sobre o número de “swirl” para razão $L/D = 1$ e $Re = 15.000$	71
FIGURA 4.4 - Comparação entre diferentes condições de operação da montagem: combustão com todo conjunto, sem combustão com todo conjunto e combustão com a câmara primária.....	72
FIGURA 4.5 - Efeito da variação da razão de equivalência e do ângulo do “swirler” sobre a amplitude de pressão para razão $L/D = 1$ e $Re = 50.000$	76
FIGURA 4.6 - Efeito da variação da razão de equivalência e do ângulo do “swirler” sobre a amplitude de pressão para razão $L/D = 1$ e $Re = 40.000$	77
FIGURA 4.7 - Efeito da variação da razão de equivalência e do ângulo do “swirler” sobre a amplitude de pressão para razão $L/D = 1$ e $Re = 15.000$	77
FIGURA 4.8 - Efeito da variação da razão de equivalência e do ângulo do “swirler” sobre a amplitude de pressão para razão $L/D = 2$ e $Re = 50.000$	80
FIGURA 4.9 - Efeito da variação da razão de equivalência e do ângulo do “swirler” sobre a amplitude de pressão para razão $L/D = 2$ e $Re = 40.000$	80
FIGURA 4.10 - Efeito da variação da razão de equivalência e do ângulo do “swirler” sobre a amplitude de pressão para razão $L/D = 2$ e $Re = 15.000$	81
FIGURA 4.11 - Efeito da variação da razão de equivalência e do ângulo do “swirler” sobre a amplitude de pressão para razão $L/D = 3$ e $Re = 50.000$	81
FIGURA 4.12 - Efeito da variação da razão de equivalência e do ângulo do “swirler” sobre a amplitude de pressão para razão $L/D = 3$ e $Re = 40.000$	82

FIGURA 4.13 - Efeito da variação da razão de equivalência e do ângulo do “swirler” sobre a amplitude de pressão para razão $L/D = 3$ e $Re = 15.000$	82
FIGURA 4.14 - Efeito da variação do número de “swirl” sobre a amplitude de pressão para razão $L/D = 1$ e $Re = 50.000$	84
FIGURA 4.15 - Efeito da variação do número de “swirl” sobre a amplitude de pressão para razão $L/D = 1$ e $Re = 40.000$	85
FIGURA 4.16 - Efeito da variação do número de “swirl” sobre a amplitude de pressão para razão $L/D = 1$ e $Re = 15.000$	85
FIGURA 4.17 - Efeito da variação do número de “swirl” sobre a amplitude de pressão para razão $L/D = 2$ e $Re = 50.000$	86
FIGURA 4.18 - Efeito da variação do número de “swirl” sobre a amplitude de pressão para razão $L/D = 2$ e $Re = 40.000$	86
FIGURA 4.19 - Efeito da variação do número de “swirl” sobre a amplitude de pressão para razão $L/D = 2$ e $Re = 15.000$	87
FIGURA 4.20 - Efeito da variação do número de “swirl” sobre a amplitude de pressão para razão $L/D = 3$ e $Re = 50.000$	87
FIGURA 4.21 - Efeito da variação do número de “swirl” sobre a amplitude de pressão para razão $L/D = 3$ e $Re = 40.000$	88
FIGURA 4.22 - Efeito da variação do número de “swirl” sobre a amplitude de pressão para razão $L/D = 3$ e $Re = 15.000$	88

Listas de Abreviaturas e Siglas

GNV	Gás Natural Veicular
LNGT	Turbina a Gás com Baixa Emissão de NO _x
LP	Combustão Pobre Pré-Misturada
LPP	Combustão Pobre Pré-Vaporizada e Pré-Misturada
PVC	Alternância Espacial do Centro dos Vórtices
RQL	Combustão com Alternância entre Regimes Rico e Pobre e Resfriamento Rápido entre Ambos
UHC	Hidrocarbonetos Não Queimados
VI	Instrumentos Virtuais
ZRI	Zona de Recirculação Interna

Listas de Símbolos

A_{3a}	Área Anular entre o “Swirler” e a Parede do Tubo
A_{ef}	Área Efetiva de Escoamento no Próprio “Swirler”
A_s	Área da Coroa Circular do “Swirler”
CB	Coefficiente de Bloqueio
G_x'	Componente Axial do Fluxo da Quantidade de Movimento Linear
G_ϕ	Componente Axial do Fluxo da Quantidade de Movimento Angular
L/D	Razão Comprimento/Diâmetro da Câmara Primária
m	Vazão Mássica
M_r	Razão entre as quantidades axiais dos fluxos das quantidades de movimento linear dos escoamentos primário interno (combustível) e secundário externo (ar de combustão)
Re _j	Número de Reynolds do Jato de Combustível
R_I	Raio do Orifício Injetor de Combustível (mm)
S'	Número de “Swirl” do Escoamento de Ar
$S's$	Número de “Swirl” do Escoamento Secundário
T	Espessura das Pás do “Swirler”
Z	Número de Pás do “Swirler”
ρ	Massa Específica
σ	Fator de Bloqueio

1 Introdução

Um dos mais importantes campos de estudo no conjunto das ciências e da tecnologia é, sem dúvida, o da combustão. A grande atividade industrial atual tornou-se possível pelo sempre crescente fornecimento de energia, que pode ser utilizada sob a forma conveniente de energia calorífica, obtida através da queima de combustíveis (Hilsdorf *et al.*, 2004).

Devido a normas ambientais cada vez mais rigorosas e à necessidade de fontes de energia com menor emissão de poluentes, têm-se desenvolvido sistemas de combustão com o intuito de reduzir tais emissões, principalmente o NO_x . Para alcançar níveis de poluentes aceitáveis, combustores modernos estão sendo projetados para operar em condições pobres. Dessa forma é possível obter temperaturas de combustão mais baixas, o que resulta na redução do NO_x , já que um dos principais mecanismos responsáveis pela formação deste poluente depende da temperatura (mecanismo de Zeldovich). Isto inclui modificações técnicas ou no processo de combustão tais como sistemas de combustão que utilizam pré-mistura.

Uma alternativa possível é a utilização de uma nova configuração de câmara de combustão do tipo RQL (“Rich – Quench – Lean” na língua inglesa) para aplicação em turbinas a gás. O modelo de câmaras do tipo RQL tradicional baseia-se na injeção estagiada dos reagentes ao longo da câmara, visando a criação de regiões de combustão não propícias à formação de NO_x . Em um novo conceito, esta condição desfavorável à formação de NO_x é obtida através do controle da dinâmica dos escoamentos dos reagentes, o que proporciona algumas vantagens em relação ao método convencional.

Este novo modelo de câmara é composto por duas zonas: a primária, onde os reagentes são injetados e ocorre a combustão rica, e a secundária, onde a queima pobre acontece. Antes de alcançar a zona primária, o escoamento de ar passa por um “swirler”, criando um

escoamento com rotação a jusante do ignitor (elevada componente tangencial de velocidade) e, conseqüentemente, estabilizando a chama. Retentores 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). Além de serem mais eficientes, “swirlers” apresentam um equacionamento analítico satisfatório para projetá-los, ao contrário dos corpos rombudos que muitas vezes dependem de correlações empíricas (Rivas, 2005). Na região secundária, para determinadas condições, observa-se o surgimento de instabilidades de combustão. Algumas instabilidades são causadas por flutuações no fornecimento de ar ao combustor, outras por perturbações criadas dentro do próprio combustor. Uma classificação completa é difícil de se apresentar, uma vez que diversos fenômenos podem estar envolvidos; contudo, a interação entre o processo de combustão e as características acústicas do combustor pode ser considerada a causa mais provável para o surgimento de instabilidades. Para eliminar o início dessas instabilidades e desenvolver métodos efetivos para seu controle, os mecanismos responsáveis pela sua ocorrência devem ser entendidos.

Basicamente três parâmetros adimensionais controlam a dinâmica do escoamento e conseqüentemente o processo de combustão nas câmaras RQL: o número de Reynolds do jato de combustível (Re_j), o número de “swirl” do escoamento de ar (S') e a razão comprimento/diâmetro da câmara primária (L/D).

Sendo assim, o presente trabalho tem como objetivo estudar a influência desses parâmetros no surgimento de instabilidades, uma vez que estas além de reduzir o desempenho dos combustores, diminuem sua vida útil.

Este trabalho abrange cinco capítulos, sendo este introdutório um deles. O capítulo 2 apresenta alguns comentários relativos à combustão em turbinas a gás, à emissão de poluentes e ao fenômeno das instabilidades. Já o capítulo 3 descreve as instalações laboratoriais e os

procedimentos experimentais. O capítulo 4 traz a análise dos resultados obtidos e o 5 as conclusões e recomendações para trabalhos futuros.

2 Posicionamento do Problema Estudado

2.1 Combustão em Turbinas a Gás

Turbinas a gás aeronáuticas operam com uma variação limitada de combustíveis e produzem energia apenas para um tipo de aplicação. Como consequência existe uma forte afinidade entre a maioria dos sistemas de combustão aeronáuticos. Além disso, tempo e dinheiro consideráveis tem sido investido em estudos detalhados, especialmente no que diz respeito à combustão em turbinas a gás aeronáuticas, uma vez que o transporte aéreo é de fundamental importância não só comercialmente, mas também militarmente.

Entretanto, turbinas a gás industriais operam com combustíveis líquidos e gasosos de diferentes naturezas. Tem-se investido pouco no estudo da combustão em turbinas a gás industriais, e desta forma o conhecimento disponível para o projetista é escasso em comparação com a situação aeronáutica. Contudo, o projeto de câmaras industriais é consideravelmente simplificado pela ausência de alguns requisitos para ignição e combustão em baixas pressões (Lefebvre, 1998).

Combustão em uma turbina a gás é um processo contínuo em que combustível reage com ar fornecido por um compressor. Um ignitor ativado eletricamente, ou uma vela de ignição, é usado para iniciar a reação através da câmara, sendo esta auto-sustentada após a ignição inicial. Os combustores desses equipamentos possuem diversas configurações, mas uma forma típica é mostrada na Figura 2.1.

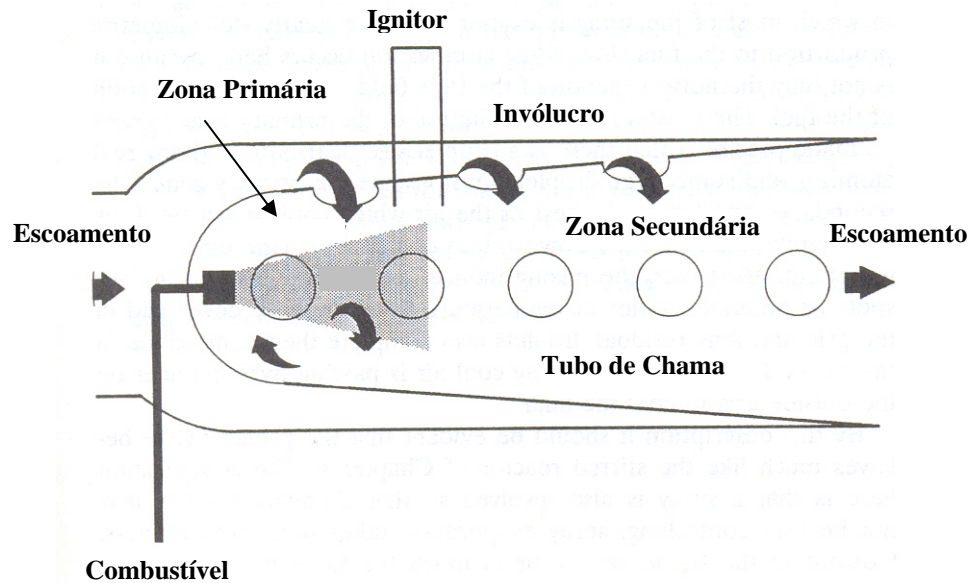


FIGURA 2.1 - Desenho esquemático de uma câmara de combustão para turbina a gás

(Strahle, 1993)

Tais combustores são constituídos basicamente por quatro componentes principais: um invólucro (“case” na língua inglesa) contendo fluxo de ar a alta pressão, um injetor de combustível, um ignitor, usualmente uma vela de ignição (conforme mencionado), e um tubo de chama (“liner” na língua inglesa) que tem diversas funções e é o coração do equipamento (proporciona a estabilização da chama). Este último é um dispositivo perfurado que controla a posição e quantidade de ar que escoam para dentro da câmara de combustão. Como a frente usualmente não é aberta para o fluxo de ar, zonas de recirculação devem formar-se anteriormente ao primeiro conjunto de orifícios. Na verdade, a existência de diversos orifícios separados forma múltiplas zonas de combustão ao longo da câmara.

Desta maneira, a combustão nestes equipamentos é basicamente um processo a alta pressão que ocorre em três zonas. Na zona primária, onde maior parte da combustão acontece, a reação ocorre em regime estequiométrico ou rico e aproximadamente 15 a 20% do ar é introduzido ao redor do jato de combustível para fornecer a alta temperatura necessária para a

rápida combustão. Cerca de 30% do total de ar é então introduzido através de orifícios do tubo de chama da zona secundária para completar a combustão. Para se alcançar uma alta eficiência de combustão, este ar deve ser injetado cuidadosamente nos pontos certos durante o processo, para evitar resfriamento local da chama e a redução drástica da taxa de reação nesta vizinhança. Finalmente, na zona terciária ou zona de diluição, o ar remanescente é misturado com os produtos de combustão visando a um perfil de temperatura baixo e uniforme, ou seja, uma distribuição de temperatura que não danifique as pás da turbina (equipamento seguinte à câmara de combustão).

O método zonal de introdução de ar não pode, por ele mesmo, proporcionar uma corrente de ar que se move de maneira mais rápida do que a velocidade de chama em uma mistura. Outra característica essencial é um padrão de recirculação que direciona parte dos gases queimados na zona primária de volta a zona de injeção do combustível. Isso pode ser obtido de diversas formas. Em uma delas, o combustível e o ar são injetados na mesma direção, e o ar primário é introduzido através de um conjunto de pás axiais, conjunto este conhecido como dispositivo “swirler” (mais detalhes na secção 3.6), a fim de que o movimento rotacional produzido pelo mesmo induza uma região de baixa pressão ao longo do eixo da câmara. Este movimento é algumas vezes melhorado pela injeção de uma corrente de ar secundária através de pequenas calhas de escoamento tangenciais existentes no tubo de chama, em vez disso ocorrer através de simples orifícios como mostrado na Figura 2.2. O resultado final é que os gases de combustão tendem a escoar em direção a região de baixa pressão, e alguma porção deles é varrida em forma de círculos em direção ao jato de combustível como indicado pelas setas na Figura 2.2 (Saravanamutto *et al.*, 2001).

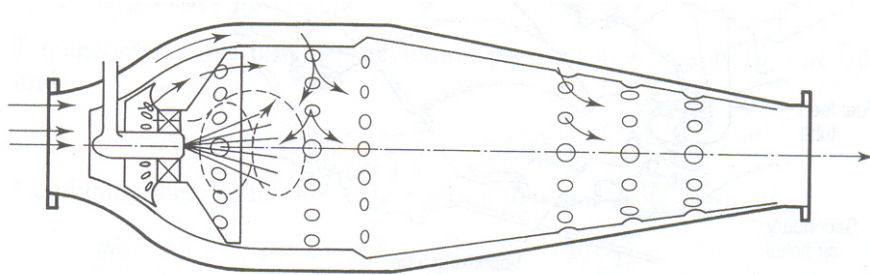


FIGURA 2.2 - Câmara de combustão com “swirler” (Saravanamutto *et al.*, 2001)

2.2 Emissões Poluentes em Turbinas a Gás e Novos Conceitos de Câmaras de Combustão

Embora se apresente como uma das principais fontes de energia do mundo, a combustão é a maior responsável pela poluição atmosférica. A emissão de poluentes proveniente do processo de combustão tornou-se uma grande preocupação pública devido ao seu impacto na saúde e no meio ambiente. Por causa do rápido aumento do tráfego aéreo, a redução de poluentes apresenta-se como o objetivo principal no projeto de turbinas a gás aeronáuticas modernas. Recentemente, o controle destas emissões, principalmente monóxido de carbono (CO) e óxidos de nitrogênio (NO_x), tornou-se também a mais importante meta no projeto de câmaras de combustão de turbinas a gás industriais, sendo a última década testemunha de rápidas mudanças nas normas e tecnologias objetivando a tal controle. Entretanto, minimizar emissões nestes equipamentos não é uma tarefa fácil, uma vez que operam em uma grande faixa de potência e condições ambientais. Além disso, os níveis de concentração de poluentes emitidos por turbinas a gás podem se relacionar diretamente com a temperatura, tempo, e o histórico do processo de combustão. Estes parâmetros variam de um combustor para outro e, para um dado combustor, com as mudanças nas condições de operação.

Os poluentes presentes nos gases de exaustão de uma turbina a gás incluem os óxidos de nitrogênio (NO_x), monóxido de carbono (CO), dióxido de carbono (CO_2), hidrocarbonetos não queimados (UHC - “Unburned Hydrocarbon” na língua inglesa), fuligem, vapor d’água (H_2O), material particulado (principalmente carbono) e, se há algum enxofre no combustível este resultará na formação de óxidos de enxofre (SO_x), sendo o mais comum o dióxido de enxofre (SO_2). Embora todos eles se apresentem em uma pequena proporção, um grande fluxo de gases de exaustão produz quantidades significativas de poluentes que podem concentrar-se na área próxima à fonte emissora (Saravanamutto *et al.*, 2001). Dióxido de carbono não é sempre considerado como poluente, pois é consequência natural da combustão completa de um hidrocarboneto. Entretanto, contribui para o aquecimento global e pode apenas sofrer redução queimando-se menor quantidade de combustível (Lefevbre, 1998).

2.2.1 Óxidos de Nitrogênio

A emissão de NO_x (termo designado para identificar a soma $\text{NO} + \text{NO}_2$) é influenciada pela composição do combustível, modo de operação e projeto de queimadores e câmaras de combustão. Também está associada às altas temperaturas. Portanto, torna-se necessário evitar picos de temperatura, como ocorre em uma reação estequiométrica.

Os óxidos de nitrogênio considerados como poluentes são o óxido nítrico (NO) e dióxido de nitrogênio (NO_2). Em geral, nos processos de combustão, a formação do NO é bem mais pronunciada do que a do NO_2 ; no entanto, ao ser descarregado para a atmosfera o NO é totalmente convertido a NO_2 (Lacava, 2000).

Um terceiro óxido, óxido nitroso (N_2O) é extremamente estável na atmosfera e é considerado gás de efeito estufa. Sua vida média na troposfera é estimada em aproximadamente 100 anos, e bastante tempo é necessário para difundi-lo na estratosfera para ser destruído por uma série de reações desencadeadas fotoquimicamente (Strehlow, 1984). N_2O pode ser formado por reações em combustores que utilizam gás e carvão, mas reage rapidamente com radicais H e OH para formar N_2 . O N_2O sobrevive apenas na região quente e rica da chama, sendo destruído a jusante desta (Hill e Smott, 2000).

A formação do NO_x deve-se aos seguintes mecanismos:

- a) NO_x Térmico, formado pela oxidação do N_2 atmosférico em reações que ocorrem a elevadas temperaturas (acima de $1500^\circ C$), e em um extenso intervalo de razões de equivalência. Por ser formado de maneira mais lenta que o processo de combustão, ocorre na região de pós-chama, isto é, após a oxidação completa do combustível, sendo responsável por 70% do NO_x formado. Este mecanismo, conhecido como mecanismo de Zeldovich (1946), é composto pelas seguintes reações:



Segundo Westenberg (1971) a taxa de formação do NO térmico pode ser estimada pela equação que ressalta a importância da temperatura na sua formação:

$$\frac{dNO}{dt} = 6.10^{10} T^{-1/2} \cdot \exp(-69090/T) \cdot [O_2]^{1/2} \cdot [N_2], \quad (2.4)$$

onde:

t = tempo, s

T = temperatura, K

[O₂] = concentração de O₂, moles/cm³

[N₂] = concentração de N₂, moles/cm³

b) NO_x Imediato (“Prompt” NO_x na língua inglesa), formado a partir da reação do nitrogênio atmosférico com radicais de hidrocarbonetos provenientes do combustível, que não foram completamente consumidos, para formar NO. Os mecanismos reacionais são mais rápidos, ocorrendo na região da frente de chama, e acontecem em um ambiente com menor temperatura, quando comparados com os do NO_x térmico. De acordo com Fenimore (1971), o NO_x imediato é formado em duas etapas. Na primeira há reação do nitrogênio atmosférico com hidrocarbonetos leves, formando HCN e N, conforme é descrito em seguida:



O HCN converte-se em N através dos seguintes passos:



Então o N converte-se em NO de acordo com o mecanismo abaixo:

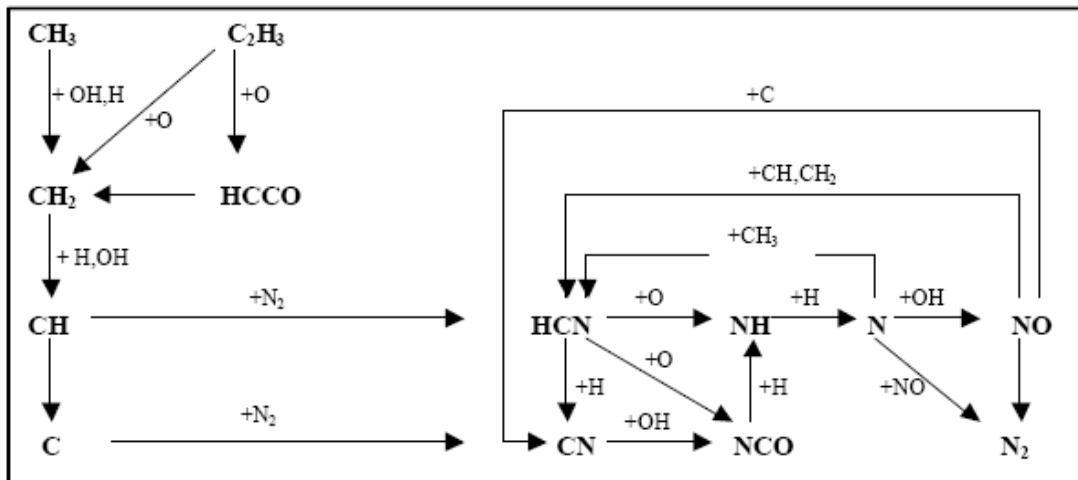


FIGURA 2. 3 - Mecanismo de Fenimore (Glarborg e Hadvig, 1993)

- c) NO_x do combustível, resultante da quebra de ligações do nitrogênio existente no combustível, formando radicais de menor peso molecular como o HCN, CN, NH₂, NH e N, seguida de reações de oxidação que ocorrem a mesma taxa de reação. Posteriormente ocorre a conversão em NO, através do mecanismo proposto por Fenimore (1971), como mostra a Figura 2.3.

A taxa de formação do NO_x do combustível cresce com o excesso de ar e com a quantidade de nitrogênio presente no combustível. Entretanto, a disponibilidade deste dependerá do tipo de ligação existente no mesmo.

Os óxidos de nitrogênio, em particular, podem reagir na presença da luz solar para produzir “smog” que pode ser visto com uma nuvem acastanhada; este problema foi originalmente identificado em Los Angeles, onde a combinação de gases provenientes de veículos, forte luz solar, geografia local e inversões de temperatura resultaram em um severo “smog”. Isto conduziu a maiores esforços para minimizar as emissões de carros e a restrições rigorosas nas emissões de todos tipos de usinas de geração de energia. Óxidos de nitrogênio também podem causar chuva ácida, em combinação com a umidade na atmosfera e o ozônio em baixas camadas, o que pode resultar na redução da proteção de raios ultravioletas fornecido pela camada de ozônio, permitindo o aumento da incidência do câncer de pele (Saravanamutto *et al.*, 2001).

2.2.2 Monóxido de Carbono

A maior fonte de monóxido de carbono é o motor de automóveis. Isto porque é difícil construir um motor de combustão interna que queime totalmente o combustível. Fontes estacionárias produzem apenas uma pequena quantidade desse poluente porque é relativamente fácil atingir a combustão completa nestes equipamentos. Portanto, é necessário prever queimadores que propiciem um excelente grau de mistura entre o combustível e o oxidante e um maior tempo de residência.

O monóxido de carbono é oxidado na atmosfera pelo mesmo conjunto de reações que ocorrem durante um processo de combustão a alta temperatura. É estimado que a

concentração normal de radicais OH é aproximadamente 10^2 a 10^3 moléculas por milímetro cúbico (i.e., uma fração molar de aproximadamente 10^{-14} a 10^{-13}) e que esta é uma quantidade suficiente para oxidar todo o monóxido de carbono para dióxido de carbono. A vida média do monóxido de carbono na atmosfera é aproximadamente 0,3 anos (Strehlow, 1984).

2.2.3 Hidrocarbonetos não Queimados

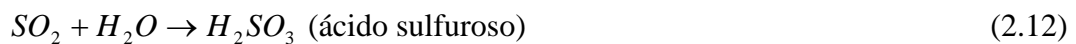
Os hidrocarbonetos não queimados incluem parte do combustível em fase gasosa ou na forma de gotículas (combustíveis líquidos), bem como os produtos da degradação térmica do combustível primário em hidrocarbonetos de menor peso molecular (ex: metano e acetileno) que são descarregados para atmosférica sem sofrer oxidação completa (Lefebvre, 1998). A inadequada mistura entre o combustível e o oxidante e/ou efeitos de queda de temperatura normalmente apresentam-se como principais fatores responsáveis pela formação deste poluente. As emissões de UHC e CO tendem ao mesmo comportamento, o que implica dizer que as atitudes visando à redução de CO também são aplicáveis às emissões de UHC. Este pode conter carcinogênicos, e o CO é fatal se inalado em quantidades significativas.

2.2.4 Enxofre

O enxofre apresenta um problema duplo. Não apenas seus produtos de combustão contribuem para a poluição atmosférica, mas também esses produtos são tão corrosivos que causam severos problemas na operação de turbinas a gás e centrais elétricas industriais (Glassman, 1996).

As maiores fontes de enxofre atmosférico são a combustão de carvão e a fundição industrial. A química de formação dos óxidos sulfúricos é um tanto simples. Essencialmente todo o enxofre no combustível é oxidado para dióxido de enxofre (SO_2) ou para anidrido sulfídrico (SO_3) durante o processo de combustão. Em muitos processos de combustão apenas uma pequena parte acaba como SO_3 (Strehlow, 1984).

A vida média deste poluente na atmosfera é de aproximadamente 6 a 10 dias. Durante este período de tempo é oxidado (em contato com superfícies úmidas) para ácido sulfúrico e precipita a chuva ácida, conforme descrição abaixo:



Apenas um átomo de oxigênio é necessário para conversão do ácido sulfuroso em ácido sulfúrico, o que é facilmente conseguido da atmosfera, já que nesta não faltam substâncias oxidantes nem mesmo oxigênio livre. Logo:



2.2.5 Fuligem

A emissão de fuligem está diretamente ligada à falta de oxigênio e à taxa de mistura entre os reagentes. Sua formação está associada às reações de craqueamento dos hidrocarbonetos que em fase gasosa geram núcleos condensados sólidos que competem com o

mecanismo de oxidação, ocorrendo mais significativamente em misturas ricas e elevada temperatura (Williams, 1976).

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, desde que não se tenha uma mistura adequada entre o combustível e o oxidante. Em uma chama difusiva de combustível gasoso há uma extensa variação de razão de equivalência, desde muito rica até muito pobre. Sendo assim, sempre haverá regiões de combustão rica com temperatura elevada, favorecendo a formação de fuligem nesse tipo de chama (Glassman, 1991). Já para chamas pré-misturadas, em função da distribuição mais uniforme de razão de equivalência, a formação de fuligem só acontecerá se os reagentes estiverem em proporções com falta de oxigênio.

As principais fontes de emissão de fuligem são os motores de explosão à gasolina e óleo diesel, e caldeiras e fornalhas industriais alimentadas com óleos constituídos de hidrocarbonetos de grande massa molecular.

A emissão de fuligem tem gerado grandes preocupações devido aos efeitos negativos nos processos de combustão e principalmente no meio ambiente e, conseqüentemente, na saúde das pessoas. As vias respiratórias humanas retêm as partículas menores, juntamente com todas as substâncias absorvidas a elas, através do sistema mucociliar humano, causando sérios problemas respiratórios. Do ponto de vista ambiental, tais partículas diminuem a visibilidade, modificam os níveis de radiação solar que atingem o solo e aumentam a taxa de reação de outros poluentes na atmosfera.

2.2.6 Combustão Pobre Pré-misturada

Como enfatizado nas seções anteriores, devido às normas ambientais cada vez mais rígidas aplicadas pelos governos para o controle de emissões poluentes em turbinas a gás, interesse no desenvolvimento de novos sistemas de combustão tem surgido. Motores antigos empregavam sistemas de combustão sem pré-mistura, com uma zona de chama aproximadamente estequiométrica com correntes de ar secundárias para completar a combustão e diluir os produtos até uma temperatura adequada antes da entrada da turbina. Atualmente alguns projetos e sistemas utilizam vários graus de pré-mistura para evitar alta temperatura e zonas de formação de óxidos de nitrogênio (Turns, 1996).

Entre os diferentes conceitos desenvolvidos com este intuito, está o sistema de combustão do tipo pré-misturada pobre (LP – “Lean Premixed” na língua inglesa) para combustíveis gasosos e combustão pré-vaporizada e pré-misturada pobre (LPP “Lean Prevaporized and Premixed Combustion” na língua inglesa) para combustíveis líquidos. A característica marcante deste sistema é a evaporação completa do combustível, no caso de combustíveis líquidos, e a mistura completa dos reagentes antes da região de combustão, conforme mostra a Figura 2.4. Desta forma opera-se a zona primária em uma razão ar/combustível pobre, obtendo-se como resultado uma temperatura de reação baixa e a eliminação de pontos quentes na zona de combustão e, conseqüentemente a redução drástica das emissões de NO_x . Para um melhor resultado, sistemas LP devem ser usados em conjunto com uma geometria variável.

Embora o conceito LP possibilite grande redução de emissão de NO_x , diversos problemas práticos estão associados com sua aplicação, dentre eles a lavagem da chama (“blowout” na língua inglesa), auto-ignição e retorno da chama (“flashback” na língua inglesa) (Lyons, 1981).

A alta eficiência não é garantida, e a inerente redução de emissões de NO_x pode ser compensada pelos elevados níveis de hidrocarbonetos não queimados e emissões de CO devido à extinção local de produtos de combustão parcial.

Apesar dos problemas, o sistema LP é considerado um dos mais promissores conceitos de combustão que tem como objetivo conciliar a redução de emissões poluentes com alta eficiência.

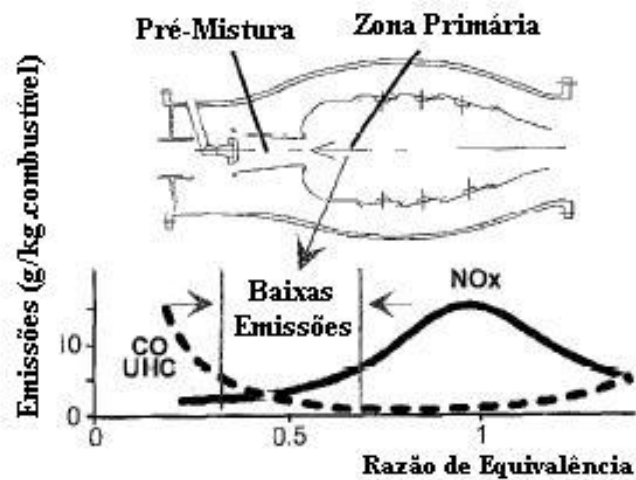


FIGURA 2.4 - Combustor LPP (Wulff e Hourmouziadis, 1997)

2.2.7 Combustão RQL

O sistema de combustão RQL é um conceito potencial para reduzir ambas as emissões de NO_x , CO e UHC, onde a combustão ocorre simultaneamente em ambiente pobre e rico, sendo a alternância de regimes cuidadosamente controlada.

O conceito RQL tem demonstrado uma significativa redução na formação de NO_x em turbinas a gás. A redução deste poluente através de condições de trabalho pobres pode ter um efeito adverso na instabilidade de combustão, além da produção de CO e UHC especialmente em equipamentos de baixa potência. Por outro lado, tem-se mostrado que uma condição rica pode ser efetiva no decréscimo da quantidade de NO_x .

Em tais câmaras, uma quantidade limitada de ar é introduzida na zona primária permitindo uma mistura rica com razão de equivalência variando entre 1,2 e 1,6. Entretanto, o sucesso deste conceito está no uniforme e efetivo esfriamento (efeito “quench”) que é exigido para o transporte da mistura rica (quente) para a zona pobre do combustor onde o restante de combustível é oxidado. Então mais ar é adicionado à zona pobre com o objetivo de se reduzir a temperatura e controlar a estequiometria, que, com um tempo de residência apropriado, completará o consumo de CO, UHC e a fuligem formada na zona rica.

O conceito RQL, como o LP, é muito promissor na redução de NO_x , mas como toda nova tecnologia apresenta problemas. Tal conceito exige técnicas de refrigeração especiais. O esfriamento à película (“film cooling” na língua inglesa) não pode ser aplicado porque o ar refrigerante poderia produzir localmente condições estequiométricas com altas temperaturas e dessa forma contrapor-se com o objetivo de redução do NO_x . A zona primária gera uma grande quantidade de fuligem que irradia calor para as paredes da câmara agravando o problema de esfriamento. A zona de esfriamento exige uma mistura muito rápida para

minimizar tempos de residência próximos a razões de equivalência estequiométricas e altas temperaturas. Finalmente a zona pobre necessita operar suficientemente quente para queimar fuligem, CO e UHC provenientes da zona primária. Isto poderia limitar razões de equivalência a valores mínimos, ou seja, entre 0,5 e 0,7 (Wulff e Hourmouziadis, 1997). A Figura 2.5 exibe um desenho esquemático deste tipo de câmara.

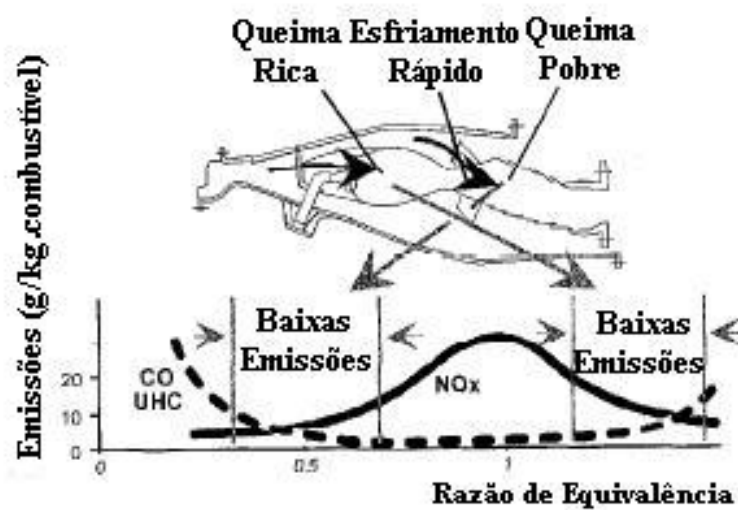


FIGURA 2.5 - Combustor RQL (Wulff e Hourmouziadis, 1997)

2.3 Instabilidade de Combustão

Instabilidades surgem em processos de combustão de diferentes formas; uma classificação profunda é difícil de se apresentar uma vez que diversos fenômenos podem estar envolvidos. Entretanto, três grandes categorias são identificadas: instabilidades intrínsecas, que podem desenvolver-se independentemente da combustão ocorrer dentro de uma câmara; instabilidades de sistema, que envolvem uma interação dos processos que ocorrem dentro de uma câmara de combustão com processos operativos em pelo menos uma outra parte do sistema; e instabilidades da câmara, que são especificamente associadas com a ocorrência da

combustão dentro de uma câmara. Dentro dessas três categorias principais, há diversas subcategorias selecionadas de acordo com a natureza dos processos físicos que participam na instabilidade. Dessa forma, instabilidades intrínsecas podem envolver instabilidades devido à cinética química e a difusão térmica, ou instabilidades hidrodinâmicas. Instabilidades do sistema podem estar associadas com interações do sistema de alimentação ou exaustão. Já as instabilidades da câmara podem ser causadas por instabilidades acústicas, ou por instabilidades no interior da câmara devido à dinâmica dos fluidos (Williams, 1985). A geração espontânea de oscilações instáveis na câmara de combustão pode causar vibração estrutural e transferência de calor excessiva que conduz a oscilações de pressão, e conseqüentemente a falha do sistema (Huang e Yang, 2005).

Segundo Huang e Yang (2005), o predomínio de instabilidades é primeiramente atribuído a duas razões fundamentais:

- a) câmaras de combustão são quase inteiramente fechadas e os processos internos que atenuam os movimentos instáveis são fracos; e
- b) a energia exigida para induzir movimentos instáveis representa uma fração extremamente pequena da energia liberada pela combustão.

As razões citadas estão presentes em qualquer câmara de combustão, mas ocorrem especialmente em turbinas a gás em que a intensidade da energia é extremamente alta. Em casos típicos, menos do que 1% da energia liberada nas reações químicas é suficiente para gerar flutuações de pressão tendo picos de amplitude iguais à pressão média da câmara.

O controle de instabilidades de combustão tornou-se a questão mais importante no projeto de motores-foguete, motores a jato e turbinas a gás industriais. Combustores LP, que permitem uma redução substancial de emissões poluentes em turbinas a gás (principalmente o NO_x) devido a redução da temperatura de chama, são particularmente mais susceptíveis a

oscilações termoacústicas. Estas instabilidades afetam a taxa de operação, confiabilidade e a vida útil de um motor e exige requisitos adicionais de projeto (Giezendanner *et al.*, 2005).

Uma combustão estável pode tornar-se instável (oscilatória) devido a pequenas mudanças nos parâmetros de operação, configurações geométricas e na maneira como os reagentes são introduzidos na câmara de combustão, ou seja, devido à dinâmica do processo. O conhecimento da evolução dinâmica de processos de combustão contínuos afetados por instabilidades termo-acústicas representa uma importante questão em vista do desenvolvimento de sistemas de combustão caracterizados por estrutura compacta, alto desempenho e baixa emissão de poluentes, assim como alta flexibilidade para diferentes condições de operação. Claramente, um entendimento abrangente da instabilidade é extremamente necessário para as modificações de projeto. Embora diversos mecanismos responsáveis por este fenômeno, tais como variação da razão de equivalência e da superfície de chama, tenham sido propostos e estudados, muitos aspectos dos processos físico-químicos e parâmetros de operação que ditam o início e sustentação de instabilidades ainda não são totalmente compreendidos, sendo que em aplicações práticas isto é extremamente difícil. A presença de um escoamento médio e uma região de transferência de calor distribuída complica significativamente qualquer análise deste tipo.

A situação é ainda mais complicada quando sistemas de combustão utilizam ancoradores do tipo “swirler” para estabilizar a chama, pois estes induzem a ruptura de vórtices e a instabilidade, exercendo desta forma, profunda influência na dinâmica do processo de combustão. Quando o número de “swirl” de entrada aumenta, a zona de recirculação central move-se a montante devido à ruptura dos vórtices até que finalmente é extinta. Um alto número de “swirl” tende a aumentar a intensidade da turbulência e a velocidade de chama, e conseqüentemente diminui o comprimento da chama. Entretanto, números de “swirl” excessivos freqüentemente induzem a entrada da estrutura de recirculação

na coroa anular e permitem a ocorrência de “flash-back”. O número de “swirl” de entrada exerce pequena influência nas frequências das oscilações acústicas, mas desempenha um importante papel na determinação da amplitude do movimento ondulatório (Huang e Yang, 2005).

Algumas observações experimentais sobre instabilidades de combustão em turbinas a gás com baixa emissão de NO_x (LNGT – “Low NO_x Gas Turbine” na língua inglesa) foram realizadas. Heneghan *et al.* (1990) relataram que os níveis de pressão acústica aumentaram em seus testes quando a razão de equivalência foi reduzida das condições de operação estequiométricas. Similarmente, Cohen e Anderson (1996) descobriram que a amplitude de uma perturbação acústica longitudinal em seu modelo de combustor com amortecimento de oscilações aumentou quando a razão de equivalência da mistura reativa diminuiu, eventualmente transicionando para uma instabilidade elevada. Eles especularam que o crescimento da instabilidade com o decréscimo da razão de equivalência foi causado por um melhor acoplamento entre o processo acústico e cinético devido ao aumento do tempo de residência da reação química.

Além da dinâmica do processo de combustão, a dinâmica linha/combustível também exerce influência no surgimento de instabilidades. A relação entre a dinâmica linha/combustível e instabilidades de combustão foi investigada por alguns autores, dentre eles: Lieuwen e Zinn (1998), Lieuwen *et al.* (1999), Hobson *et al.* (2000) e outros citados por Auer *et al.* (2005) que mostraram como a impedância do sistema de combustível pode afetar a estabilidade dos sistemas de combustão.

Mediante toda explanação anterior, é facilmente perceptível que o desenvolvimento de sistemas de combustão visando à redução de emissões poluentes (NO_x , CO, UHC, etc.) e o aumento da eficiência do sistema (neste caso turbinas a gás) é combinado com modificações técnicas ou um novo projeto. Isto também inclui modificações no processo químico através da

utilização sistemas pré-misturados e ancoradores de chama do tipo “swirler” para estabilização de chamas altamente turbulentas. A aplicação dessas modificações transforma a combustão em um processo de alta intensidade. Entretanto, é observado que problemas de estabilidade causados pelo surgimento de oscilações acústicas estão relacionados com tais melhorias. As oscilações de pressão induzidas podem causar avarias nas instalações operacionais e, por conseguinte, os fabricantes são forçados a operar esses combustores sob condições não aceitáveis. A melhor maneira para desenvolver medidas com o intuito de se conter ou eliminar estas oscilações, é perceber e entender o mecanismo que as controlam.

2.4 Câmara de Combustão Estudada

Conforme mencionado na seção anterior, o desenvolvimento de sistemas de combustão visando à redução de emissões poluentes e ao aumento da eficiência do sistema é combinado com modificações técnicas ou de projeto, ou seja, torna-se necessária a adoção de estratégias operacionais, o que depende fortemente da maneira como ocorre o desenvolvimento dos processos físicos e químicos ao longo da câmara de combustão. Desta forma, um novo conceito de câmaras de combustão RQL que permita aproveitamento de todas as vantagens citadas, e minimize os problemas operacionais inerentes a esse tipo de equipamento, apresenta-se como uma oportunidade tecnológica e é objeto de estudo do presente trabalho.

O modelo de câmaras do tipo RQL tradicional baseia-se na injeção estagiada dos reagentes ao longo da câmara, visando à criação de regiões de combustão não propícias à formação de NO_x. Já neste novo conceito, esta condição desfavorável à formação de NO_x é obtida através do controle da dinâmica do processo, o que proporciona algumas vantagens em relação ao método convencional.

Nesta nova configuração o combustível e o ar são injetados diretamente em uma câmara primária. Entretanto, a maneira de injeção dos reagentes é que propicia um controle da quantidade de ar que se mistura com o combustível e conseqüentemente o processo de combustão rica. O combustível é injetado através de uma lança central e todo ar que participa do processo global de combustão é forçado a atravessar um “swirler”, que é basicamente um conjunto de pás dispostas em ângulos, onde o escoamento axial ao atravessá-las adquire componente tangencial de velocidade. Para permitir que o escoamento de ar, ao emergir do “swirler” com a componente tangencial de velocidade extremamente elevada, se concentre em torno da parede cilíndrica da zona primária e apenas uma pequena parte desse escoamento interaja com jato de combustível que ocupa a região central da câmara, formando assim uma chama rica, a câmara e a coroa do swirler possuem o mesmo diâmetro. O ar que não participa da combustão rica, ou seja, aquele que escoar concentrado nas proximidades da parede da câmara, forma um “film cooling” entre esta e a chama rica, conforme é exibido na Figura 2.6.

Ao término dessa zona primária de combustão rica, o diâmetro da câmara aumenta e o escoamento rotativo de ar perde o efeito parede e rapidamente tende a se expandir na direção radial, criando uma zona de baixa pressão na região central da câmara. Essa zona de baixa pressão faz com que boa parte do escoamento de ar mude de direção rapidamente, ou seja, cria uma intensa zona de recirculação misturando o ar remanescente com os produtos de combustão da zona rica (efeito “quench”). A zona de recirculação ainda tem o papel de criar uma mistura homogênea de combustão pobre através da intensa mistura entre os reagentes.

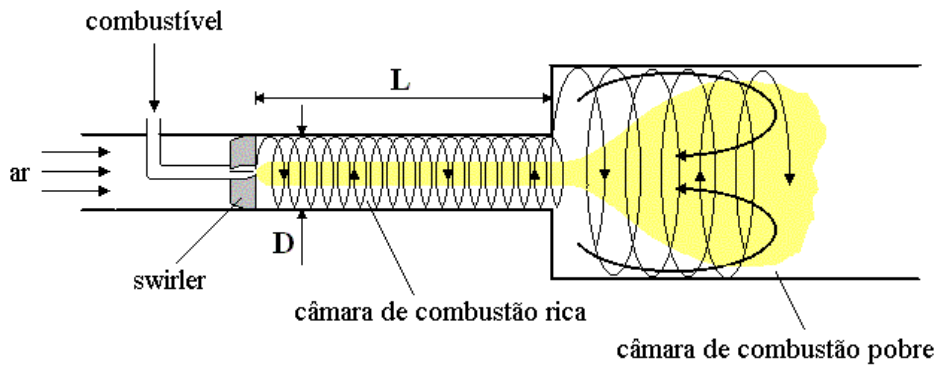


FIGURA 2.6 - Esquema do escoamento ao longo de uma câmara de combustão do tipo RQL

A figura 2.7 exhibe de maneira detalhada a presença de quatro regiões distintas de intensa reação química na chama. O carregamento de ar nas proximidades do jato de gás natural, devido à baixa pressão nas proximidades dessa região, juntamente com o ar que emerge do “swirler” com componente de velocidade tangencial extremamente elevada, proporciona o surgimento de uma estrutura de recirculação na região próxima ao “swirler” e ao jato de gás natural, caracterizando assim a região 1. A tendência é de combustão rica, já que aparentemente pouco ar consegue penetrar nessa estrutura. Como é provável que parte do gás seja carregado pelo escoamento junto com o movimento rotacional do ar, a região 2 forma-se devido a escoamento rotativo de ar e o jato de gás natural. Com o aumento do diâmetro da câmara, não há mais o efeito parede e o escoamento de ar expande-se radialmente fazendo com que a pressão na região central diminua, o que por sua vez permite a reversão do escoamento de ar e conseqüentemente a mistura com produtos de oxidação parcial da região 3 e o restante de combustível, formado desse modo a região 4. Já a região 3 se dá basicamente no encontro da penetração da estrutura de recirculação formada na região 4 para o interior da zona primária com o jato de gás natural, sendo que a tendência é o de um processo de combustão rica.



FIGURA 2.7 - Regiões de Combustão

Para determinadas condições de trabalho observa-se a ocorrência de instabilidades termoacústicas de combustão. As figuras 2.8 e 2.9 mostram respectivamente a câmara utilizada neste trabalho operando com a ausência de pulsações acústicas, e em uma situação em que ocorre a presença destas. Nesta última situação percebe-se claramente o aumento da transferência de calor principalmente por convecção para parede da câmara.

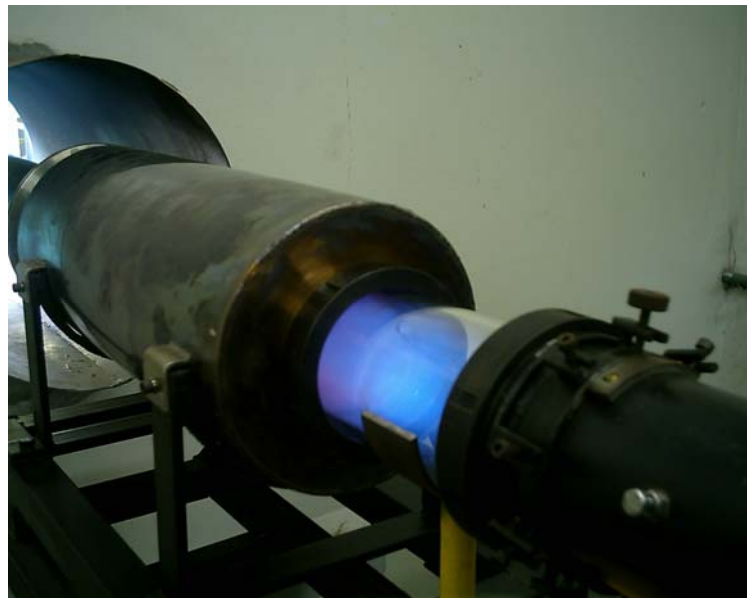


FIGURA 2.8 - Câmara operando sem instabilidades

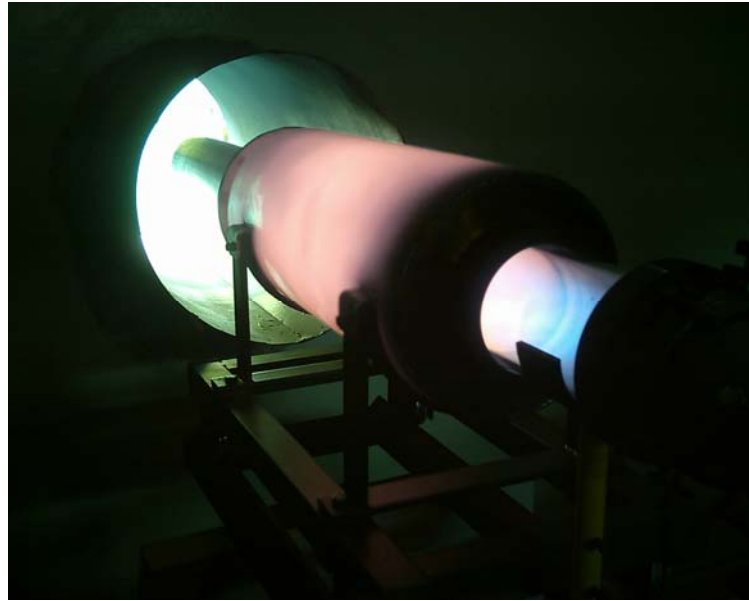


FIGURA 2.9 - Câmara operando com instabilidades

3 Descrição e Procedimentos Experimentais

Este capítulo descreve em detalhes a instalação experimental que está localizada no Laboratório Professor Feng do ITA, onde foram realizados os ensaios.

3.1 Câmara de Combustão e Arranjo Experimental

A câmara combustão (confeccionada em aço inox) utilizada neste experimento é dividida em duas zonas: primária e secundária. A zona primária, onde ocorre a combustão rica, foi construída de maneira modular, ou seja, com comprimentos de 10, 20 e 30 cm. Esta parte da câmara apresenta diâmetro de 10 cm. Já a zona secundária possui 50 cm de comprimento e 20 cm de diâmetro.

Três parâmetros adimensionais controlam a dinâmica dos escoamentos: o número de Reynolds do jato de combustível (Re_j), o número de “swirl” do escoamento de ar (S') e a razão comprimento / diâmetro da câmara primária (L/D). O número de Reynolds caracteriza o nível de turbulência do jato de combustível, o número de “swirl” quantifica a intensidade da zona de recirculação, e a razão L/D caracteriza a disponibilidade espacial para mistura dos reagentes na zona de combustão primária. A influência do número de Reynolds, para um determinado número de “swirl” e razão L/D , foi observada variando-o através da troca do diâmetro do orifício de saída do injetor de gás natural. Neste trabalho foram utilizados diâmetros de 2,35mm ($Re = 50.000$), 3,20mm ($Re = 40.000$) e 7,8mm ($Re = 15.000$). Desta forma, a vazão de combustível não precisou ser alterada, nem a potência teórica liberada. Da mesma forma, o número de “swirl” foi modificado através da alteração do ângulo entre as pás do “swirler”, não sendo necessário mudar a vazão de ar que passa por esse dispositivo. A influência da razão L/D foi observada alterando-se o comprimento L da zona primária, sendo

para isso essa região da câmara construída em módulos de 10 cm. Para melhor compreensão do que foi exposto acima, seguem as Figuras 3.1 a 3.5.



FIGURA 3.1 - Câmaras primárias



FIGURA 3.2 - Câmara Secundária



FIGURA 3.3 - Fotografia da montagem experimental

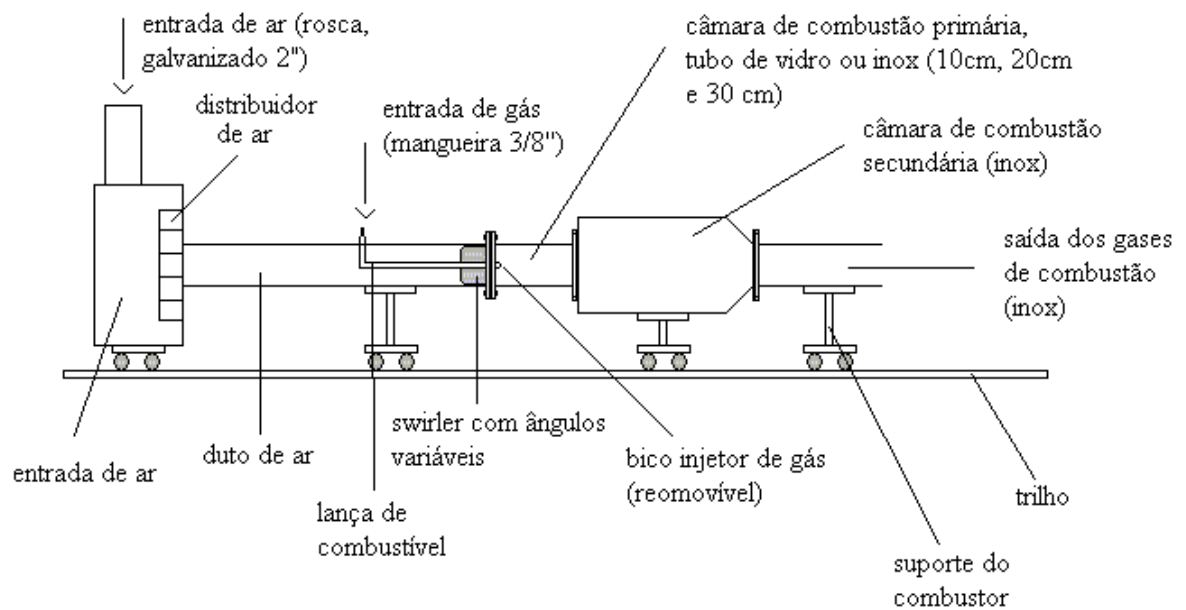


FIGURA 3.4 - Esquema geral da câmara de combustão

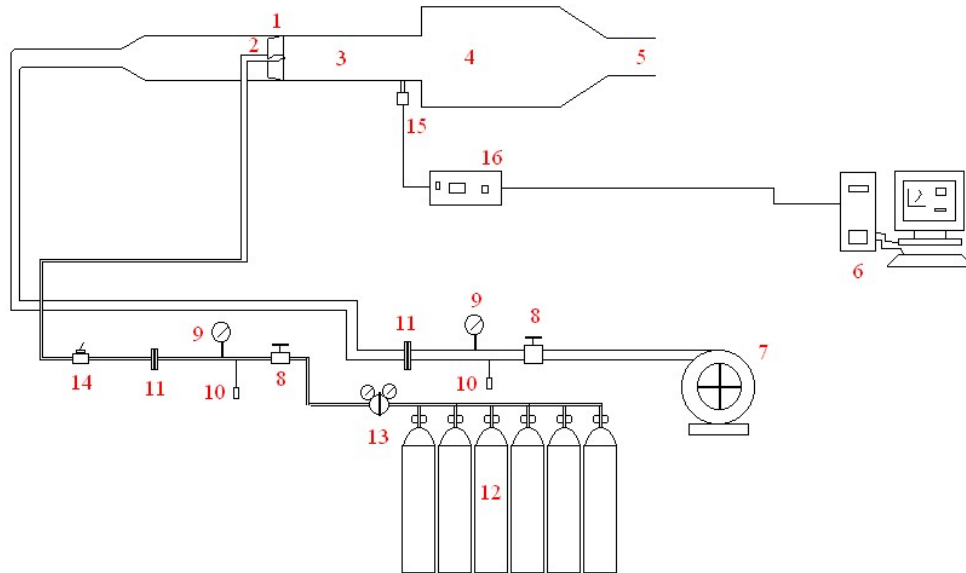


FIGURA 3.5 - Diagrama esquemático da montagem experimental

Legenda	
1 – swirler	9 – manômetro
2 - injetor de gás natural	10 – termopar
3 - zona de combustão primária rica	11 - sistema de placas de orifício
4 - zona de combustão secundária pobre	12 - cilindros de gás natural
5 - duto de saída dos gases de combustão	13 - conjuntos de válvulas reguladoras de pressão
6 – sistema de aquisição de dados	14 - válvula solenóide
7 - compressor radial	15 - transdutor de pressão piezelétrico
8 - válvula reguladora de vazão	16 - amplificador de carga

3.2 Linhas de Alimentação

Cilindros pressurizados de gás natural veicular (GNV) com capacidade de 14 Nm³ forneceram a vazão de combustível ao experimento, que neste caso é 1g/s. A pressão interna máxima usada nos cilindros foi de 200 atm e a de trabalho 3 atm. Devido a esta diferença utilizou-se um sistema contendo 3 válvulas reguladoras de pressão que a reduziram de maneira escalonada até a pressão de operação. Entretanto, tal procedimento ocasiona congelamento de linha, e apesar do uso do conjunto de reguladores escalonados de pressão, essa situação ainda ocorria com frequência. Para resolver este problema, a região onde se encontravam as válvulas foi aquecida através do emprego de uma cinta térmica. Utilizou-se também um bloco de distribuição, com o objetivo de conectar simultaneamente os cilindros à linha e, conseqüentemente, obter o suprimento ininterrupto de gás e assim evitar paradas para substituição de cilindros. Ao longo da linha de alimentação do combustível foram conectadas válvulas solenóides, com o intuito de se interromper a circulação do gás natural mediante tal necessidade.

Já o fornecimento de ar foi realizado mediante um compressor radial CR8 que atinge vazão máxima de 100g/s para esta montagem.

3.3 Medidas de Vazão

Para a obtenção das medidas de vazões mássicas dos fluidos de trabalho foram utilizadas placas de orifício e manômetros do tipo U. Para cada placa se dispunha dos manômetros, um deles contendo mercúrio, e o outro água. O primeiro foi utilizado para medir

a pressão estática antes da placa, e o segundo nas medições do diferencial de pressão estática na própria placa.

Uma placa do tipo “Radius Tap” foi utilizada para obtenção da vazão mássica do ar. Nesse caso realizou-se a tomada de alta pressão a $1D$ antes da placa e a de baixa a $1/2D$ depois da placa, onde D é o diâmetro da tubulação. Para esta situação os diâmetros da tubulação e da placa eram 47,4 mm e 35,5 mm, respectivamente.

Já para o gás natural a placa utilizada foi a do tipo “tubulação com pequenos diâmetros” (13 a 40 mm), sendo realizadas tomadas de pressão nos próprios flanges feitos em ranhuras anelares. Para esta configuração os diâmetros da placa e da tubulação eram 7 mm e 22 mm, respectivamente.

Para obtenção dos valores de temperatura necessários para cálculo de vazão, termopares do tipo J, com junta exposta e bainha metálica em aço inox foram acoplados ao sistema de placas de orifício. Indicadores digitais instalados em um painel de controle possibilitaram a leitura dos sinais dos termopares.

Além disso, para o cálculo das vazões mássicas do gás natural e do ar e para o projeto das placas foram utilizadas neste trabalho equações matemáticas que seguiram de maneira rigorosa a metodologia apresentada por Delmeé (1987), sendo estas equações implícitas no programa “Cálculo do Número de Swirl”, desenvolvido por Rivas (2005) e apresentado mais adiante.

Com o intuito de certificar-se que as vazões obtidas pelo sistema de placas de orifício não estavam em desacordo com a realidade experimental, uma vez que uma calibração para checar a precisão desse sistema (segundo a norma ISO 5167 é de 0,8 %) não foi possível, Rivas (2005), usando esse mesmo conjunto de placas de orifício, comparou a razão de equivalência da combustão de gás natural com o ar em uma câmara cilíndrica de 1,5 m de

comprimento e 0,5 m de diâmetro, obtida através dos dados de vazão das placas e através da análise de O₂ na saída da câmara. A comparação foi feita para diferentes condições de razão de equivalência e diâmetros de injeção do gás, conforme Figuras 3.6 a 3.8. Mediante concordância satisfatória observada entre os resultados obtidos para ambos os métodos em todas condições experimentais, assumiu-se que as vazões obtidas pelas placas são adequadas, embora a calibração não tenha sido realizada.

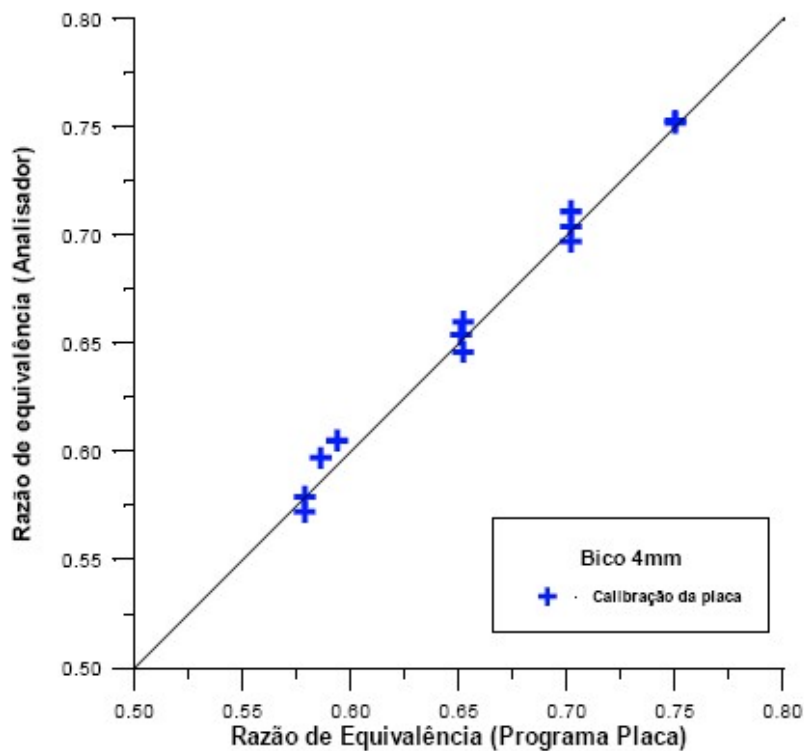


FIGURA 3.6 - Comparação da razão de equivalência para o bico de 4 mm (Rivas, 2005)

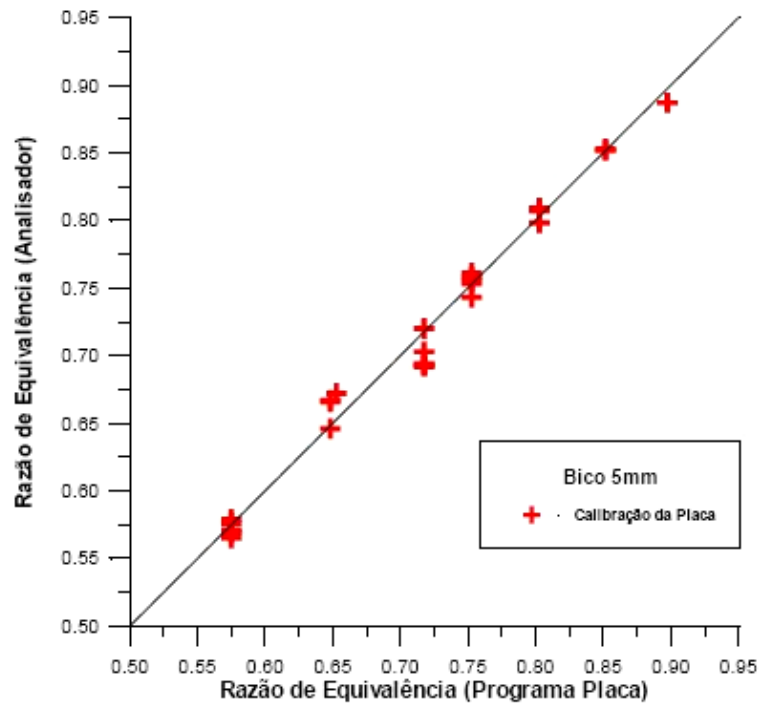


FIGURA 3.7 - Comparação da razão de equivalência para o bico de 5 mm (Rivas, 2005)

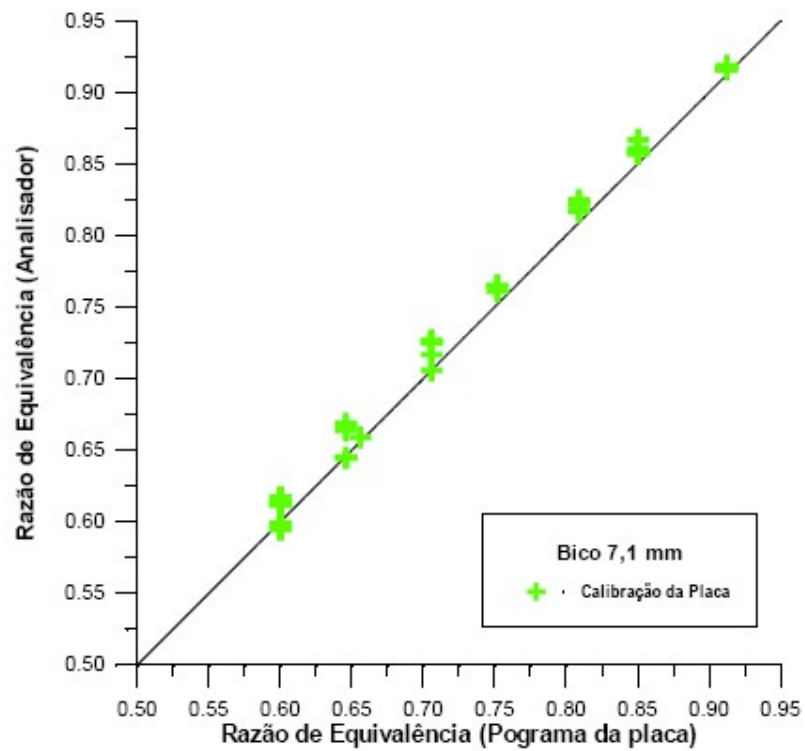


FIGURA 3.8 - Comparação da razão de equivalência para o bico de 7,1 mm (Rivas, 2005)

3.4 Medidas de Frequência e Pressão Acústica

Para converter ondas de pressão no interior do combustor em sinais elétricos e detectar a ocorrência de instabilidades, assim como a frequência e amplitude destas, um transdutor de pressão piezelétrico do tipo Kistler, modelo 7261, foi acoplado à zona primária da câmara de combustão nas proximidades do “swirler”. Este equipamento tem como componente principal de sua montagem a cerâmica piezelétrica, que apresenta variações em suas dimensões quando se aplica a ele um campo elétrico. Este fenômeno é chamado de piezeletricidade e os materiais que o apresentam são chamados de piezelétricos.

Um amplificador de carga também do tipo Kistler, modelo 5006, foi utilizado para amplificar o sinal do transdutor piezelétrico, sendo este posteriormente enviado ao sistema de aquisição de dados.

Mediante a inexistência de equipamentos necessários para a calibração do conjunto transdutor/amplificador de carga, Flügel (2006) realizou um procedimento comparativo para ajuste do referido conjunto, sendo o presente trabalho baseado nesta comparação. Este procedimento consistiu na escolha de um conjunto transdutor/amplificador de fabricação mais recente como referência para os demais, dentre eles o aqui utilizado (T3). Vale lembrar que o conjunto de referência até o momento nunca havia sido utilizado, e desta forma esperou-se que as especificações do fabricante estivessem corretas. Assim desenvolveu-se um equipamento (Figura 3.9) com o intuito de se realizar a calibração comparativa dos transdutores, sendo tal equipamento constituído de uma pequena câmara cilíndrica de aproximadamente 70 cm^3 e preenchido com esferas de vidro com cerca de 8mm de diâmetro, com cada uma das faces contendo um furo.

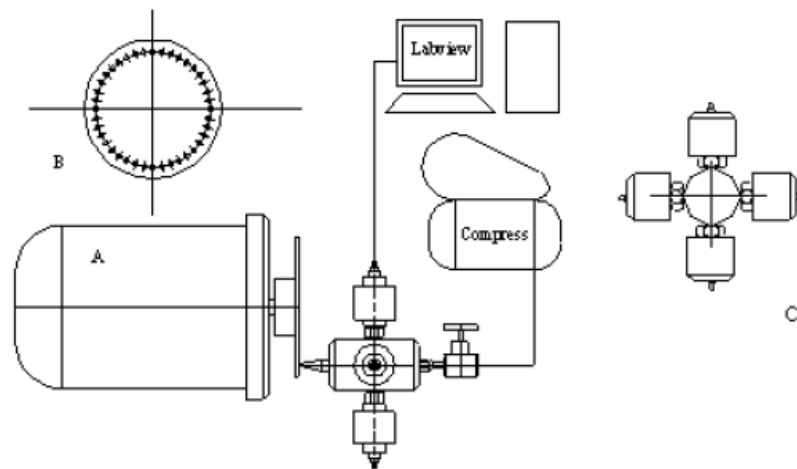


FIGURA 3.9 - Dispositivo de calibração dos transdutores de pressão (Flügel, 2006).
(O elemento A é um motor controlado por inversor de frequência, B é um detalhe do disco com 40 orifícios e C é a vista frontal da montagem dos transdutores da câmara barométrica)

Um compressor fornecia ar por um destes orifícios e descarregava por outro. Com estas esferas garantia-se a inexistência de correntes preferenciais no interior da câmara, desde que os sensores estivessem submetidos a uma mesma pressão, o que dependia da pressão de alimentação do ar e das condições de abertura do ponto de descarga. Após o ajuste da pressão do ar, uma válvula agulha controlava a vazão nas proximidades do ponto de alimentação. Com o giro do motor a descarga da câmara alternava entre a condição de aberta ou fechada, ou seja, de acordo com a coincidência ou não dos orifícios, o que propiciava uma oscilação de pressão aproximadamente senoidal na câmara. O controle da amplitude foi possível através da abertura da válvula agulha e do ajuste da pressão de alimentação do ar. Já a frequência estava relacionada à velocidade de giro do motor e ao número de orifícios do disco. A aquisição de dados foi realizada pelo programa “Labview” (mais detalhes sobre este programa na seção

seguinte). Após todos os testes verificou-se que as medidas de frequência estavam em concordância com as obtidas a partir do conjunto de referência, como pode ser confirmado pela Figura 3.10. Com relação às amplitudes, a Figura 3.11 mostra que alguns dos equipamentos estavam completamente desajustados para todas as escalas (1, 2, 5, 10 mbar) sendo necessárias correções da ordem de 50% em algumas situações.

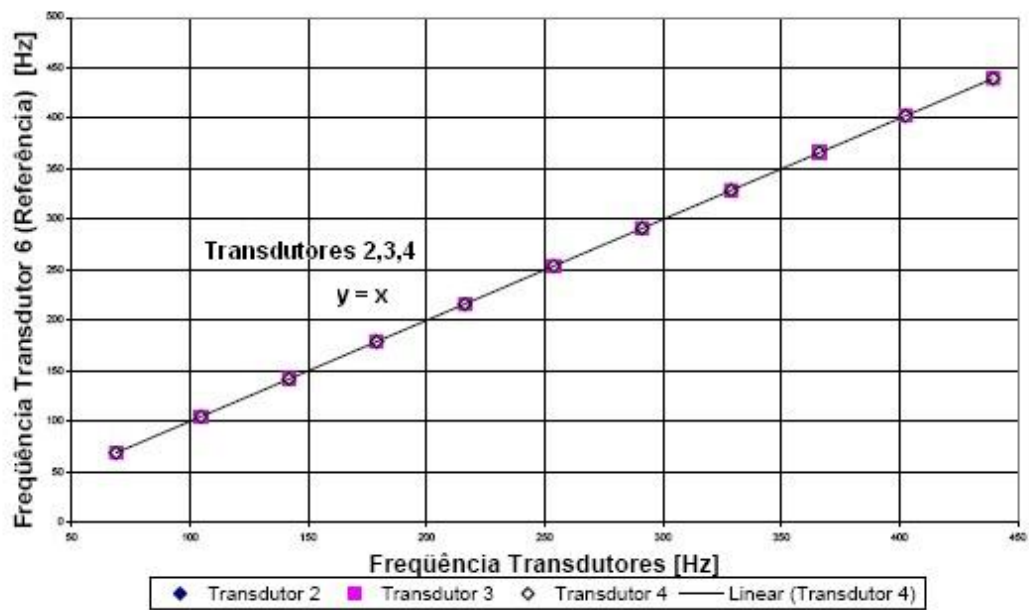


FIGURA 3.10 - Resultados da calibração dos transdutores de pressão em termos de frequência (Flügel, 2006)

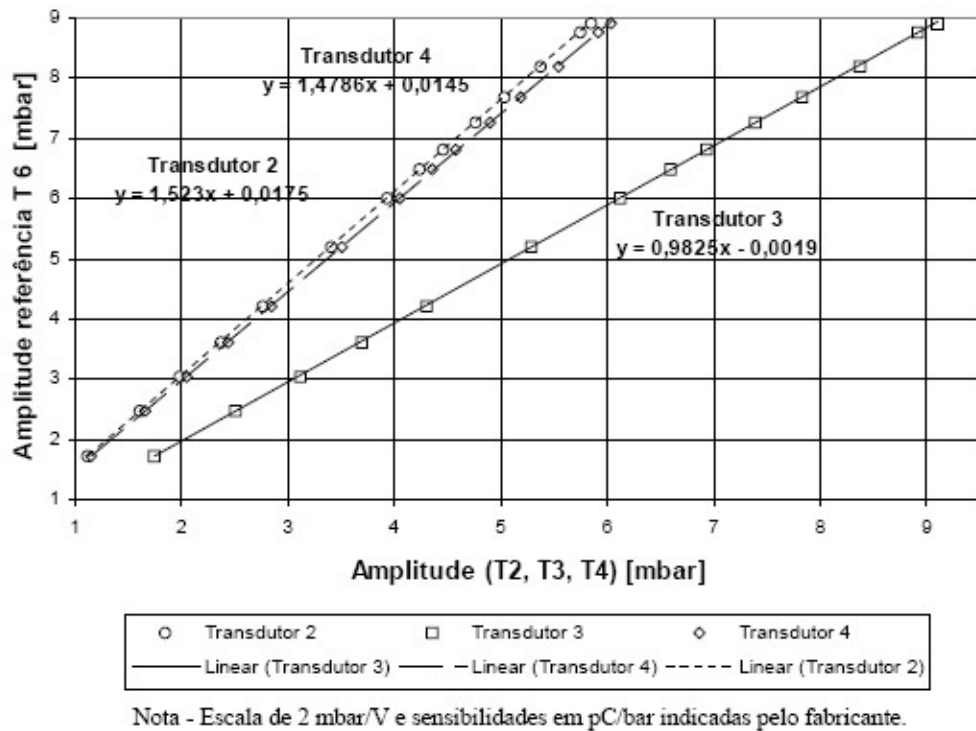


FIGURA 3.11 - Resultados da calibração dos transdutores de pressão em termos de amplitude
(Flügel, 2006)

Flügel (2006) concluiu que os transdutores de pressão piezelétricos estavam em boas condições de uso, o que não se pôde dizer a respeito dos amplificadores de carga, já que os conjuntos constituídos do transdutor, amplificador e cabos precisaram ser ajustados frente ao conjunto de referência.

Fatores de correção, sensibilidades para determinadas faixas de frequência, assim como mais detalhes sobre o procedimento de calibração realizado podem ser encontrados no referido trabalho.

3.5 Aquisição de Dados e Tratamento

Para a aquisição de dados utilizou-se o programa “LabVIEW”, que é uma linguagem de programação que usa ícones em vez de linhas de texto para criar aplicações. Em contraste com a linguagem baseada em texto, onde instruções determinam execução das aplicações, nesse programa a execução é baseada no fluxo de informações.

No “LabVIEW” constrói-se uma interface usando-se um conjunto de ferramentas e objetos. A interface é conhecida como painel frontal. Então é adicionado um código que usa representações gráficas de funções para controlar os objetos do painel frontal, código este contido no diagrama de blocos. Em algumas situações, o diagrama de blocos assemelha-se a um fluxograma. As aplicações criadas são chamadas de instrumentos virtuais (VI's - “Virtual Instruments” na língua inglesa).

O sistema utilizado no presente trabalho para a aquisição de dados é composto por uma placa, modelo AT-MIO 16E4 com velocidade de aquisição de 1,25 MS, 4 canais digitais e 8 analógicos, um filtro passa-baixa com frequência de corte de 2 Hz para rejeitar ruído de 60 Hz, ajuste de ganho 1 a 100 e um termistor utilizado como sensor para compensação de junta fria. Para cada posição, o valor apresentado é a média de 1000 amostras. Os sinais elétricos foram adquiridos por apenas 1 transdutor a uma taxa de leitura de 3200 pontos por segundo. Para tratamento destes dados utilizou-se uma análise baseada na Transformada de Fourier (amplitude), que expressa uma função em termos de funções de base sinusoidal, ou seja, como

soma ou integral de funções sinusoidais multiplicadas por coeficientes (“amplitudes”). A Figura 3.9 mostra a VI que realizava o tratamento dos dados. À esquerda é mostrado o número de pontos a serem adquiridos, assim como a taxa de aquisição desses dados. À direita são exibidos dois gráficos: o superior refere-se ao sinal medido, e o inferior ao sinal analisado, ou seja, após a aplicação da Transformada de Fourier.

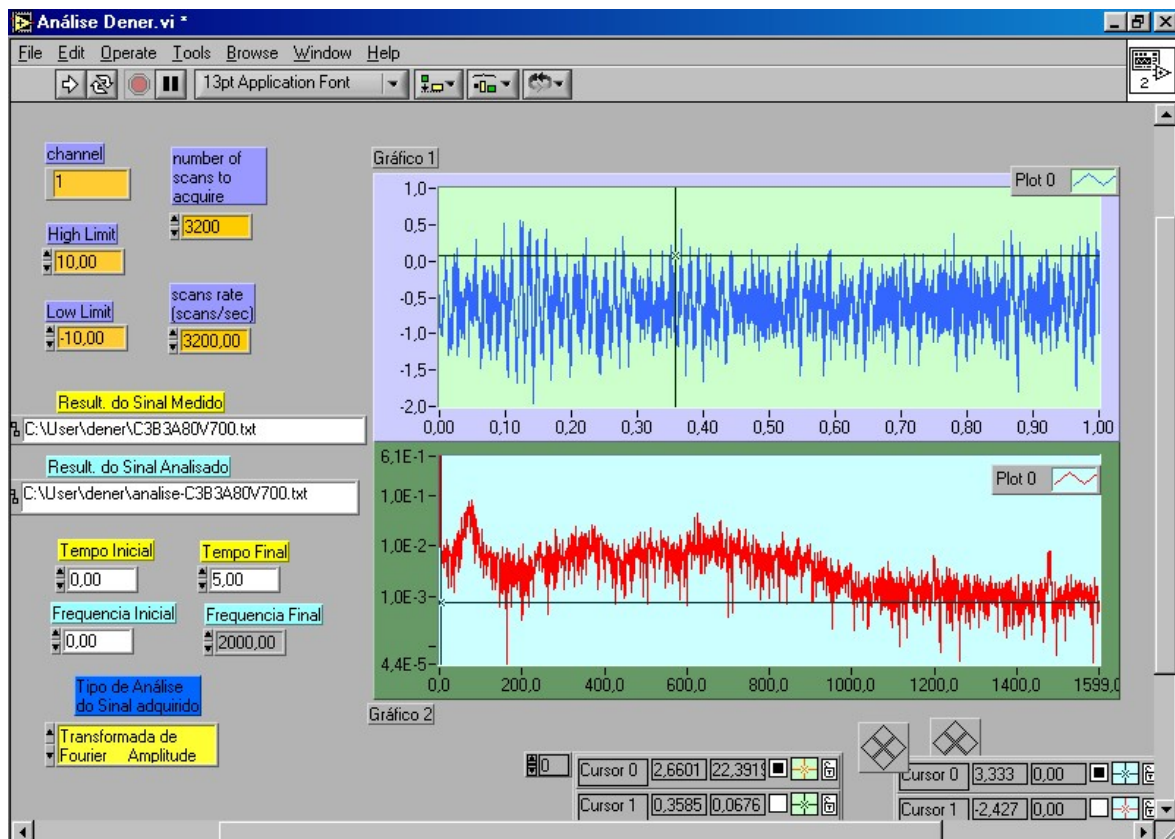


FIGURA 3.12 - Tela do sistema de aquisição de dados

3.6 Ancorador de Chama do Tipo “Swirler”

O padrão do fluxo de ar na zona primária é de fundamental importância para estabilidade de chama. Muitos tipos de fluxo de ar são empregados, mas uma característica comum de todos é a criação de um fluxo toroidal reverso que recircula uma porção dos produtos de combustão quente para misturar-se com a corrente de ar e combustível entrante. Uma das maneiras mais efetivas de induzir a recirculação de fluxo na zona primária é adequar um “swirler” no domo ao redor do injetor de combustível (Lefebvre, 1998).

Segundo Oliveira (2001) e Chigier (1981), citados por Rivas (2005), o “swirler” é basicamente 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 dimensão da chama. A rotação do ar de combustão cria gradientes de pressão radiais que influenciam o escoamento, assim se a rotação for suficientemente intensa, o gradiente de pressão adverso promove a criação de uma zona de recirculação interna (ZRI - “Internal Recirculation Zone” na língua inglesa).

Atualmente “swirlers” possuem diversas funções como ancoradores de chama em modernas plantas industriais e turbinas a gás em substituição a corpos rombudos e telas. Os primeiros não impõem grandes perdas de pressão ao campo de escoamento nem sofrem quanto os últimos quando expostos a elevadas temperaturas, enquanto ainda demonstram boa performance na estabilização da chama. Desta forma, a tendência geral no projeto de modernas plantas industriais para geração de energia, propulsão e combustão industrial é empregar “swirlers” como ancoradores de chama. Esta grande variedade de funções de “swirlers” na indústria foi consequência de quase três décadas de intensa pesquisa no campo de escoamentos rotativos, desde o trabalho pioneiro de Chigier e Beér (1964) que primeiro introduziram o conceito de número de “swirl” e estabeleceram os fundamentos para trabalhos

posteriores. Mas recentemente, Weber e Dugué (1992) propuseram um número de “swirl” efetivo para chamas bem misturadas, para se certificarem dos efeitos de escoamentos com “swirl” sobre a combustão e mostraram que a intensidade da zona de recirculação interna poderia ser relacionada com o mesmo (Muniz *et al.*, 2000).

Embora queimadores com “swirlers” não sejam novos no campo da combustão, apenas recentemente um esforço concentrado foi realizado para entender como e por que escoamentos rotacionais tem uma influência tão importante na estabilidade e intensidade de combustão das chamas.

Sendo assim, mediante todas vantagens mencionadas, utilizou-se o dispositivo “swirler” como retentor de chamas neste trabalho. Assim foi possível alterar a estrutura da chama sem modificar as vazões de combustível e oxidante, o que foi realizado apenas alterando-se o ângulo entre as pás do “swirler” que é composto por 9 palhetas de 1,4 mm de espessura cada, sendo disposto de forma que a variação das pás fosse possível. A Figura 3.13 mostra as dimensões do “swirler” utilizado no presente trabalho.

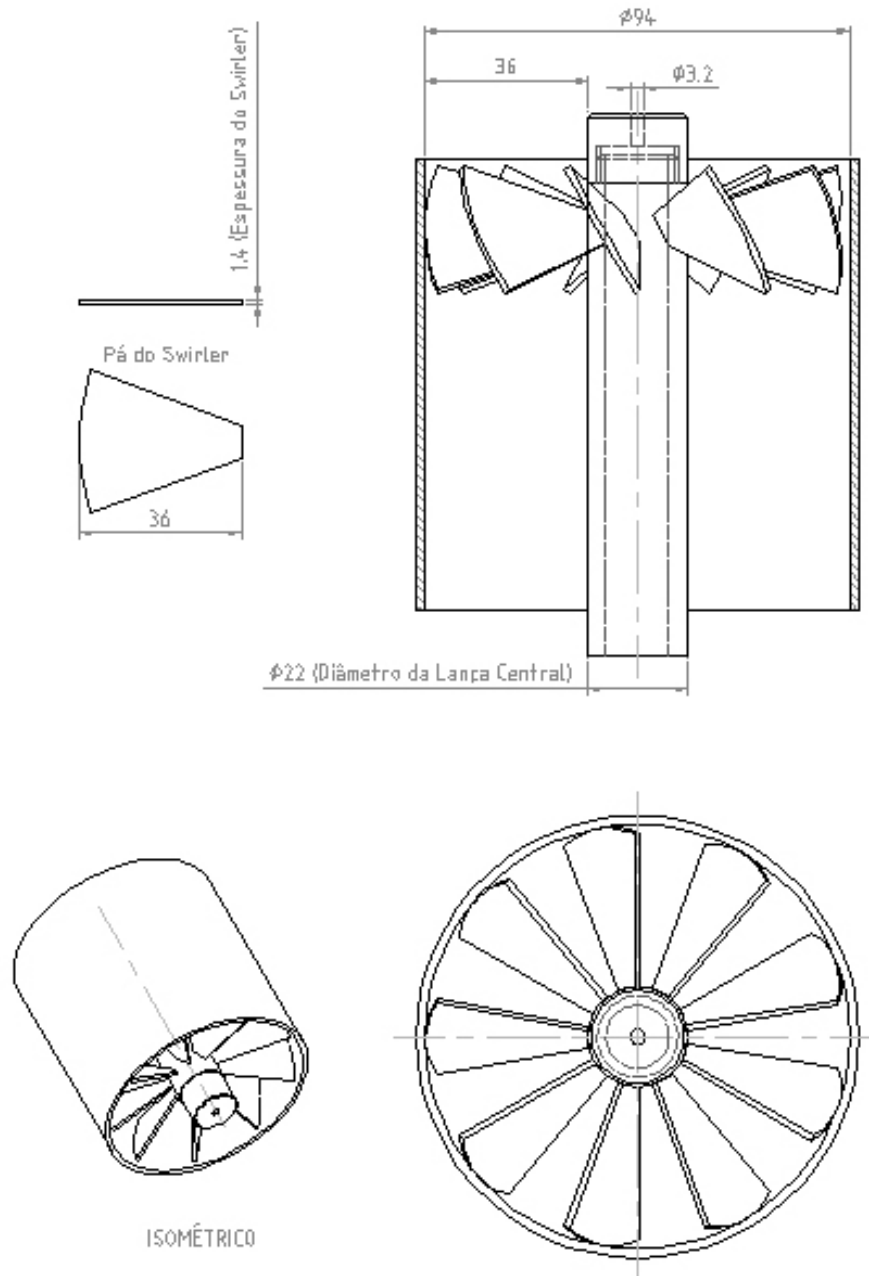


FIGURA 3.13 - Dimensões principais do dispositivo “swirler” composto por 9 pás retas

3.6.1 Modelo e Programa para Cálculo do Número de “Swirl”

A relação adimensional que caracteriza a intensidade do “swirler”, utilizada para quantificar a intensidade da zona de recirculação, é dada pelo número de “swirl” (S'), que corresponde a 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 o basicamente apresentado por Wall (1987), com as considerações de coeficientes de bloqueio feitas em Muniz (2000) e em Couto *et al.* (1995). A Figura 3.14 apresenta o esquema genérico de um “swirler” axial e raios característicos.

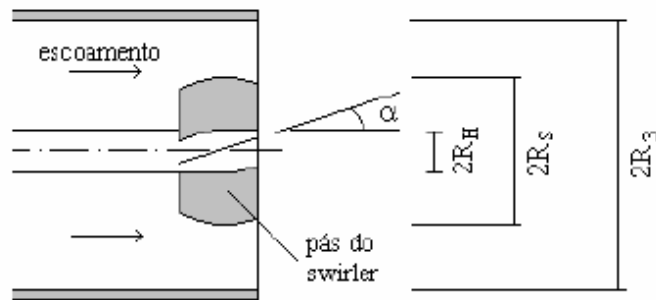


FIGURA 3. 14 - Esquema genérico de um “swirler” axial

O número de “swirl” pode ser definido baseando-se na distribuição de velocidade do 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):

$$S' = \frac{S'_s}{(1 + M_r)} \quad (3.1)$$

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

$$S_s' = \frac{G\phi}{(R_3 - R_H) \cdot G_x'} \quad (3.2)$$

$$M_r = \frac{(\rho/m^2)_s \cdot (m^2/\rho)_p \cdot (R_3^2 - R_H^2)}{R_I^2} \quad (3.3)$$

sendo ρ a massa específica, m a vazão mássica, R_I o raio do orifício injetor de combustível e os subscritos p e s são referentes ao escoamento 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:

$$\frac{G\phi}{G_x'} = \frac{2 \cdot (CB) \cdot (\tan \alpha) (R_s^3 - R_H^3)}{3 \cdot (R_3^2 - R_H^2)} \quad (3.4)$$

onde α é o ângulo das pás do “swirler” e CB o coeficiente de bloqueio devido a 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:

$$CB = \frac{1}{1 - \sigma} \quad (3.5)$$

onde σ é o fator de bloqueio dado por:

$$\sigma = \frac{(A_s - A_{ef})}{(A_{3a} - A_s)} \quad (3.6)$$

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 como:

$$A_{ef} = 2(R_s - R_H) \cdot (K - 2T) \cdot \cos \alpha \quad (3.7)$$

onde K é dado por:

$$K = \cos(\pi / 2Z) \cdot [R_s \sin(\pi / z) + R_H \cdot \tan(\pi / z)] \quad (3.8)$$

Sendo Z o número de pás do “swirler” e T a espessura das mesmas.

Um programa computacional em linguagem Delphi® foi utilizado para obtenção do número de “swirl” a partir de uma determinada condição experimental. Tal programa incorpora o modelo descrito anteriormente e foi desenvolvido por Rivas (2005). O programa necessita de algumas informações para realização dos cálculos, tais como: geometria do “swirler”, diâmetro do bico injetor, propriedades do ar de combustão e do combustível, sendo

os resultados apresentados em três janelas. Em uma delas, as vazões mássicas baseadas nas informações das placas de orifício e nas propriedades do ar e do combustível são calculadas. Esta janela é dividida em duas colunas, sendo uma para inserção dos dados relativos às placas e às condições ambientais e a outra para exibição dos resultados. A Figura 3.15 exibe esta janela do programa.

FIGURA 3.15 - Cálculo de Vazões Mássicas (Rivas, 2005)

Na janela seguinte (Figura 3.16) o cálculo do número de “swirl” é realizado a partir dos resultados de vazão e propriedades dos fluidos obtidos na janela anterior e dos dados informados sobre a geometria do “swirler” e o diâmetro do orifício de injeção do combustível. Na última janela do programa (Figura 3.17), uma extrapolação dos resultados através da

variação do diâmetro do orifício de injeção e o ângulo entre as pás do “swirler”, é realizada com o objetivo de se gerar curvas de tendências.

Programa Calculo Numero de "Swirl"

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

INGRESSAR GEOMETRIA DO SWIRLER

Varia Angulo Pás <1º - 10 º> **10**

Fator do Swirler <0º - 70º> **8**

Raio Cílin Lança Central [m] **0,011**

Raio Swirler+Raio Lança [m] **0,047**

Espessura Das Palhetas [m] **0,096**

Numero De Palhetas **9**

INGRESSAR DIAMETRO INJETOR

DIAMETRO [mm] **3,2**

RESULTADOS :

Reynolds do Diametro Injetor **39846,168**

MR_Fluxo_P_S **3,673**

PLACA DE ORIFICIO:

AR [g/s] **18,505203**

COMBUSTI [g/s] **1,040700**

DENSI_AR [Kg/m3] **1,08526**

DENSI_COMBUS [Kg/m3] **0,76226**

VISCOSI_COMBUS [Ns/m2] **0,000010392**

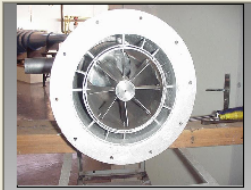


Fig1-Dispositivo Swirler (0 ° Graus).

RESULTADOS PRINCIPAIS NUMERO DE SWIRL

Angulo	Anqu Rad	Area efec	Fat blo	Coef blo	Permea	Num Swirl Aprox	Num Swirl
0.0	0.000000	-0.055801	9.506765	-0.117554	-8.506765	-0.000000	-0.000000
10.0	0.174533	-0.054954	9.377528	-0.119367	-8.377528	-0.019132	-0.004095
20.0	0.349066	-0.052436	8.993744	-0.125098	-7.993744	-0.041389	-0.008858
30.0	0.523599	-0.048325	8.367074	-0.135739	-7.367074	-0.071238	-0.015246
40.0	0.698132	-0.042746	7.516560	-0.153455	-6.516560	-0.117047	-0.025049
50.0	0.872665	-0.035868	6.468043	-0.182881	-5.468043	-0.198116	-0.042399
60.0	1.047198	-0.027901	5.253382	-0.235107	-4.253382	-0.370162	-0.079218
70.0	1.221730	-0.019085	3.909485	-0.343703	-2.909485	-0.858388	-0.183703
80.0	1.396263	-0.009690	2.477184	-0.676964	-1.477184	-3.489894	-0.746870

MOSTRAR

FECHAR

FIGURA 3.16 - Cálculo do Número de “Swirl” (Rivas, 2005)

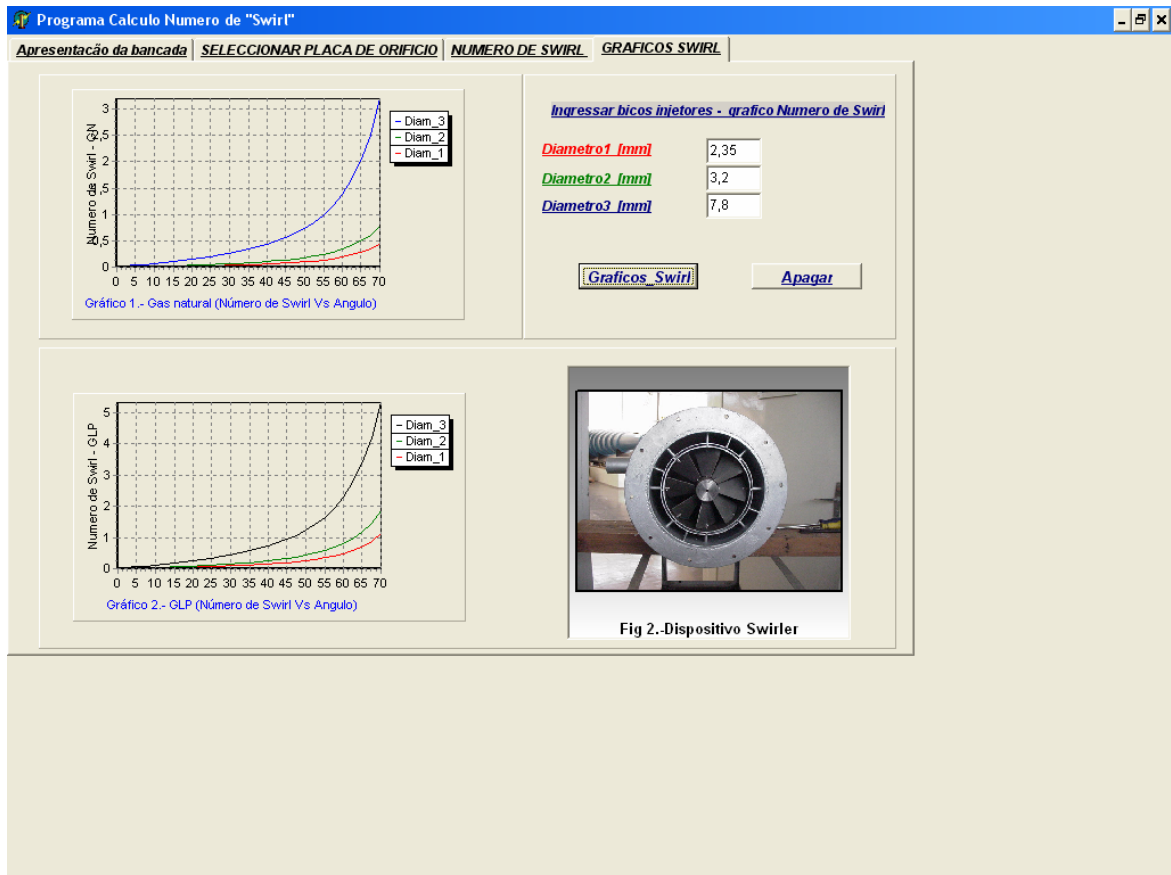


FIGURA 3.17 - Curva de Tendências (Rivas, 2005)

3.7 Procedimento Experimental

Nesta seção é descrito o desenvolvimento dos ensaios desde a alimentação do experimento até a obtenção de resultados.

Primeiramente escolhia-se a condição de operação, isto é, o ângulo entre as pás do "swirler", o diâmetro do bico injetor e o comprimento da câmara primária. Para algumas condições não era possível ignitar a chama, como para o caso de ângulos inferiores a 40°. Nestas situações a chama não se auto-sustentava.

Após abertura dos cilindros de GNV abriam-se as válvulas solenóides para permitir o escoamento do fluido até a instalação experimental. Antes de ignitar a chama, o sistema de refrigeração (o fluido utilizado para refrigeração foi a água) do transdutor de pressão era acionado através de uma bomba. Logo em seguida era ligado o compressor que fornecia a vazão de ar, que para este caso variava de 40 a 100 g/s, e abria-se a válvula referente ao gás natural até se alcançar a vazão de trabalho, que era de 1g/s. A ignição da chama era realizada manualmente, ou seja, através de um acendedor. Após acionamento de todo o experimento esperava-se aproximadamente 6 a 7 minutos, tempo avaliado necessário para a câmara de combustão alcançar o equilíbrio térmico. Quando a condição de trabalho era alterada sem apagamento da chama (em alguns casos tal procedimento era necessário) o tempo de espera para o equilíbrio térmico era um pouco menor, aproximadamente 3 minutos.

Para o início da aquisição de dados estabeleceu-se como referência para vazão de ar a altura no manômetro que estabelecia a queda de pressão na placa de 550 mmH₂O, sendo esta visualizada no painel de controle de vazão. Dessa forma, variava-se a vazão em intervalos de 50 mmH₂O, ou seja, 600, 650, 700, ..., 1000 mmH₂O, sendo em cada altura realizada a medida de pressão acústica, permanecendo constante a vazão de combustível. O programa “Labview” através do conjunto transdutor/amplificador recebia o sinal elétrico oriundo do transdutor de pressão e realizava o tratamento dos dados.

4 Resultados e Discussões

Este capítulo reúne o conjunto de resultados experimentais obtidos, além da descrição e discussão dos mesmos. Os ensaios foram desenvolvidos com o objetivo de se observar como determinados parâmetros, tais quais o número de Reynolds do jato de combustível, o número de “swirl” do escoamento de ar (ângulo entre as pás do “swirler”), e razão L/D da câmara primária, influenciam no surgimento de instabilidades termoacústicas no interior da câmara de combustão.

Os resultados obtidos de forma direta através dos ensaios, assim como os calculados a partir desses, são exibidos nas tabelas presentes no Apêndice A, sendo as seguintes grandezas apresentadas: ângulo entre as pás do “swirler” (α), razão de equivalência (ϕ), número de Reynolds (Re), número de “swirl” (S') e frequência e amplitude das ondas de pressão. Além disso, também são mostradas as vazões dos reagentes. De forma conveniente, os principais resultados são reunidos na forma de gráficos e são apresentados nas seções seguintes.

4.1 Resultados para o Cálculo do Número de “Swirl”

Conforme apresentado no capítulo anterior, o número de “swirl” é um parâmetro que indica pelo menos qualitativamente como é a intensidade da quantidade de movimento tangencial adicionada ao ar quanto este passa pelas pás do “swirler”. O modelo apresentado mostra que esse número depende dos seguintes parâmetros: vazão de ar, velocidade de injeção do combustível (número de Reynolds do jato) e ângulo do “swirler”.

Com os dados experimentais de vazão e parâmetros geométricos do “swirler” e da lança de injeção de gás, foi possível calcular a razão de equivalência, o número de “swirl” e o número de Reynolds. Para exemplificar, as Figuras 4.1, 4.2 e 4.3 apresentam resultados desses cálculos para o número de “swirl” versus a razão de equivalência, diferentes ângulos de “swirler”, razão $L/D = 1$ e número de Reynolds do jato de combustível de 50.000, 40.000 e 15.000, respectivamente.

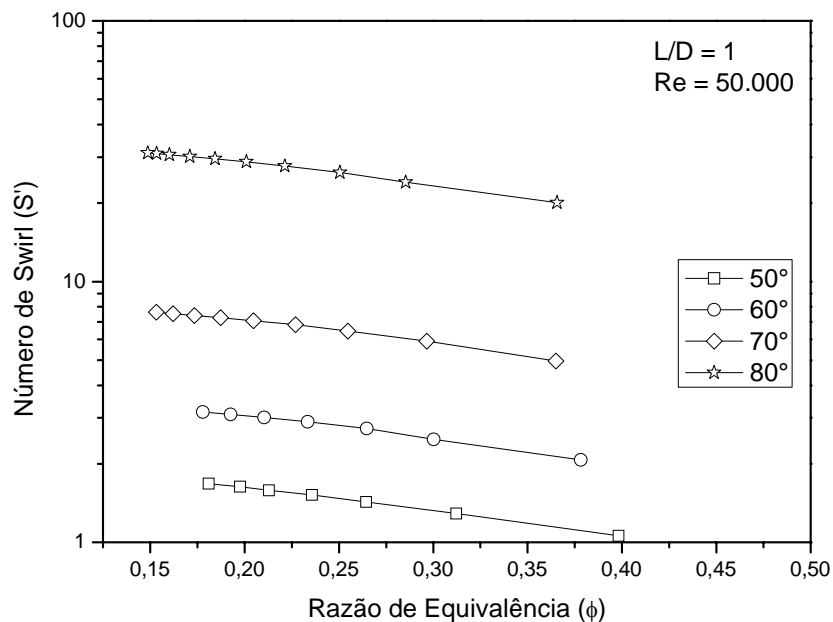


FIGURA 4.1 - Efeito da variação da razão de equivalência sobre o número de “swirl” para razão $L/D = 1$ e $Re = 50.000$

Nota-se que o aumento do ângulo do “swirler” aumenta exponencialmente o número de “swirl”. Com menor influência, a redução da razão de equivalência (aumento da vazão de ar) também aumenta o número de “swirl”, pois mais fluido está passando pelas pás do “swirler”. Por outro lado, o aumento do número de Reynolds do jato de gás natural diminui o número de “swirl”, pois quantidade de movimento axial é introduzida no centro da câmara.

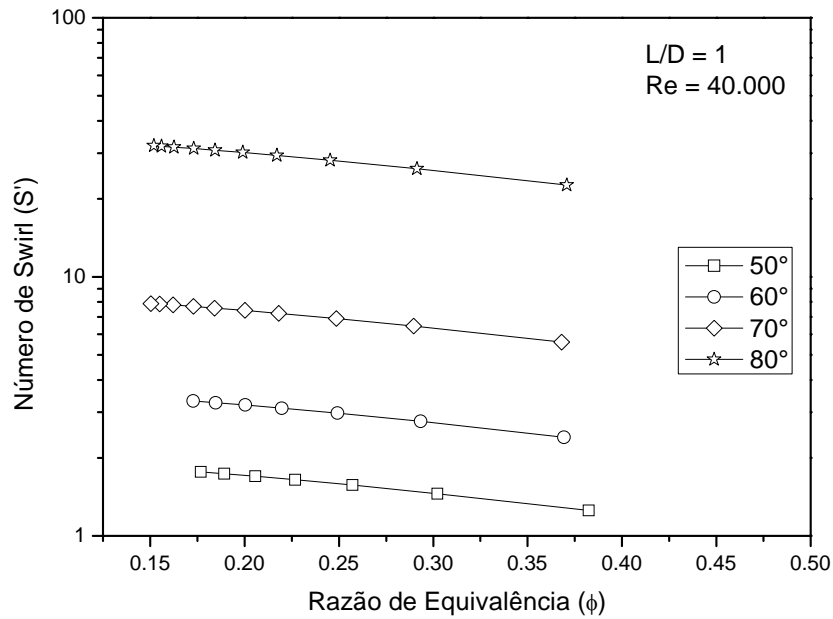


FIGURA 4.2 - Efeito da variação da razão de equivalência sobre o número de “swirl” para razão $L/D = 1$ e $Re = 40.000$

É importante observar que a razão $L/D = 1$ foi escolhida arbitrariamente para apresentação dos resultados, pois o modelo do número de “swirl” é aplicado para condição na saída da câmara de combustão primária, ou seja, o acréscimo de componente tangencial de velocidade exatamente na saída do “swirler”, e o comprimento da câmara primária não interfere no resultado. Contudo, como os cálculos são baseados em dados levantados experimentalmente, os resultados similares para as razões $L/D = 2$ e 3 estão reunidos no Apêndice B.

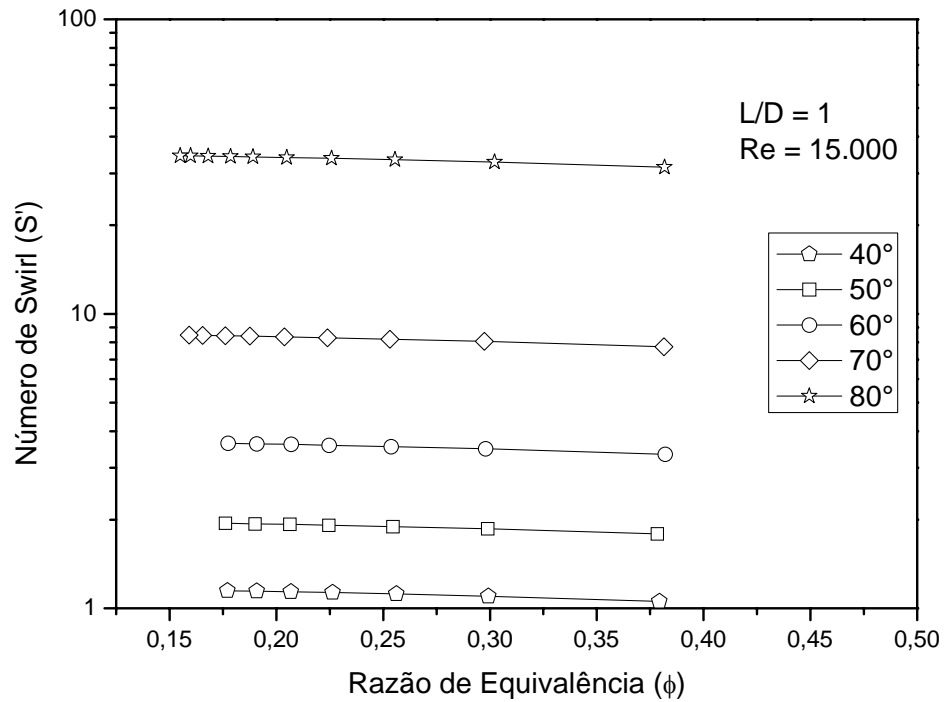


FIGURA 4.3 - Efeito da variação da razão de equivalência sobre o número de “swirl” para razão $L/D = 1$ e $Re = 15.000$

4.2 Origem das Instabilidades

Para melhor entender os resultados e atribuir as influências dos parâmetros de operação no surgimento das instabilidades, procurou-se realizar alguns ensaios para se determinar a origem das mesmas. Para isso escolheu-se como referência a situação $L/D = 2$, $Re = 40.000$ e $\alpha = 60^\circ$, pois, dependendo da razão de equivalência global elevadas amplitudes de oscilação foram observadas para essa condição.

Em muitas situações, a origem das instabilidades pode não ser de responsabilidade do processo de combustão, tendo a adição de energia térmica o papel de intensificá-las. Nestes casos, a origem das instabilidades pode estar relacionada com taxas de formação e destruição de vórtices ou com oscilações no sistema de alimentação do ar ou do combustível. Desta

forma, realizou-se um ensaio sem ignição para as mesmas condições citadas. A Figura 4.4 apresenta a amplitude de oscilação para diferentes razões de equivalência global, com e sem combustão para todo o conjunto, ou seja, câmara primária e secundária. Nota-se que mesmo para as razões de equivalência onde elevadas amplitudes são atingidas com a situação de combustão, não há instabilidades para situação sem combustão. Assim, esta comparação mostra que a origem das instabilidades é inerente ao processo de combustão. A frequência de oscilação média quando regimes de instabilidades são atingidos foi sempre próxima a 80Hz (como será apontado nos próximos gráficos das próximas seções).

Para avaliar se a origem das instabilidades de combustão é de responsabilidade da queima na câmara primária ou na câmara secundária, repetiu-se o ensaio com combustão nas mesmas condições, mas sem a presença da câmara secundária. A Figura 4.4 também apresenta esses resultados e nota-se que não há instabilidades quando a combustão secundária ocorre aberta para atmosfera.

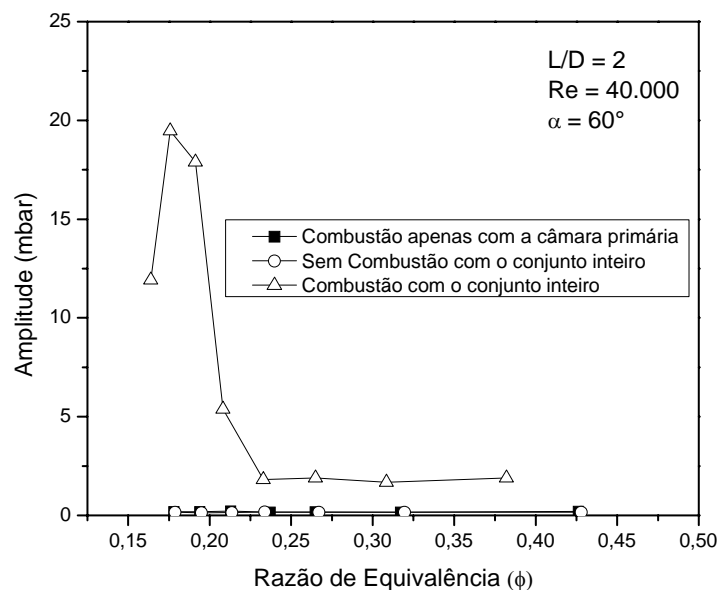


FIGURA 4.4 – Comparação entre diferentes condições de operação da montagem: combustão com todo conjunto, sem combustão com todo conjunto e combustão com a câmara primária

Baseado nos resultados apresentados na Figura 4.4 pode-se atribuir que a origem das instabilidades está relacionada com interações entre a forma de adição de energia na câmara secundária, a estrutura do escoamento reativo e as características acústicas da câmara secundária.

Como as oscilações de adição de energia estão associadas às oscilações de velocidade, pressão, temperatura e composição dos reagentes, que estão presentes simultaneamente em sistemas de combustão, a compreensão do fenômeno de instabilidade torna-se uma tarefa difícil. Em condições favoráveis, flutuações periódicas durante a adição de energia térmica combinarão com a frequência natural ressonante de um ou mais componentes geométricos do combustor ou mecanismos naturais relacionados à mecânica dos fluidos.

Para ocorrência de instabilidades, o processo de adição de energia deve satisfazer o critério de “Rayleigh”, que exige que essa adição de energia durante a combustão e as oscilações de pressão no combustor estejam em fase. Quando estão fora de fase, flutuações na adição de energia amortecem as oscilações de pressão (Lieuwen e Zinn, 1998). Em 1953, Putnam e Dennis desenvolveram uma forma matemática para o critério de Rayleigh, que é uma relação entre ondas de pressão e taxa de adição de energia, estabelecendo que amplificação da oscilação de pressão acontecerá se equação 4.1 for satisfeita. Chu (1956), citado por Rocha (2002), através das equações de conservação, representando o aumento da energia total após cada ciclo de oscilação para um aquecedor plano, obteve a mesma equação.

$$\oint QP' dt = 0 \quad (4.1)$$

onde Q é a taxa de energia instantânea adicionada, P' é a pressão acústica (pressão média), t é o tempo e \oint denota a integração sobre o ciclo de oscilação.

Estruturas coerentes de grande escala também desempenham um importante papel na combustão e, conseqüentemente, na forma de adição de energia, através do controle da mistura entre os reagentes na região de chama. Interações entre estas estruturas, modos acústicos ressonantes na câmara de combustão e o processo de adição de energia são apontadas como as principais causas de instabilidades termoacústicas. No caso de escoamentos com “swirl”, a adição de uma componente de velocidade tangencial altera a dinâmica do escoamento e pode excitar outros tipos de instabilidade. Modificações razoáveis em vórtices de grande escala são importantes para controlar instabilidades induzidas por “swirl” e aumentar a eficiência de combustão.

Algumas investigações em câmaras de combustão de turbinas a gás revelaram que oscilações nesses dispositivos se comportam como ressonadores de Helmholtz. Estas instabilidades foram atribuídas à defasagem de oscilação de pressão entre o ar e o combustor, que causa uma aceleração e desaceleração do escoamento de ar através do queimador e, por conseguinte, alterna os padrões de bolsões de misturas ricas e pobres. Quando esses bolsões alcançam a zona de reação, flutuações de densidade são geradas, que por sua vez conduzem a flutuações de velocidade e, portanto, mantém as oscilações de pressão.

Os sistemas de combustão que operam com razões de equivalência teóricas extremamente baixas são mais susceptíveis a instabilidades de combustão, sendo isto comprovado em diversos trabalhos publicados. Lieuwen *et al.* (1998) sugeriram que a mistura deficiente entre os reagentes em uma condição de combustão global pobre provoca oscilações na razão de equivalência, e que estas desempenham um importante papel no mecanismo que induz o surgimento de instabilidades de combustão. Bradley *et al.* (1998) realizaram experimentos com uma chama formada por metano e ar estabilizadas através de “swirler”, sendo mantidos constantes o número de “swirl” e a velocidade axial média de entrada, enquanto a razão de equivalência foi reduzida. Foi observado que instabilidades acústicas de

baixa frequência surgiam para valores de razão de equivalência inferiores a 0,6. Entretanto, para razões superiores a este valor, a combustão permanecia estável. De maneira geral, tem-se mostrado que pequenas perturbações na razão de equivalência (produção de bolsões) produzem oscilações de baixa amplitude em misturas estequiométricas; contudo, provocam oscilações de maiores amplitudes em misturas pobres.

Conforme comentado nos capítulos anteriores, pretende-se desenvolver uma câmara de combustão do tipo “low-NO_x”, onde não há adição gradativa de ar em zonas primária, intermediária e de diluição, como numa câmara de combustão convencional de turbinas a gás. Nesta nova filosofia, todo ar é adicionado em uma mesma região e as estruturas dos escoamentos de ar e combustível são responsáveis pela criação de duas zonas de combustão: uma primeira predominantemente rica, outra secundária predominantemente pobre, ambas desfavoráveis à formação de NO_x. Contudo, como conclusão dos resultados apresentados na Figura 4.4, a combustão na câmara secundária, ou seja, a queima pobre, é responsável pelo surgimento das oscilações. Conforme a literatura existente, em condições de combustão pobre, a não homogeneidade da mistura reagente induz a alternâncias na liberação de energia que levam a fortes instabilidades acústicas. No presente trabalho a operação da câmara de combustão sempre foi para razões de equivalências globais inferiores de 0,5. Assim, a despeito da combustão rica na zona primária, a zona secundária é altamente susceptível ao surgimento das instabilidades, e os parâmetros controladores do funcionamento da câmara, razão L/D, número de Reynolds do jato de gás, número de “swirl” e razão de equivalência global terão forte influência na formação da mistura reagente e, conseqüentemente, sobre a geração das instabilidades. Desta forma, a influência dos parâmetros de operação da câmara sobre as instabilidades será apresentada nas próximas seções.

4.3 Efeito dos Parâmetros de Operação sobre a Geração de Instabilidades

A apresentação dos resultados nessa seção segue basicamente como foram feitos os experimentos. Para um dado comprimento de câmara (razão L/D fixa), um dado diâmetro do injetor de gás (Re fixo) e um dado ângulo de “swirler” (α fixo), variou-se a vazão de ar (variou-se ϕ). Sucessivamente, variou-se α , Re e L/D.

As Figuras 4.5 a 4.7 apresentam os resultados da amplitude de oscilação em função da razão de equivalência (ϕ), para os números de Reynolds 50.000, 40.000 e 15.000, respectivamente, para câmara primária de 10 cm de comprimento, ou seja, L/D = 1. A frequência média obtida nos ensaios é apresentada no próprio gráfico.

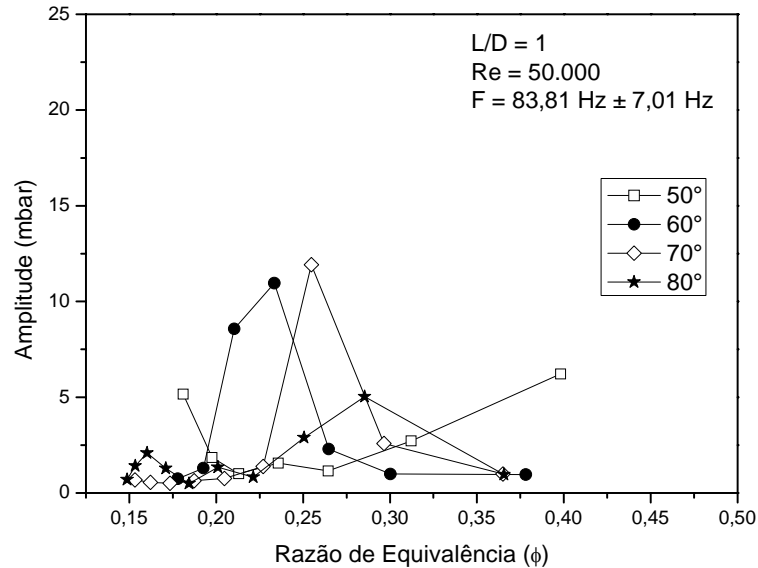


FIGURA 4.5 - Efeito da variação da razão de equivalência e do ângulo do “swirler” sobre a amplitude de pressão para razão L/D = 1 e Re = 50.000

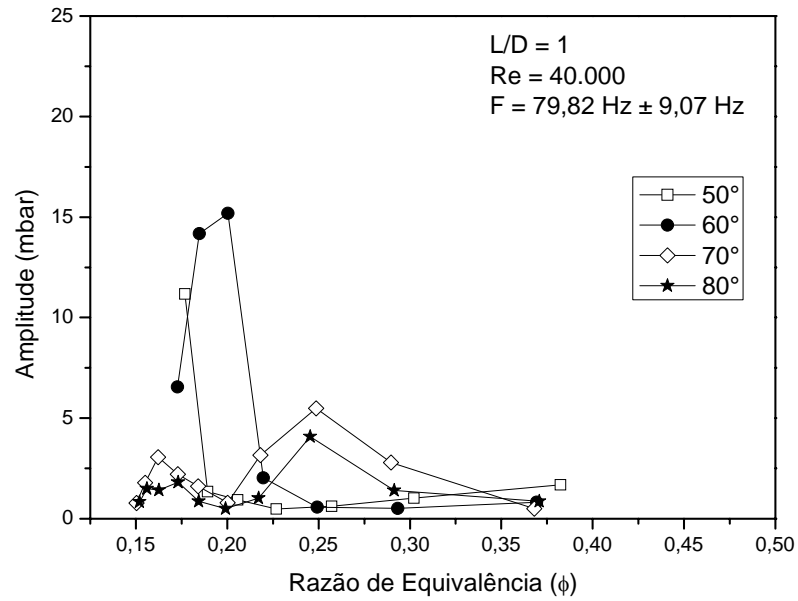


FIGURA 4.6 - Efeito da variação da razão de equivalência e do ângulo do “swirler” sobre a amplitude de pressão para razão $L/D = 1$ e $Re = 40.000$

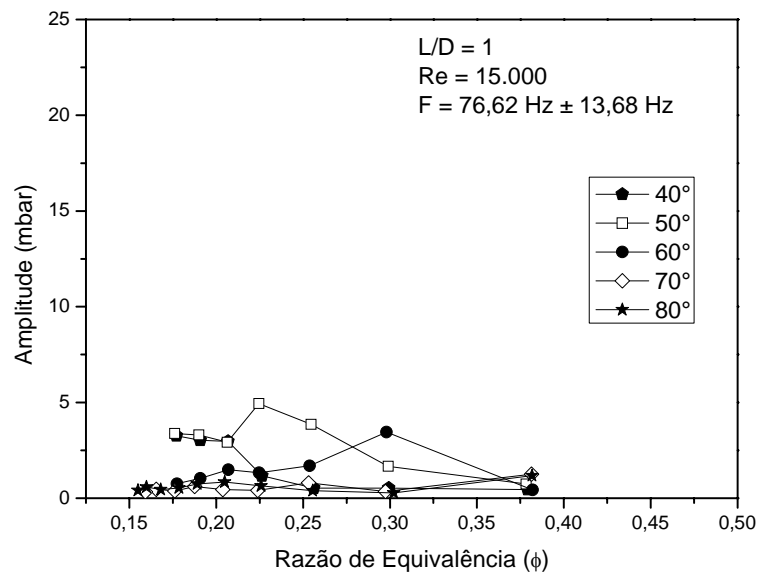


FIGURA 4.7 - Efeito da variação da razão de equivalência e do ângulo do “swirler” sobre a amplitude de pressão para razão $L/D = 1$ e $Re = 15.000$

Nota-se que a maior parte das instabilidades ocorre para razões de equivalência globais inferiores a 0,3. O surgimento das instabilidades para baixíssimas razões de equivalência global está de acordo com os trabalhos de outros autores como Bradley *et al.* (1998), Lieuwen *et al.* (1998) e Cohen e Anderson (1996). Em regimes extremamente pobres de combustão, conforme já comentado, flutuações na formação da mistura reagente levam a alternâncias na taxa de liberação de energia, o que pode induzir oscilações de pressão, principalmente se a chama estiver próxima ao seu limite de “blowout”. No caso de misturas extremamente pobres, a velocidade de propagação da chama é muito baixa, o que não permite uma recuperação da liberação de energia quando flutuações de razões de equivalência estão presentes (Stone e Menon, 2002).

Contudo, os resultados também mostram que para a ocorrência das oscilações não basta que a combustão seja globalmente pobre. Provavelmente essa é uma condição necessária, mas não suficiente, pois ainda é preciso que os parâmetros que controlam a mistura dos reagentes na câmara secundária provoquem alguma heterogeneidade na mesma.

As Figuras 4.5 a 4.7 mostram que ângulos mais elevados para as pás do “swirler”, como 80°, atenuam as oscilações. Uma explicação para isso é que com o aumento do ângulo, conseqüentemente do número de “swirl”, há uma intensificação da zona de recirculação formada na saída da câmara primária, com isso aumenta a possibilidade de misturas mais homogêneas nessa região. É importante lembrar que o número de “swirl” possui dependência exponencial com o ângulo do “swirler”, conforme apresentado na seção 4.1.

Para um dado ângulo do “swirler”, a redução da razão de equivalência aumenta o número de “swirl”, em razão do aumento do fluxo de quantidade de movimento tangencial (aumento da vazão de ar que passa pelo “swirler”). Contudo, de forma bem mais sutil do que com o aumento do ângulo do “swirler”. Assim, o empobrecimento global da combustão torna esta cada vez mais susceptível às instabilidades, mas para ângulos que propiciam fortíssimos

números de “swirl”, tal empobrecimento pode aumentar mais ainda o valor deste, afastando as condições para intensificações das oscilações. Para fortalecer tal argumento as Figuras 4.5 a 4.7 mostram que para os ângulos de 70° e 80° e razões de equivalência nas proximidades de 0,15, o surgimento de oscilações é pouco provável.

Outro ponto é a influência do número de Reynolds do jato de combustível. Comparando os resultados percebe-se que com o seu aumento há uma tendência de maiores amplitudes nas oscilações. A explicação para isso poder está no fato de que a injeção de combustível com maior velocidade irá produzir um escoamento central dos gases de combustão com maior quantidade de movimento axial na transição entre as câmaras primárias e secundárias. Desta forma, haverá uma maior destruição da estrutura de recirculação da câmara secundária. Conforme descrito no item 4.1, um maior número de Reynolds reduzirá o número de “swirl”, o que também favorece o surgimento das oscilações.

As Figuras 4.8 a 4.10 e 4.11 a 4.13 apresentam os resultados para ensaios similares com as câmaras primárias de 20 cm ($L/D = 2$) e 30 cm ($L/D = 3$), respectivamente. Qualitativamente, nota-se que as mesmas tendências de influência sobre geração de instabilidades são observadas para a razão de equivalência global, ângulo do “swirler” e número de Reynolds do jato. Contudo, para a razão $L/D = 3$ percebe-se claramente que há uma forte atenuação das instabilidades em relação às razões $L/D = 1$ e 2. Com exceção do caso onde $Re = 50.000$, para os dois números de Reynolds menores, as oscilações foram inferiores a 5mbar para $L/D = 3$. Provavelmente, sendo a câmara primária mais longa, a quantidade de movimento axial do escoamento de gases de combustão parcial entre as câmaras primárias e secundárias é menor em relação aos outros comprimentos. Desta forma, os produtos da combustão parcial se misturam de forma mais homogênea na zona de recirculação formada na zona secundária. Evidentemente que para os números de Reynolds menores a quantidade de movimento axial é mais tênue ainda.

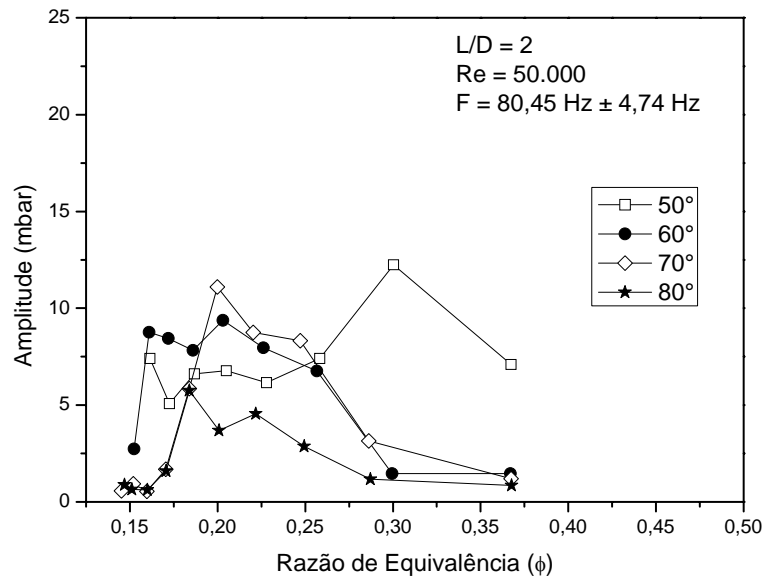


FIGURA 4.8 - Efeito da variação da razão de equivalência e do ângulo do “swirler” sobre a amplitude de pressão para razão $L/D = 2$ e $Re = 50.000$

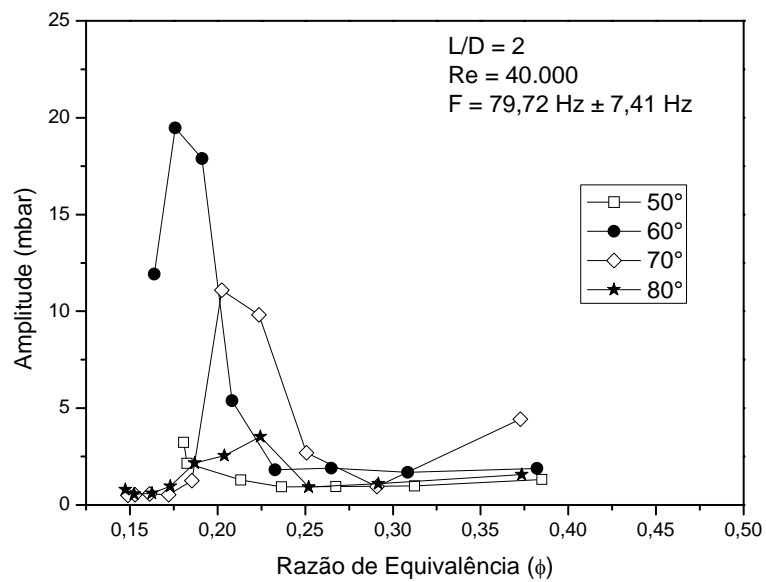


FIGURA 4.9 - Efeito da variação da razão de equivalência e do ângulo do “swirler” sobre a amplitude de pressão para razão $L/D = 2$ e $Re = 40.000$

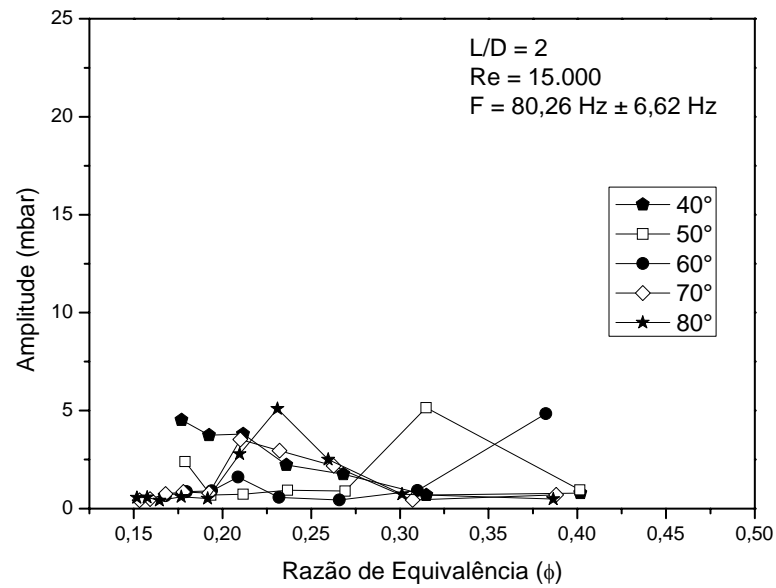


FIGURA 4.10 - Efeito da variação da razão de equivalência e do ângulo do “swirler” sobre a amplitude de pressão para razão $L/D = 2$ e $Re = 15.000$

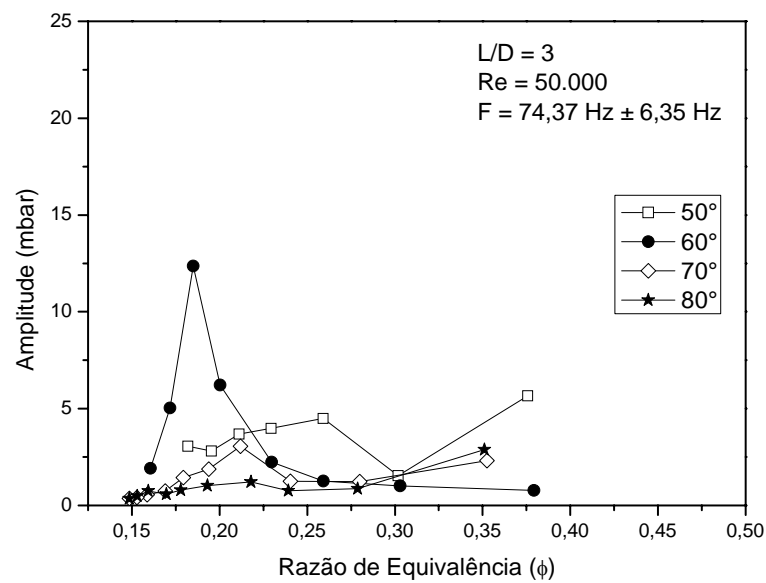


FIGURA 4.11 - Efeito da variação da razão de equivalência e do ângulo do “swirler” sobre a amplitude de pressão para razão $L/D = 3$ e $Re = 50.000$

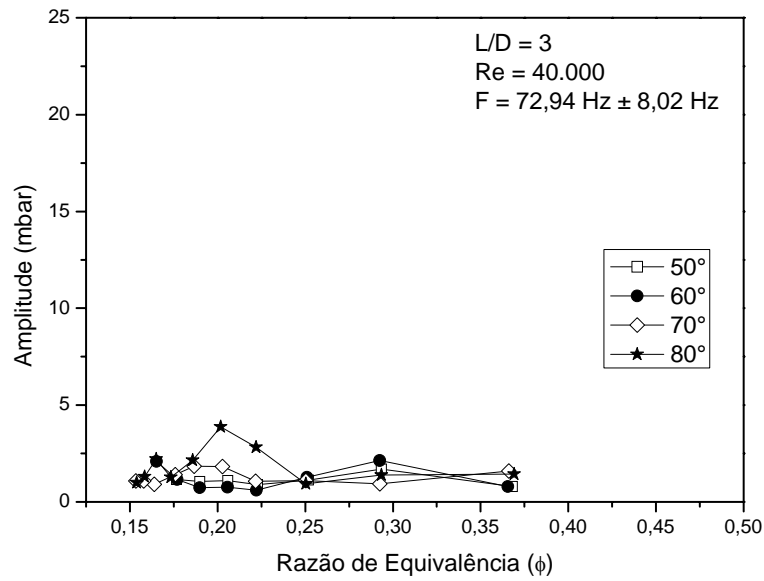


FIGURA 4.12 - Efeito da variação da razão de equivalência e do ângulo do “swirler” sobre a amplitude de pressão para razão $L/D = 3$ e $Re = 40.000$

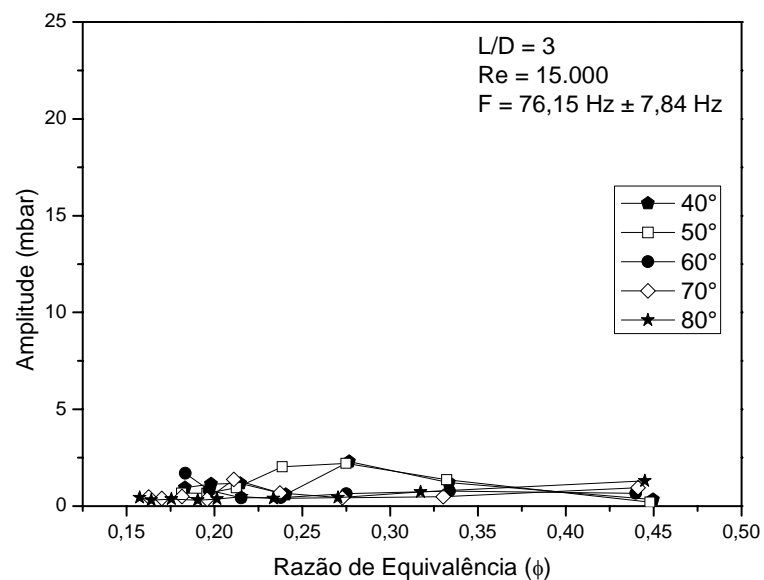


FIGURA 4.13 - Efeito da variação da razão de equivalência e do ângulo do “swirler” sobre a amplitude de pressão para razão $L/D = 3$ e $Re = 15.000$

A Figura 4.13 apresenta o melhor resultado dos ensaios no que diz respeito à atenuação das instabilidades. Independentemente da razão de equivalência e do ângulo do “swirler”, o comprimento da câmara primária maior e menor número de Reynolds conseguiram sempre estabelecer um regime de combustão na zona secundária com condição desfavorável à geração de instabilidades. Isto mostra que esses dois parâmetros são fundamentais para o surgimento ou não das instabilidades.

4.4 Observações sobre os Números de “Swirl” e Reynolds sobre a Geração de Instabilidades

Estudos recentes sobre instabilidade de combustão em turbinas a gás e outros combustores que utilizam “swirl” indicam que flutuações na estrutura da zona de recirculação são as principais responsáveis pelo surgimento de tal fenômeno. A razão disso, como já comentado, é que a zona de recirculação é responsável pela mistura dos reagentes na região de combustão e sua não homogeneidade é um dos maiores precursores das instabilidades de pressão.

Os resultados de Tangirala *et al.* (1987) mostraram que a mistura e a estabilidade de chama podem ser melhoradas aumentando-se o número de “swirl” até valores próximos a unidade. Broda *et al.* (1998) apresentaram um estudo experimental da dinâmica da combustão em um combustor LP estabilizado através do dispositivo “swirler”. Tal trabalho confirmou que o aumento do número de “swirl” tende a diminuir a amplitude da instabilidade. Lovett e Abuaf (1992) também mostraram que chamas ancoradas por “swirlers” são menos propensas a instabilidades do que chamas estabilizadas por outros tipos de ancoradores.

No item anterior os resultados para instabilidades foram apresentados em função dos parâmetros que influenciam o valor do número de “swirl”, ou seja, razão de equivalência, número de Reynolds do jato e ângulo do “swiler”. Desta forma, com esses parâmetros foi possível calcular o número de “swirl” (S') e neste item são apresentados as amplitudes de oscilação em função de S' para diferentes números de Reynolds e razões L/D. Os resultados estão apresentados nas Figuras 4.14 a 4.22.

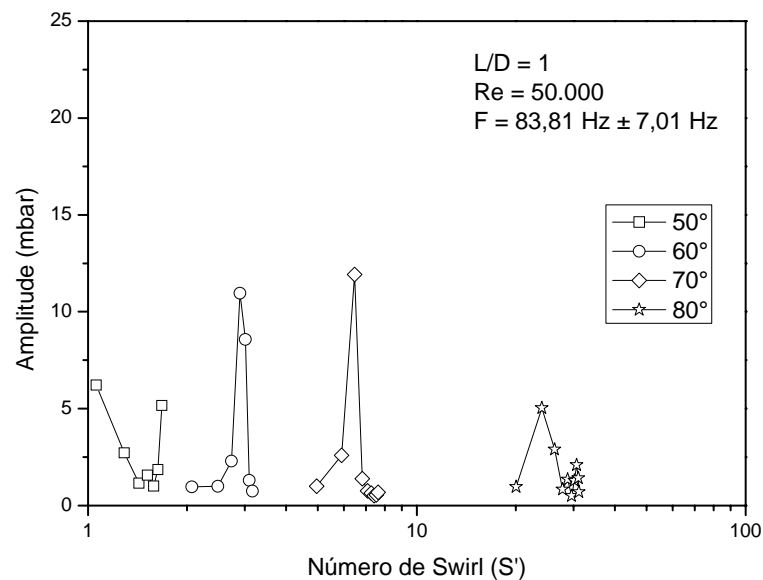


FIGURA 4.14 - Efeito da variação do número de “swirl” sobre a amplitude de pressão para razão $L/D = 1$ e $Re = 50.000$

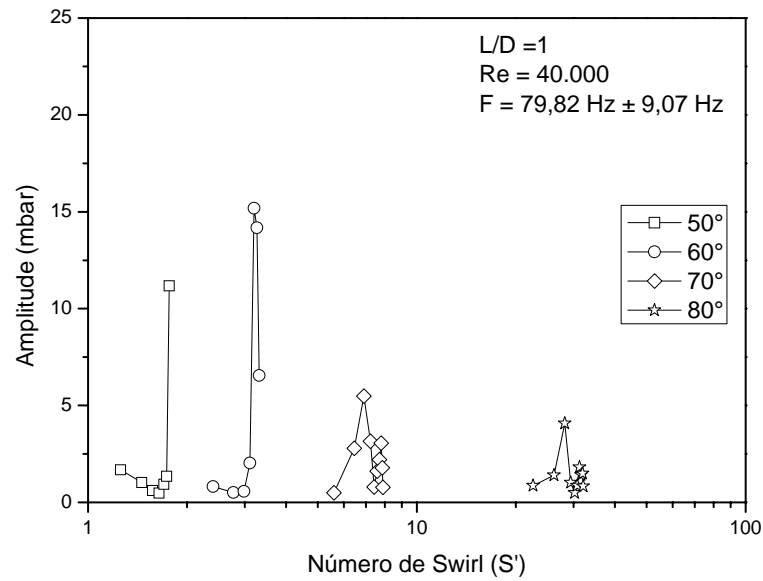


FIGURA 4.15 - Efeito da variação do número de “swirl” sobre a amplitude de pressão para razão $L/D = 1$ e $Re = 40.000$

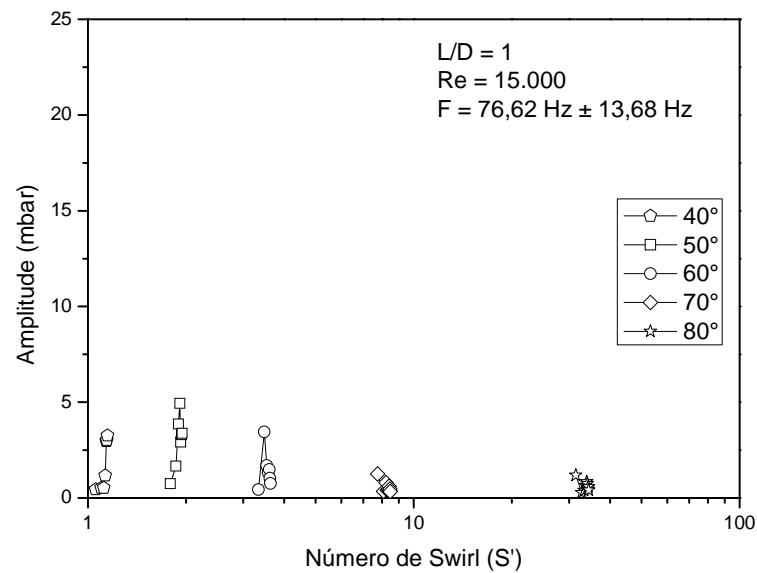


FIGURA 4.16 - Efeito da variação do número de “swirl” sobre a amplitude de pressão para razão $L/D = 1$ e $Re = 15.000$

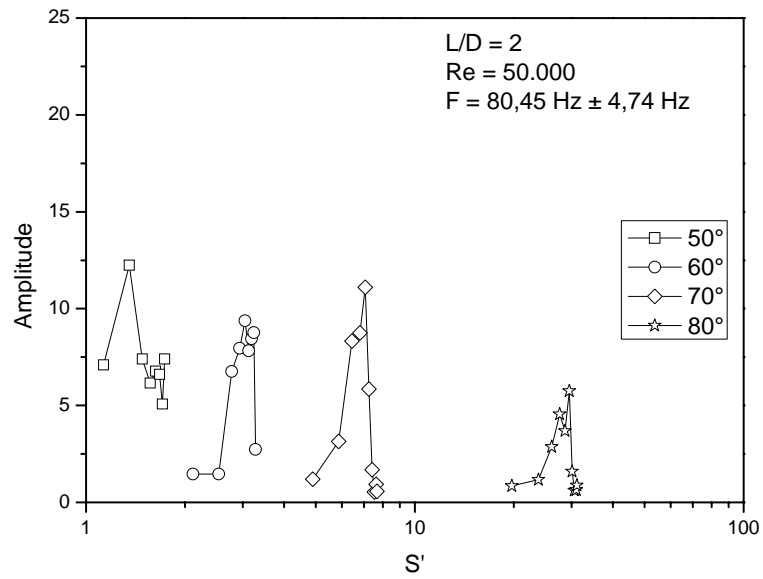


FIGURA 4.17 - Efeito da variação do número de “swirl” sobre a amplitude de pressão para razão $L/D = 2$ e $Re = 50.000$

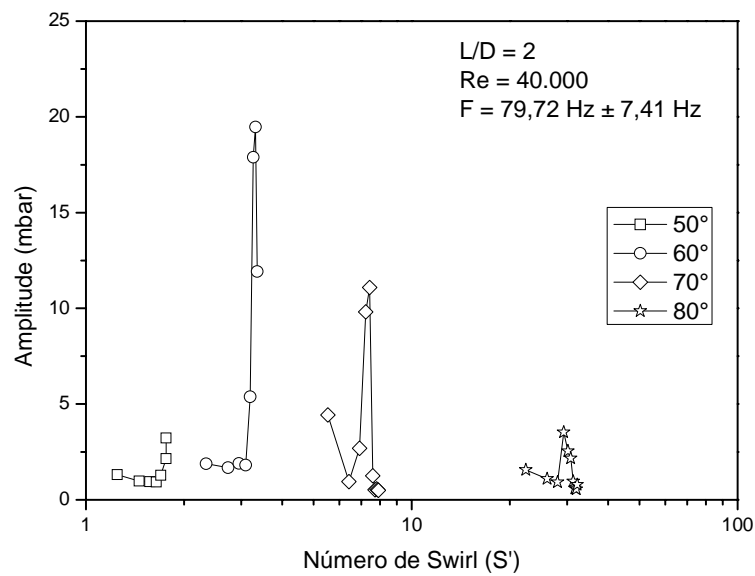


FIGURA 4.18 - Efeito da variação do número de “swirl” sobre a amplitude de pressão para razão $L/D = 2$ e $Re = 40.000$

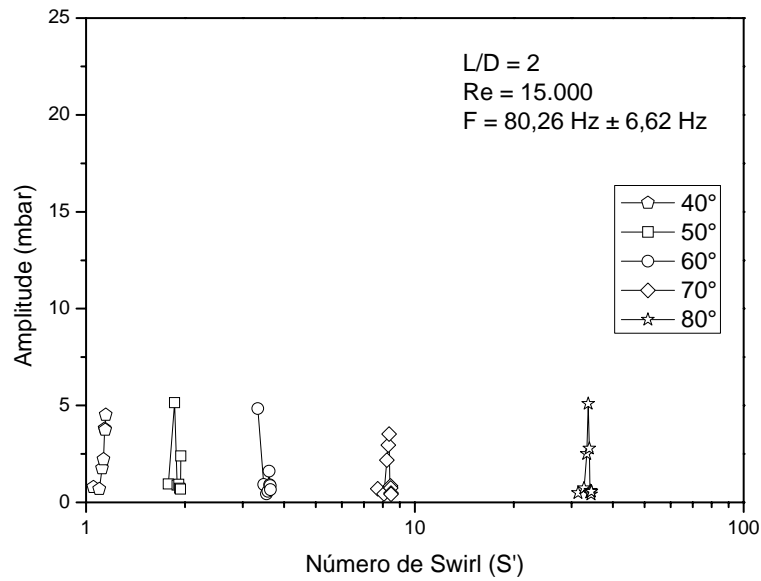


FIGURA 4.19 - Efeito da variação do número de “swirl” sobre a amplitude de pressão para razão $L/D = 2$ e $Re = 15.000$

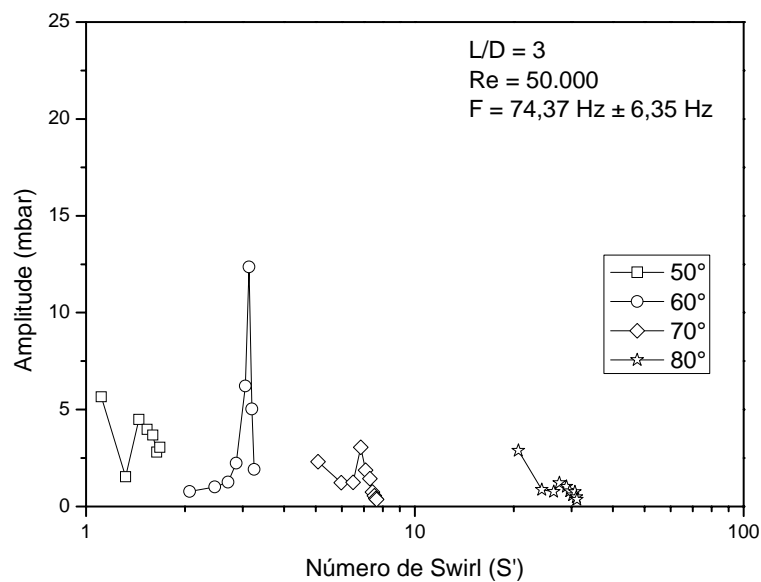


FIGURA 4.20 - Efeito da variação do número de “swirl” sobre a amplitude de pressão para razão $L/D = 3$ e $Re = 50.000$

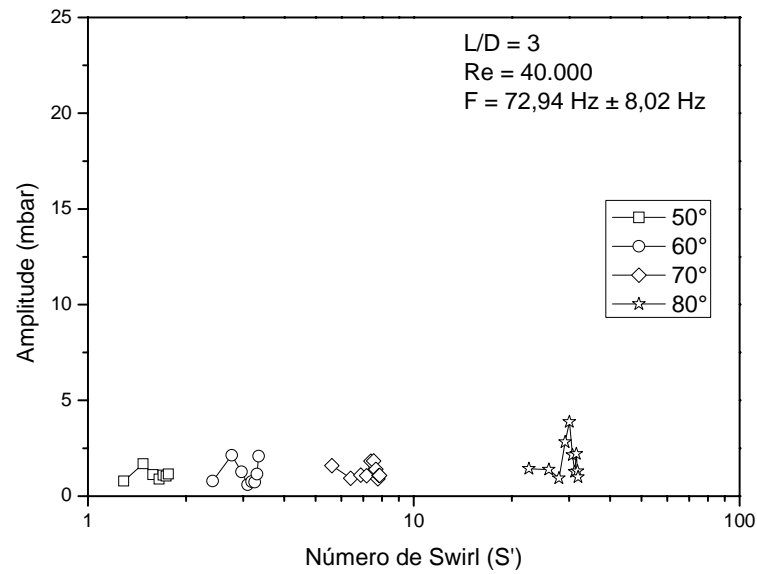


FIGURA 4.21 - Efeito da variação do número de “swirl” sobre a amplitude de pressão para razão $L/D = 3$ e $Re = 40.000$

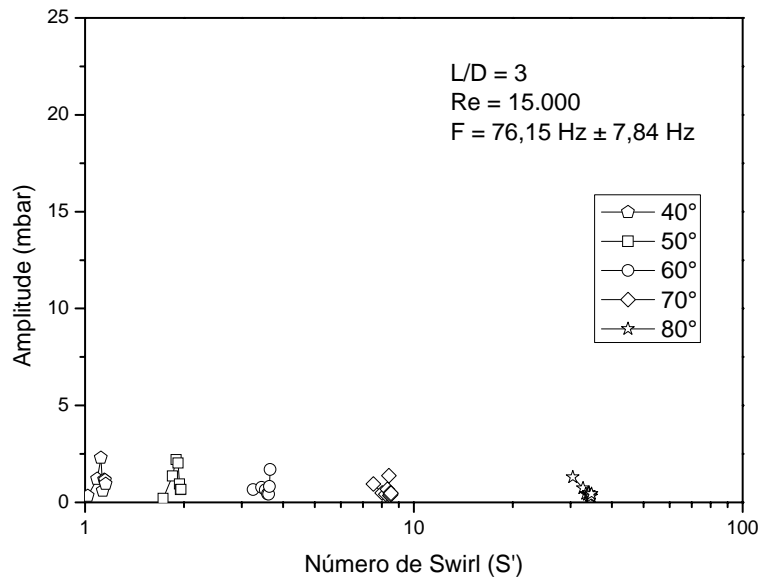


FIGURA 4.22 - Efeito da variação do número de “swirl” sobre a amplitude de pressão para razão $L/D = 3$ e $Re = 15.000$

De um modo geral, os resultados apresentados nas Figuras 4.14 a 4.22 mostram que números de “swirl” extremamente fortes, obtidos aqui para ângulos de “swirler” de 70° e 80°, independentemente do número de Reynolds, da razão de equivalência e do comprimento da zona primária, produzem condições de combustão com instabilidades mais atenuadas.

Escoamentos com “swirlers” podem afetar o surgimento das instabilidades de duas formas: influenciando na mistura dos reagentes ou através de acoplamentos entre rupturas de vórtices e características acústicas da câmara de combustão. No primeiro caso, conforme comentado anteriormente, o aumento do número de “swirl” intensifica a estrutura de recirculação, o que promove misturas mais homogêneas e com menos oscilações nas taxas de liberação de energia. No segundo caso, movimentos instáveis de grande escala surgindo de instabilidades das camadas de cisalhamento e da ruptura de vórtices (“Vortex Breakdown” na língua inglesa), assim como alternâncias espaciais do centro dos vórtices (PVC – “Precessing Vortex Cores” na língua inglesa) podem acoplar-se ressonantemente com ondas acústicas no combustor e subseqüentemente causar instabilidades de combustão (Huang e Yang, 2005).

A ocorrência do PVC é normalmente ligada ao fenômeno de ruptura de vórtices e a presença de uma zona de recirculação, sendo seu comportamento e ocorrência mais complexos durante o processo de combustão, principalmente no caso da combustão pobre (Syred, 2006). Contudo, segundo Syred (2006), o uso de um número de “swirl” elevado produz zonas de recirculação mais fortes e regulares que são menos susceptíveis a deformações impostas por flutuações de pressão. Huang e Yang (2005) também relatam em seu trabalho uma redução da amplitude de instabilidade com a elevação do número de “swirl”. Mestre e Benoit (1972) mostraram através dos resultados de seus experimentos que uma combustão estável e eficiente em câmaras com “swirl” pode ser alcançada em um escoamento com elevado número de “swirl”.

Adicionalmente, um alto número de swirl tende a aumentar a intensidade da turbulência e conseqüentemente a velocidade de chama, que no caso da combustão pobre pode em parte compensar a redução de velocidade devido à baixa temperatura, com isso flutuações de liberação de energia na chama são menos percebidas.

Seja pelo controle da “qualidade da mistura” ou pela atenuação dos efeitos instáveis dos vórtices gerados, os resultados mostram que elevados números de “swirl” são adequados para controlar as instabilidades no tipo de câmara de combustão estudada no presente trabalho. Os resultados ainda mostram que o número de “swirl” exerce pequena influência nas frequências acústicas, que está relacionada com o modo fundamental da cavidade acústica, ou seja, da câmara de combustão, mas desempenha um papel fundamental na amplitude da oscilação.

5 Conclusões e Sugestões

A presente dissertação teve como objetivo investigar experimentalmente como os parâmetros de operação de uma câmara de combustão alternativa do tipo RQL para turbinas a gás influenciam a geração de instabilidades de combustão. Os parâmetros investigados foram: número de swirl do escoamento de ar, número de Reynolds do escoamento de combustível, razão L/D da câmara primária.

O principal objetivo deste novo conceito de câmara de combustão é a redução do poluente NO_x . Entretanto, quando a razão de equivalência global torna-se extremamente pobre, e para determinadas combinações dos parâmetros aqui estudados, a sensibilidade a pequenas perturbações na concentração de combustível, velocidade de escoamento, temperatura e pressão aumenta devido a forte dependência da velocidade de chama com a razão de equivalência local. Sob certas condições, estas flutuações podem tornar-se auto-excitantes, resultando em oscilações de pressão de alta amplitude e baixa frequência. Em situações práticas, as oscilações podem levar à fadiga estrutural, elevação de ruídos provenientes da câmara e maior aquecimento das paredes da câmara. Desta forma, os ensaios foram conduzidos visando-se detectar em que condições de operação tais instabilidades surgiam, sendo os experimentos realizados em um combustor de escala laboratorial.

Comparando uma condição de operação com elevada geração de instabilidades com dois ensaios adicionais, um deles com combustão, mas sem a presença da câmara secundária, e outro com as duas câmaras presentes, mas sem combustão, confirmou-se que as instabilidades são inerentes à câmara secundária, conforme apresentado no capítulo 4. Neste capítulo também se realizou uma discussão sobre os resultados encontrados, sendo as principais conclusões observadas na seqüência.

- A razão de equivalência exerce forte influência nos mecanismos que induzem à instabilidade, sendo sistemas de combustão que operam com razões de equivalência teóricas extremamente baixas são mais susceptíveis a instabilidades de combustão. Pequenas perturbações na razão de equivalência produzem pequenas oscilações de amplitude da reação local e das taxas de adição de energia em misturas estequiométricas, e maiores taxas de reações e oscilações de adição de energia em misturas pobres. Isto pode ser atribuído ao fato de que na presente configuração de câmara de combustão a liberação de energia é concentrada em apenas uma região, ao invés de ser distribuída ao longo da câmara secundária.
- De uma forma geral, o presente trabalho mostrou que quando os parâmetros estudados variaram em favor de criar uma mistura mais homogênea para combustão na câmara secundária, as oscilações atenuaram.
- Aumentando a razão L/D a combustão apresentou-se mais estável, o que pode ser atribuído a menor quantidade de movimento axial do jato de gases queimados na transição entre as câmaras primária e secundária, facilitando a mistura desse com o ar na zona de recirculação. Evidentemente que o aumento do comprimento da câmara primária é limitado, pois em dutos muito longos poderá ocorrer uma redução da quantidade de movimento tangencial do ar, enfraquecendo a zona de recirculação da zona primária e podendo aumentar as instabilidades. Adicionalmente, a redução da quantidade de movimento tangencial na câmara primária pode promover misturas no interior desta que são favoráveis à formação de NO_x
- Para condições de operação com ângulos do “swirler” altos (70° e 80°), a combustão torna-se mais estável. Os resultados mostram que números de “swirl” extremamente

elevados tendem a amortecer as oscilações. Basicamente, o aumento do número de “swirl” intensifica a zona de recirculação na câmara primária, o que favorece a formação de misturas mais homogêneas. Adicionalmente, a zona de recirculação mais forte aumenta a velocidade de chama turbulenta, o que, de certa forma, compensa sua redução devido à combustão extremamente pobre. Com isso as flutuações de liberação de energia em razão da não homogeneidade da mistura reagente são menos sentidas pela chama, induzindo menos oscilação de pressão.

- A redução do número de Reynolds do jato de combustível também atenua as oscilações. Com menor velocidade, o jato de combustível reduzirá o efeito de destruição da zona de recirculação na câmara secundária.

Os resultados apresentados nesta dissertação mostram que conclusões sobre a origem das instabilidades termoacústicas de combustão não é uma tarefa fácil, em razão de uma variedade de processos físicos complexos envolvendo esse fenômeno. Contudo foi possível, pelo menos qualitativamente, identificar como afetam o surgimento das instabilidades os parâmetros aqui estudados. De uma forma geral, pode-se dizer que para essa geometria de câmara deve-se utilizar ângulo de “swirler” entre 70° e 80° , número de Reynolds por volta de 15.000 e razão L/D próxima de 3. Evidentemente que os resultados aqui apresentados são para a situação sem compressão do ar; contudo, já seriam indicadores do que acontecerá em uma câmara com essa geometria operando em uma turbina a gás.

Os resultados também mostram que operações com razão de equivalência global superiores a 0,3 se comportam melhor com relação às instabilidades. Entretanto, operações em turbinas a gás podem chegar a valores inferiores a esse, o que indica que se essa estratégia for adotada será necessário uma configuração híbrida entre o modelo aqui proposto e uma câmara convencional. Esta solução alternativa implica que o ar proveniente do compressor será dividido, entrando no conjunto câmara primária-rica / câmara secundária-pobre apenas

parte da quantidade de ar que propicie combustão na câmara secundária sem instabilidades. O ar remanescente seria injetado após a câmara secundária em uma região de diluição, exigindo que haja uma configuração do tipo tubo de chama / invólucro.

Como trabalhos futuros recomenda-se que sejam realizados ensaios semelhantes ao que foram realizados no presente trabalho, mas aumentando o diâmetro da câmara secundária. Um maior volume de câmara pode funcionar como um amortecedor das oscilações; além disso, um maior “degrau” entre a câmara primária e secundária pode fortalecer a estrutura de recirculação do escoamento e melhorar a mistura entre gases de combustão parcial e ar. Também seria interessante testar a configuração híbrida comentada no parágrafo anterior.

Finalmente o desenvolvimento desse tipo de configuração de câmara deve evoluir para testes com combustíveis líquidos e com pressões superiores à atmosférica.

Referências Bibliográficas

- AUER, M.P.; GEBAUER, C.; MÖSL, K.G.; HIRSCH, C.; SATTELMAYER, T. Active instability control – feedback of combustion instabilities on the injection of gaseous fuel. In: INTERNATIONAL GAS TURBINE AND AEROENGINE CONGRESS AND EXHIBITION, 2004, Viena, Austria. **Asme Journal of Engineering for Gas Turbine and Power**, ASME, oct., 2005, v. 127.
- BRADLEY, D.; GASKELL, P.H.; GU, X.J.; LAMES, M.; SCOTT, M.J. Premixed turbulent flame instability and NO formation in a lean-burn swirl burner. **Combustion and Flame**, v. 115, p. 515-538, 1998.
- BRODA, J.C.; SEO, S.; SANTORO, R.J.; SHIRHATTIKAR, G.; YANG, V. An experimental study of combustion dynamics of a premixed swirl injector. **Proceedings of the Combustion Institute**, v. 27, p. 1849-1856, 1998.
- CHIGIER, N. A. **Energy, combustion and environment**. New York: McGraw – Hill, 1981.
- CHIGIER, N.A.; BEÉR, J.M. Velocity and static pressure distributions in swirling air jets issuing from annular and divergent nozzles. **Journal of Basic Engineering**, v. 86, p. 788-796, 1964.
- COHEN, J.C.; ANDERSON, T. Experimental investigation of near-blowout instabilities in a lean, premixed step combustion. In: 34 th Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, jan. 15-18, 1996, Reno, Nevada. **AIAA paper # 96-0819**, 1996.
- COUTO, H.S.; MUNIZ, W.F.; BASTOS-NETTO, D. Geometrical parameters for flows across axial swirlers. **Proceedings of the 3rd Asian-Pacific International Symposium on Combustion and Energy Utilization**, v. 1, p. 255-260, dec. 11-15, 1995.
- DELMÉE, G.J. **Manual de Medição de Vazão**. São Paulo: Edgard Bluecher, 1987.
- FLÜGEL, A.D. **Investigação Experimental da Influência do Campo Acústico na Queima de Sprays**. 139f. 2006. Dissertação (Mestrado em Aerodinâmica, Propulsão e Energia) – Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos.
- FENIMORE, C.P. Formation of nitric oxide in premixed hydrocarbon flames. **Proceedings of 30th International Symposium of Combustion**, p. 373-380, 1971.

GIEZENDANNER, R.; WEIGAND, P.; DUAN, X.R.; MEIER, W.; MEIER, U.; AIGNER, M.; LENMANN, B. Laser-based investigations of periodic combustion instabilities in a gas turbine model combustion. In: INTERNATIONAL GAS TURBINE AND AEROENGINE CONGRESS AND EXHIBITION, 2004, Viena, Austria. **Asme Journal of Engineering for Gas Turbine and Power**, ASME, jul., 2005, v. 127.

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**. 3. ed. Academic Press, 1996.

HAYHURST, A.N.; 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.

HENEGHAN, S.; LESMERISES, A.L.; STURGESS, G.J. Acoustic characteristics of a research step combustor. **AIAA paper # 90-1851**, 1990.

HILL, S.C.; SMOTT, L.D. Modeling of nitrogen oxides formation and destruction in combustion systems. **Progress in Energy and Combustion Science**, v. 26, p. 417-458, 2000.

HILSDORF, J.W.; BARROS, N.D.; TASSINARI, C.A.; COSTA, I. **Química tecnológica**. São Paulo: Pioneira Thomson Learning, 2004.

HOBSON, D.E.; FACKRELL, J.E.; HEWITT, G. Combustion instabilities in gas turbines: measurements on operating plant and thermoacoustic modeling. **ASME J. Eng. Gas turbines Power**, 2000.

HUANG, Y.; YANG, V. Effect of swirl on combustion dynamics in a lean-premixed swirl-stabilized combustor. **Proceedings of Combustion Institute**, p. 1775-1782, 2005.

HUANG, Y.; YANG, V. Modeling and control of combustion dynamics in lean-premixed swirl-stabilized combustors. **Proceedings of Sixth Symposium on Smart Control fo Turbulence**, 2005.

LACAVALA, P.T. **Investigação experimental do enriquecimento do ar na incineração de resíduos aquosos**. 2000. Tese (Doutorado em Aerodinâmica, Propulsão e Energia) – Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos.

LEFEBVRE, A.H. **Gas turbine combustion**. New York, NY: Taylor & Francis, 1998.

LIEUWEN, T.; NEUMEIER, Y.; ZINN, B.T. 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.

LIEUWEN, T.; TORRES, H.; JOHNSON, C.; ZINN, B.T. A mechanism of combustion instability in lean premixed gas turbine combustion. **ASME paper** # 99- GT-003, 1999.

LIEUWEN, T.; ZINN, B.T. Theoretical investigation of combustion instability mechanisms in lean premixed gas turbine. In: 36th AEROSPACE SCIENCES MEETING AND EXHIBIT, Reno, Nevada. **AIAA paper** # 98-0641, jan., 1998.

LIEUWEN, T.; ZINN, B.T. The role of equivalence ratio oscillations in driving combustion instabilities in low NO_x gas turbines. **The Combustion Institute**, 1998.

LOVETT, J.A.; ABUAF, N. Emissions and stability characteristics of flameholders for lean premixed combustion. **ASME paper** # 92 – GT- 120, 1992.

LYONS, V.J. Fuel/air nonuniformity-effect on nitric oxide emissions. In: 19th AEROSPACE SCIENCES MEETING, St Louis, MO. **AIAA paper** # 81-0327, jan., 1981. v. 20.

MESTRE, A.; BENOT, A. Combustion in swirling flow. In: 15th INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON COMBUSTION. 1972.

MUNIZ, W.F.; COUTO, H.S.; RIBEIRO, G.L.S.; BASTOS-NETTO, D. Flame holding performance of axial swirlers. **Proceedings of the 5th Asian-Pacific International Symposium on Combustion and Energy Utilization**, 2000.

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

RIVAS, G.A.R. **Estudo experimental da influência da zona de recirculação na combustão de gás natural**. 94f. 2005. Dissertação (Mestrado em Aerodinâmica, Propulsão e Energia) - Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos.

ROCHA, A.M.A. **Análise experimental em chamas difusivas pulsadas de gás natural**. 118f. 2002. Dissertação (Mestrado em Engenharia e Tecnologias Espaciais/Combustão e Propulsão) – Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais, São José dos Campos.

SARAVANAMUTTO, H.I.H.; ROGERS, G.F.C.; COHEN, H. **Gas turbine theory**, 5.ed. Person Education Limited, 2001.

STONE, C.; MENON, S. Swirl control of combustion instabilities in a gas turbine combustion. **Proceedings of Combustion Institute**, v. 29, p. 155-160, 2002.

STRAHLE, W.C. **An Introduction to Combustion**. Overseas Publishers Association, 1993, v. 1.

STREHLOW, R.A. **Combustion fundamentals**. McGraw-Hill, 1984.

SYRED, N. A review of oscillation mechanisms and the role of the precessing vortex core (PVC) in swirl combustion systems. **Progress in Combustion and Energy Science**, v. 32, p. 93-161, 2006.

TANGIRALA, V.; CHEN, R.H.; DRISCOLL, J.F. Effect of heat release and swirl on the recirculation within swirl-stabilized flames. **Combustion Science and Technology**, v.51, p. 75-95, 1987.

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

WALL, T.F. **The Combustion of coal as pulverized fuel through swirl burners**. In: Lawn, C.J. ed, *Principles of Combustion Engineering for Boilers*, Academic Press, 1987.

WEBER, R.; DUGUÉ, J. Combustion accelerated swirling flows in high confinements. **Progress in Energy Combustion**, v. 18, p. 349-367, 1992.

WESTEMBERG, A.A. Kinetics of NO and CO in lean, premixed hydrocarbon-air flames. **Combustion Science and Technology**, v. 4, p. 59-64, 1971.

WILLIAMS, F.A. **Combustion theory**, 2. ed. Addison – Wesley, 1985

WILLIAMS, A. Fundamentals of Oil Combustion. **Progress in Combustion and Energy Science**, v. 2, n. 3, p. 167-179, 1976.

WULLF, A.; HOURMOUZADIS, J. Technology review of aeroengine pollutant emissions. **Aerospace Science and Technology**, v. 8, p. 557-572, 1997

ZELDOVICH, J. The Oxidation of nitrogen in combustion and explosion. **Acta Physiochim**, 1946.

Apêndice

Neste apêndice encontram-se os resultados obtidos a partir dos ensaios (Apêndice A), assim como os gráficos que mostram a influência da variação da razão de equivalência sobre o número de “swirl” para as razões $L/D = 2$, $L/D = 3$, números de Reynolds e ângulos do “swirler” citados nos capítulos anteriores (Apêndice B).

Como mencionado no capítulo 4 as tabelas exibem algumas grandezas tais como: razão de equivalência, números de Reynolds do jato combustível, número de “swirl”, vazão dos reagentes, além da frequência e amplitude das ondas de pressão. Todos estes, com exceção dos dois últimos, foram obtidos a partir do programa Cálculo Número de “Swirl” desenvolvido por Rivas (2005). Já os valores de frequência e amplitude das ondas de pressão foram conseguidos mediante transdutor de pressão piezométrico e posteriormente amplificados através de um amplificador de carga. Tanto o transdutor quanto o amplificador foram ajustados mediante calibração realizada por Flügel (2006).

Os gráficos para razão $L/D = 2$ e $L/D = 3$ versus número de “swirl” apresentam resultados similares aos encontrados para razão $L/D = 1$, sendo aqui mostrados para efeito de comparação, já que são resultantes de dados experimentais.

Apêndice A.1 - Resultados para razão $L/D = 1$

TABELA A.1 - Resultados para $D_{BI} = 2,35$ mm e ângulo do “swirler” de 50°

L/D = 1		$D_{BI} = 2,35$ mm			Ângulo: 50°	
Vazão de Ar (g/s)	Vazão de Combustível (g/s)	Φ	R_e	S'	Frequência (Hz)	Amplitude (mbar)
41,81	1,08	0,40	53941	1,06	88	6,22
53,33	1,08	0,31	53941	1,29	85	2,72
62,88	1,08	0,26	53728	1,43	79	1,16
70,57	1,08	0,24	53728	1,52	78	1,57
78,20	1,08	0,21	53962	1,58	71	1,00
84,23	1,08	0,20	53941	1,63	67	1,86
90,51	1,06	0,18	53073	1,68	70	5,16

TABELA A.2 - Resultados para $D_{BI} = 2,35$ mm e ângulo do “swirler” de 60°

L/D = 1		$D_{BI} = 2,35$ mm			Ângulo: 60°	
Vazão de Ar (g/s)	Vazão de Combustível (g/s)	Φ	R_e	S'	Frequência (Hz)	Amplitude (mbar)
42,04	1,03	0,38	51369	2,07	92	0,96
51,36	1,03	0,30	51344	2,48	80	0,99
60,05	1,03	0,26	51364	2,73	74	2,30
68,11	1,03	0,23	51364	2,90	79	10,96
75,58	1,03	0,21	51364	3,01	82	8,57
82,55	1,03	0,19	51364	3,10	84	1,30
89,38	1,03	0,18	51390	3,16	81	0,75

TABELA A.3 - Resultados para $D_{BI} = 2,35$ mm e ângulo do “swirler” de 70°

L/D = 1		$D_{BI} = 2,35$ mm			Ângulo: 70°	
Vazão de Ar (g/s)	Vazão de Combustível (g/s)	Φ	R_e	S'	Frequência (Hz)	Amplitude (mbar)
42,10	1,00	0,36	49778	4,96	89	1,00
51,63	0,99	0,30	49323	5,91	79	2,59
60,09	0,99	0,25	49323	6,46	84	11,93
67,46	0,99	0,23	49323	6,82	90	1,39
74,80	0,99	0,20	49343	7,08	91	0,76
81,74	0,99	0,19	49323	7,27	94	0,65
88,43	0,99	0,17	49537	7,41	93	0,52
94,60	1,00	0,16	49558	7,53	83	0,55
100,10	1,00	0,15	49562	7,62	85	0,69

TABELA A.4 - Resultados para $D_{BI} = 2,35$ mm e ângulo do “swirler” de 80°

L/D = 1		$D_{BI} = 2,35$ mm			Ângulo: 80°	
Vazão de Ar (g/s)	Vazão de Combustível (g/s)	Φ	R_e	S'	Frequência (Hz)	Amplitude (mbar)
42,09	1,00	0,37	49441	20,04	92	0,96
53,57	0,99	0,29	49114	24,01	84	5,04
61,02	0,99	0,25	49110	26,23	90	2,89
69,09	0,99	0,22	49110	27,75	94	0,83
76,06	0,99	0,20	49110	28,77	91	1,35
83,01	0,99	0,18	49323	29,55	81	0,50
89,55	0,99	0,17	49343	30,15	85	1,28
95,54	0,99	0,16	49323	30,62	86	2,09
99,87	0,99	0,15	49343	30,97	87	1,41
102,96	0,99	0,15	49343	31,15	78	0,71

TABELA A.5 - Resultados para $D_{BI} = 3,2$ mm e ângulo do “swirler” de 50°

L/D = 1		$D_{BI} = 3,2$ mm			Ângulo: 50°	
Vazão de Ar (g/s)	Vazão de Combustível (g/s)	Φ	R_e	S'	Frequência (Hz)	Amplitude (mbar)
42,79	1,06	0,38	39303	1,26	85	1,68
54,16	1,06	0,30	39303	1,46	81	1,03
63,54	1,06	0,26	39131	1,57	83	0,61
72,01	1,06	0,23	39131	1,64	67	0,49
78,75	1,05	0,21	38803	1,70	62	0,94
85,58	1,05	0,19	38803	1,74	64	1,35
91,59	1,05	0,18	38803	1,76	70	11,18

TABELA A.6 - Resultados para $D_{BI} = 3,2$ mm e ângulo do “swirler” de 60°

L/D = 1		$D_{BI} = 3,2$ mm			Ângulo: 60°	
Vazão de Ar (g/s)	Vazão de Combustível (g/s)	Φ	R_e	S'	Frequência (Hz)	Amplitude (mbar)
42,69	1,02	0,37	37986	2,40	93	0,82
54,22	1,03	0,29	38308	2,77	57	0,51
63,49	1,03	0,25	38137	2,98	60	0,57
71,94	1,03	0,22	37966	3,11	68	2,03
78,86	1,03	0,20	37966	3,20	78	15,19
86,57	1,03	0,18	37966	3,27	79	14,17
91,44	1,03	0,17	37966	3,32	80	6,56

TABELA A.7 - Resultados para $D_{BI} = 3,2$ mm e ângulo do “swirler” de 70°

L/D = 1		$D_{BI} = 3,2$ mm			Ângulo: 70°	
Vazão de Ar (g/s)	Vazão de Combustível (g/s)	Φ	R_e	S'	Frequência (Hz)	Amplitude (mbar)
42,62	1,02	0,37	37793	5,60	80	0,50
54,26	1,02	0,29	37961	6,46	79	2,80
63,66	1,03	0,25	38137	6,90	84	5,49
71,92	1,02	0,22	37793	7,23	87	3,15
79,09	1,03	0,20	38133	7,42	85	0,79
85,99	1,03	0,18	38133,	7,57	80	1,61
91,56	1,03	0,17	38134	7,69	82	2,21
97,63	1,03	0,16	38134	7,79	84	3,05
102,11	1,03	0,16	38134	7,85	86	1,79
105,33	1,03	0,15	38134	7,89	86	0,78

TABELA A.8 - Resultados para $D_{BI} = 3,2$ mm e ângulo do “swirler” de 80°

L/D = 1		$D_{BI} = 3,2$ mm			Ângulo: 80°	
Vazão de Ar (g/s)	Vazão de Combustível (g/s)	Φ	R_e	S'	Frequência (Hz)	Amplitude (mbar)
42,91	1,03	0,37	38651	22,57	87	0,86
54,59	1,03	0,29	38651	26,14	85	1,40
64,14	1,02	0,25	38129	28,19	86	4,09
75,46	1,02	0,22	38129	29,39	87	1,03
79,27	1,03	0,20	38134	30,19	79	0,50
86,12	1,03	0,18	38476	30,79	80	0,87
91,74	1,03	0,17	38476	31,27	85	1,82
97,64	1,03	0,16	38476	31,65	86	1,42
101,79	1,03	0,16	38476	31,93	89	1,49
104,56	1,03	0,15	38476	32,06	90	0,83

TABELA A.9 - Resultados para $D_{BI} = 7,8$ mm e ângulo do “swirler” de 40°

L/D = 1		$D_{BI} = 7,8$ mm			Ângulo: 40°	
Vazão de Ar (g/s)	Vazão de Combustível (g/s)	Φ	R_e	S'	Frequência (Hz)	Amplitude (mbar)
42,82	1,06	0,38	15963	1,06	89	0,45
54,07	1,05	0,30	15906	1,10	86	0,52
63,40	1,06	0,26	15963	1,12	87	0,53
71,78	1,06	0,23	15963	1,13	74	1,16
78,40	1,05	0,21	15892	1,14	76	2,96
85,01	1,05	0,19	15892	1,14	78	3,03
91,53	1,05	0,18	15892	1,15	79	3,26

TABELA A.10 - Resultados para $D_{BI} = 7,8$ mm e ângulo do “swirler” de 50°

L/D = 1		$D_{BI} = 7,8$ mm			Ângulo: 50°	
Vazão de Ar (g/s)	Vazão de Combustível (g/s)	Φ	R_e	S'	Frequência (Hz)	Amplitude (mbar)
42,78	1,05	0,38	15906	1,79	88	0,75
54,02	1,05	0,30	15919	1,86	70	1,67
63,34	1,05	0,25	15849	1,90	77	3,87
71,79	1,05	0,22	15849	1,92	78	4,95
78,18	1,05	0,21	15849	1,93	78	2,93
84,89	1,05	0,19	15849	1,94	79	3,31
91,51	1,05	0,18	15849	1,94	79	3,38

TABELA A.11 - Resultados para $D_{BI} = 7,8$ mm e ângulo do “swirler” de 60°

L/D = 1		$D_{BI} = 7,8$ mm			Ângulo: 60°	
Vazão de Ar (g/s)	Vazão de Combustível (g/s)	Φ	R_e	S'	Frequência (Hz)	Amplitude (mbar)
42,82	1,06	0,38	16077	3,34	72	0,44
54,22	1,05	0,30	15919	3,48	81	3,45
63,66	1,05	0,25	15919	3,54	82	1,70
72,13	1,05	0,22	15976	3,58	81	1,33
78,22	1,05	0,21	15906	3,60	80	1,49
84,81	1,05	0,19	15906	3,62	81	1,04
91,22	1,05	0,18	15906	3,63	85	0,77

TABELA A.12 - Resultados para $D_{BI} = 7,8$ mm e ângulo do “swirler” de 70°

L/D = 1		$D_{BI} = 7,8$ mm			Ângulo: 70°	
Vazão de Ar (g/s)	Vazão de Combustível (g/s)	Φ	R_e	S'	Frequência (Hz)	Amplitude (mbar)
42,81	1,06	0,38	16091	7,74	86	1,26
54,29	1,05	0,30	15909	8,07	2	0,35
63,76	1,05	0,25	15909	8,21	72	0,81
72,11	1,05	0,22	15909	8,30	76	0,41
79,21	1,05	0,20	15909	8,36	74	0,46
86,07	1,05	0,19	15909	8,40	68	0,61
91,70	1,05	0,18	15919	8,43	81	0,39
97,92	1,05	0,17	15976	8,45	62	0,47
102,17	1,06	0,16	16034	8,46	82	0,33

TABELA A.13 - Resultados para $D_{BI} = 7,8$ mm e ângulo do “swirler” de 80°

L/D = 1		$D_{BI} = 7,8$ mm			Ângulo: 80°	
Vazão de Ar (g/s)	Vazão de Combustível (g/s)	Φ	R_e	S'	Frequência (Hz)	Amplitude (mbar)
43,31	1,07	0,38	16578	31,44	89	1,18
54,24	1,06	0,30	16245	32,75	94	0,28
63,66	1,06	0,26	16120	33,38	77	0,40
72,05	1,06	0,23	16034	33,72	79	0,64
79,21	1,05	0,20	16037	33,96	73	0,85
86,44	1,06	0,19	16151	34,11	77	0,75
91,47	1,06	0,18	16091	34,24	74	0,54
97,11	1,06	0,17	16091	34,33	77	0,45
102,09	1,06	0,16	16080	34,40	71	0,59
105,31	1,06	0,15	16080	34,43	71	0,42

Apêndice A.2 - Resultados para razão L/D = 2TABELA A.14 - Resultados para $D_{BI} = 2,35$ mm e ângulo do “swirler” de 50°

L/D = 2		$D_{BI} = 2,35$ mm			Ângulo: 50°	
Vazão de Ar (g/s)	Vazão de Combustível (g/s)	Φ	R_e	S'	Frequência (Hz)	Amplitude (mbar)
42,73	1,02	0,37	52562	1,13	80	7,09
52,29	1,02	0,30	52599	1,36	80	12,24
60,78	1,02	0,26	52578	1,48	79	7,41
68,94	1,02	0,23	52620	1,57	77	6,16
76,60	1,02	0,20	52578	1,63	76	6,77
83,99	1,02	0,19	52557	1,67	74	6,62
91,00	1,02	0,17	52599	1,71	73	5,07
97,21	1,02	0,16	52578	1,73	72	7,40

TABELA A.15 - Resultados para $D_{BI} = 2,35$ mm e ângulo do “swirler” de 60°

L/D = 2		$D_{BI} = 2,35$ mm			Ângulo: 60°	
Vazão de Ar (g/s)	Vazão de Combustível (g/s)	Φ	R_e	S'	Frequência (Hz)	Amplitude (mbar)
43,13	1,03	0,37	53807	2,11	86	1,46
52,67	1,03	0,30	53283	2,53	87	1,47
61,38	1,03	0,26	53059	2,77	78	6,76
69,53	1,03	0,23	52820	2,93	75	7,95
77,33	1,02	0,20	52578	3,05	77	9,38
84,42	1,02	0,19	52578	3,13	76	7,82
91,33	1,02	0,17	52578	3,19	76	8,45
97,52	1,02	0,16	52578	3,24	75	8,77
103,04	1,02	0,15	52604	3,28	77	2,73

TABELA A.16 - Resultados para $D_{BI} = 2,35$ mm e ângulo do “swirler” de 70°

L/D = 2		$D_{BI} = 2,35$ mm			Ângulo: 70°	
Vazão de Ar (g/s)	Vazão de Combustível (g/s)	Φ	R_e	S'	Frequência (Hz)	Amplitude (mbar)
42,10	1,01	0,37	50919	4,89	88	1,21
54,05	1,01	0,29	50919	5,87	79	3,15
62,63	1,01	0,25	50935	6,44	79	8,32
70,22	1,01	0,22	50935	6,80	79	8,75
77,53	1,01	0,20	51165	7,07	80	11,10
84,32	1,01	0,18	51165	7,26	82	5,85
90,79	1,01	0,17	50955	7,41	84	1,69
96,94	1,01	0,16	50935	7,53	86	0,54
101,91	1,01	0,15	50955	7,62	84	0,94
106,01	1,00	0,15	50635	7,67	80	0,57

TABELA A.17 - Resultados para $D_{BI} = 2,35$ mm e ângulo do “swirler” de 80°

L/D = 2		$D_{BI} = 2,35$ mm			Ângulo: 80°	
Vazão de Ar (g/s)	Vazão de Combustível (g/s)	Φ	R_e	S'	Frequência (Hz)	Amplitude (mbar)
42,36	1,02	0,37	51258	19,72	93	0,84
54,30	1,02	0,29	51485	23,77	86	1,18
62,54	1,02	0,25	51485	26,09	81	2,87
70,34	1,02	0,22	51485	27,60	82	4,55
77,64	1,02	0,20	51485	28,66	82	3,69
84,27	1,01	0,18	51165	29,51	84	5,75
90,85	1,01	0,17	51165	30,12	84	1,60
96,88	1,01	0,16	51165	30,60	712	0,62
102,59	1,01	0,15	51165	30,97	693	0,64
105,53	1,01	0,15	51165	31,14	85	0,88

TABELA A.18 - Resultados para $D_{BI} = 3,2$ mm e ângulo do “swirler” de 50°

L/D = 2		$D_{BI} = 3,2$ mm			Ângulo: 50°	
Vazão de Ar (g/s)	Vazão de Combustível (g/s)	Φ	R_e	S'	Frequência (Hz)	Amplitude (mbar)
42,38	1,06	0,38	39814	1,25	72	1,31
52,19	1,06	0,31	39788	1,46	85	0,98
60,95	1,06	0,27	39788	1,57	81	0,95
68,94	1,06	0,24	39788	1,65	63	0,93
76,46	1,06	0,21	39788	1,70	83	1,29
89,25	1,06	0,18	39788	1,76	65	2,16
90,26	1,06	0,18	39792	1,76	66	3,23

TABELA A.19 - Resultados para $D_{BI} = 3,2$ mm e ângulo do “swirler” de 60°

L/D = 2		$D_{BI} = 3,2$ mm			Ângulo: 60°	
Vazão de Ar (g/s)	Vazão de Combustível (g/s)	Φ	R_e	S'	Frequência (Hz)	Amplitude (mbar)
42,58	1,06	0,38	39826	2,34	89	1,89
52,72	1,06	0,31	39801	2,73	81	1,68
61,17	1,06	0,26	39653	2,95	91	1,90
68,99	1,05	0,23	39311	3,09	71	1,81
76,35	1,04	0,21	38790	3,19	72	5,38
83,28	1,04	0,19	38967	3,26	73	17,89
89,74	1,03	0,18	38619	3,32	73	19,47
96,28	1,03	0,16	38619	3,36	73	11,92

TABELA A.20 - Resultados para $D_{BI} = 3,2$ mm e ângulo do “swirler” de 70°

L/D = 2		$D_{BI} = 3,2$ mm			Ângulo: 70°	
Vazão de Ar (g/s)	Vazão de Combustível (g/s)	Φ	R_e	S'	Frequência (Hz)	Amplitude (mbar)
42,54	1,03	0,37	38797	5,53	87	4,44
54,33	1,03	0,29	38795	6,42	88	0,95
62,74	1,03	0,25	38599	6,92	74	2,70
70,34	1,03	0,22	38599	7,23	76	9,82
77,52	1,02	0,20	38423	7,43	79	11,09
84,31	1,02	0,19	38247	7,60	84	1,26
90,79	1,02	0,17	38247	7,71	83	0,53
96,85	1,02	0,16	38247	7,80	83	0,56
102,37	1,02	0,15	38422	7,87	78	0,53
105,16	1,02	0,15	38422	7,90	88	0,49

TABELA A.21 - Resultados para $D_{BI} = 3,2$ mm e ângulo do “swirler” de 80°

L/D = 2		$D_{BI} = 3,2$ mm			Ângulo: 80°	
Vazão de Ar (g/s)	Vazão de Combustível (g/s)	Φ	R_e	S'	Frequência (Hz)	Amplitude (mbar)
42,78	1,04	0,37	39325	22,40	88	1,57
54,62	1,04	0,29	39330	26,04	87	1,09
63,11	1,04	0,25	39150	28,04	83	0,93
70,89	1,04	0,22	39146	29,28	79	3,52
78,02	1,04	0,20	39146	30,13	83	2,55
85,07	1,04	0,19	39146	30,78	84	2,17
91,47	1,03	0,17	38970	31,29	85	0,96
97,52	1,03	0,16	39128	31,67	715	0,60
103,06	1,02	0,15	38773	32,00	698	0,55
105,86	1,02	0,15	38420	32,16	84	0,79

TABELA A.22 - Resultados para $D_{BI} = 7,8$ mm e ângulo do “swirler” de 40°

L/D = 2		$D_{BI} = 7,8$ mm			Ângulo: 40°	
Vazão de Ar (g/s)	Vazão de Combustível (g/s)	Φ	R_e	S'	Frequência (Hz)	Amplitude (mbar)
40,98	1,07	0,40	16758	1,05	86	0,78
52,21	1,07	0,31	16681	1,10	87	0,68
61,21	1,07	0,27	16606	1,12	75	1,76
69,52	1,07	0,24	16606	1,13	77	2,22
77,43	1,07	0,21	16529	1,14	75	3,80
84,84	1,06	0,19	16470	1,14	75	3,74
91,90	1,06	0,18	16410	1,15	75	4,52

TABELA A.23 - Resultados para $D_{BI} = 7,8$ mm e ângulo do “swirler” de 50°

L/D = 2		$D_{BI} = 7,8$ mm			Ângulo: 50°	
Vazão de Ar (g/s)	Vazão de Combustível (g/s)	Φ	R_e	S'	Frequência (Hz)	Amplitude (mbar)
40,66	1,06	0,40	16293	1,78	85	0,95
51,84	1,06	0,31	16293	1,86	84	5,15
60,64	1,06	0,27	16293	1,89	69	0,89
68,98	1,06	0,24	16293	1,91	74	0,94
76,71	1,06	0,21	16161	1,93	78	0,74
83,94	1,06	0,19	16161	1,94	81	0,69
90,74	1,06	0,18	16163	1,94	69	2,40

TABELA A.24 - Resultados para $D_{BI} = 7,8$ mm e ângulo do “swirler” de 60°

L/D = 2		$D_{BI} = 7,8$ mm			Ângulo: 60°	
Vazão de Ar (g/s)	Vazão de Combustível (g/s)	Φ	R_e	S'	Frequência (Hz)	Amplitude (mbar)
42,31	1,06	0,38	16191	3,33	84	4,84
52,45	1,06	0,31	16322	3,47	87	0,93
61,01	1,06	0,27	16238	3,54	66	0,44
70,22	1,06	0,23	16296	3,58	67	0,57
77,46	1,06	0,21	16189	3,60	73	1,60
84,31	1,07	0,19	16365	3,62	76	0,91
91,05	1,07	0,18	16377	3,63	74	0,86
97,37	1,07	0,17	16367	3,64	77	0,65

TABELA A.25 - Resultados para $D_{BI} = 7,8$ mm e ângulo do “swirler” de 70°

L/D = 2		$D_{BI} = 7,8$ mm			Ângulo: 70°	
Vazão de Ar (g/s)	Vazão de Combustível (g/s)	Φ	R_e	S'	Frequência (Hz)	Amplitude (mbar)
42,33	1,07	0,39	16591	7,71	89	0,70
52,72	1,06	0,31	16351	8,06	79	0,44
61,88	1,06	0,26	16411	8,21	79	2,17
69,99	1,06	0,23	16411	8,30	82	2,96
77,36	1,06	0,21	16411	8,36	85	3,53
84,42	1,06	0,19	16411	8,40	87	0,80
91,31	1,06	0,18	16411	8,43	84	0,85
97,50	1,07	0,17	16530	8,45	81	0,74
102,83	1,07	0,16	16530	8,46	83	0,49
106,07	1,06	0,15	16411	8,47	677	0,42

TABELA A.26 - Resultados para $D_{BI} = 7,8$ mm e ângulo do “swirler” de 80°

L/D = 2		$D_{BI} = 7,8$ mm			Ângulo: 80°	
Vazão de Ar (g/s)	Vazão de Combustível (g/s)	Φ	R_e	S'	Frequência (Hz)	Amplitude (mbar)
42,87	1,08	0,39	16977	31,35	93	0,48
54,80	1,08	0,30	16820	32,70	84	0,73
63,59	1,08	0,26	16820	33,34	83	2,51
71,45	1,08	0,23	16820	33,71	85	5,09
78,59	1,08	0,21	16743	33,94	87	2,79
85,71	1,07	0,19	16683	34,12	87	0,51
92,25	1,06	0,18	16563	34,26	88	0,59
98,69	1,06	0,16	16502	34,36	709	0,40
103,11	1,06	0,16	16502	34,42	697	0,57
106,21	1,05	0,15	16370	34,47	682	0,55

Apêndice A.3 - Resultados para razão $L/D = 3$

TABELA A.27 - Resultados para $D_{BI} = 2,35$ mm e ângulo do “swirler” de 50°

L/D = 3		$D_{BI} = 2,35$ mm			Ângulo: 50°	
Vazão de Ar (g/s)	Vazão de Combustível (g/s)	Φ	R_e	S'	Frequência (Hz)	Amplitude (mbar)
44,89	1,10	0,38	56496	1,11	82	5,66
55,70	1,09	0,30	55979	1,32	73	1,54
64,89	1,09	0,26	55979	1,45	74	4,49
73,18	1,09	0,23	55724	1,53	73	3,98
79,46	1,09	0,21	55724	1,59	69	3,68
85,94	1,09	0,20	55724	1,64	68	2,81
92,22	1,09	0,18	55724	1,68	68	3,06

TABELA A.28 - Resultados para $D_{BI} = 2,35$ mm e ângulo do “swirler” de 60°

L/D = 3		$D_{BI} = 2,35$ mm			Ângulo: 60°	
Vazão de Ar (g/s)	Vazão de Combustível (g/s)	Φ	R_e	S'	Frequência (Hz)	Amplitude (mbar)
43,90	1,08	0,38	54849	2,06	84	0,77
55,04	1,08	0,30	55092	2,46	81	1,00
64,35	1,08	0,26	55092	2,70	64	1,25
72,61	1,08	0,23	55092	2,87	63	2,24
78,14	1,02	0,20	51729	3,05	67	6,21
84,67	1,02	0,18	51729	3,13	69	12,36
91,13	1,02	0,17	51708	3,19	69	5,04
97,53	1,02	0,16	51729	3,24	73	1,92

TABELA A.29 - Resultados para $D_{BI} = 2,35$ mm e ângulo do “swirler” de 70°

L/D = 3		$D_{BI} = 2,35$ mm			Ângulo: 70°	
Vazão de Ar (g/s)	Vazão de Combustível (g/s)	Φ	R_e	S'	Frequência (Hz)	Amplitude (mbar)
44,09	1,01	0,35	51184	5,08	83	2,31
55,39	1,01	0,28	50917	5,98	84	1,23
64,52	1,01	0,24	50938	6,49	64	1,25
73,14	1,01	0,21	50938	6,85	69	3,05
79,97	1,01	0,19	50938	7,09	70	1,87
85,95	1,00	0,18	50617	7,30	75	1,44
91,94	1,01	0,17	51184	7,42	79	0,74
98,07	1,01	0,16	51412	7,54	75	0,55
101,83	1,01	0,15	51412	7,61	80	0,41
104,82	1,01	0,15	51433	7,65	72	0,37

TABELA A.30 - Resultados para $D_{BI} = 2,35$ mm e ângulo do “swirler” de 80°

L/D = 3		$D_{BI} = 2,35$ mm			Ângulo: 80°	
Vazão de Ar (g/s)	Vazão de Combustível (g/s)	Φ	R_e	S'	Frequência (Hz)	Amplitude (mbar)
44,33	1,01	0,35	51417	20,64	83	2,88
55,50	1,01	0,28	51097	24,37	84	0,86
64,66	1,01	0,24	51093	26,48	69	0,76
70,82	1,00	0,22	50846	27,54	73	1,22
79,98	1,00	0,19	50846	28,91	72	1,02
86,74	1,00	0,18	50846	29,65	74	0,80
91,15	1,01	0,17	51093	30,22	80	0,58
96,87	1,00	0,16	50862	30,69	79	0,75
101,07	1,01	0,15	51093	30,97	81	0,49
104,13	1,01	0,15	51072	31,15	80	0,35

TABELA A.31 - Resultados para $D_{BI} = 3,2$ mm e ângulo do “swirler” de 50°

L/D =3		$D_{BI} = 3,2$ mm			Ângulo: 50°	
Vazão de Ar (g/s)	Vazão de Combustível (g/s)	Φ	R_e	S'	Frequência (Hz)	Amplitude (mbar)
44,30	1,06	0,37	39648	1,29	85	0,79
55,37	1,06	0,29	39482	1,48	78	1,70
64,68	1,06	0,25	39472	1,58	78	1,13
73,08	1,06	0,22	39472	1,65	74	0,90
79,12	1,06	0,21	39472	1,70	75	1,10
85,80	1,06	0,19	39472	1,74	61	1,05
92,17	1,06	0,18	39472	1,76	58	1,16

TABELA A.32 - Resultados para $D_{BI} = 3,2$ mm e ângulo do “swirler” de 60°

L/D =3		$D_{BI} = 3,2$ mm			Ângulo: 60°	
Vazão de Ar (g/s)	Vazão de Combustível (g/s)	Φ	R_e	S'	Frequência (Hz)	Amplitude (mbar)
44,43	1,06	0,37	39485	2,42	80	0,79
55,55	1,06	0,29	39482	2,77	82	2,13
64,69	1,06	0,25	39482	2,96	80	1,28
73,12	1,06	0,22	39482,26	3,09	51	0,60
78,98	1,06	0,21	39482	3,18	60	0,76
85,55	1,06	0,19	39482	3,25	62	0,73
91,82	1,06	0,18	39482	3,30	59	1,16
98,29	1,06	0,17	39482	3,34	67	2,09

TABELA A.33 - Resultados para $D_{BI} = 3,2$ mm e ângulo do “swirler” de 70°

L/D = 3		$D_{BI} = 3,2$ mm			Ângulo: 70°	
Vazão de Ar (g/s)	Vazão de Combustível (g/s)	Φ	R_e	S'	Frequência (Hz)	Amplitude (mbar)
44,44	1,06	0,37	39661	5,61	83	1,60
55,61	1,06	0,29	39661	6,41	82	0,94
64,87	1,06	0,25	39482	6,87	79	1,09
73,27	1,06	0,22	39482	7,17	79	1,07
80,23	1,06	0,20	39661	7,38	74	1,83
87,02	1,06	0,19	39482	7,53	72	1,85
92,39	1,06	0,18	39482	7,65	71	1,40
98,29	1,05	0,16	39148	7,76	71	0,91
102,13	1,05	0,16	39326	7,82	71	1,08
105,20	1,05	0,15	39326	7,86	66	1,08

TABELA A.34 - Resultados para $D_{BI} = 3,2$ mm e ângulo do “swirler” de 80°

L/D = 3		$D_{BI} = 3,2$ mm			Ângulo: 80°	
Vazão de Ar (g/s)	Vazão de Combustível (g/s)	Φ	R_e	S'	Frequência (Hz)	Amplitude (mbar)
45,03	1,08	0,37	41105	22,58	80	1,43
56,11	1,07	0,29	40379	25,98	80	1,40
65,08	1,06	0,25	39842	27,92	75	0,94
73,43	1,06	0,22	39842	29,14	75	2,83
80,04	1,05	0,20	39501	30,06	75	3,88
87,01	1,05	0,19	39523	30,70	73	2,16
93,27	1,05	0,17	39523	31,17	76	1,27
97,94	1,05	0,17	39523	31,56	74	2,21
102,04	1,05	0,16	39523	31,79	73	1,31
105,05	1,05	0,15	39523	31,94	74	1,00

TABELA A.35 - Resultados para $D_{BI} = 7,8$ mm e ângulo do “swirler” de 40°

L/D = 3		$D_{BI} = 7,8$ mm			Ângulo: 40°	
Vazão de Ar (g/s)	Vazão de Combustível (g/s)	Φ	R_e	S'	Frequência (Hz)	Amplitude (mbar)
36,07	1,05	0,45	15939	1,02	87	0,34
48,80	1,06	0,33	15996	1,09	74	1,22
58,84	1,06	0,28	15996	1,12	79	2,30
67,68	1,06	0,24	15996	1,13	32	0,60
75,80	1,06	0,21	15996	1,14	75	1,18
82,16	1,06	0,20	15996	1,15	78	1,15
88,82	1,06	0,18	15996	1,16	71	0,96

TABELA A.36 - Resultados para $D_{BI} = 7,8$ mm e ângulo do “swirler” de 50°

L/D = 3		$D_{BI} = 7,8$ mm			Ângulo: 50°	
Vazão de Ar (g/s)	Vazão de Combustível (g/s)	Φ	R_e	S'	Frequência (Hz)	Amplitude (mbar)
36,25	1,05	0,45	15999	1,73	85	0,21
48,61	1,05	0,33	15872	1,85	80	1,36
58,75	1,05	0,27	15872	1,89	81	2,20
67,70	1,05	0,24	15872	1,92	81	2,03
75,74	1,05	0,21	15814	1,94	84	0,96
82,35	1,05	0,20	15884	1,95	59	0,66
88,75	1,05	0,18	15814	1,96	59	0,67

TABELA A.37 - Resultados para $D_{BI} = 7,8$ mm e ângulo do “swirler” de 60°

L/D = 3		$D_{BI} = 7,8$ mm			Ângulo: 60°	
Vazão de Ar (g/s)	Vazão de Combustível (g/s)	Φ	R_e	S'	Frequência (Hz)	Amplitude (mbar)
36,86	1,05	0,44	16024	3,25	88	0,66
49,01	1,06	0,33	16124	3,44	84	0,78
59,28	1,06	0,28	16067	3,54	86	0,64
68,58	1,06	0,24	16067	3,59	74	0,44
75,76	1,06	0,22	16067	3,62	74	0,42
82,76	1,06	0,20	16067	3,64	66	0,81
88,92	1,06	0,18	16067	3,65	69	1,70

TABELA A.38 - Resultados para $D_{BI} = 7,8$ mm e ângulo do “swirler” de 70°

L/D = 3		$D_{BI} = 7,8$ mm			Ângulo: 70°	
Vazão de Ar (g/s)	Vazão de Combustível (g/s)	Φ	R_e	S'	Frequência (Hz)	Amplitude (mbar)
36,60	1,05	0,44	15954	7,53	87	0,95
48,89	1,05	0,33	15954	8,00	83	0,49
59,18	1,05	0,27	15954	8,21	93	0,42
68,01	1,05	0,24	15954	8,32	69	0,67
76,22	1,04	0,21	15896	8,39	72	1,37
81,83	1,04	0,20	15837	8,44	77	0,35
88,31	1,04	0,18	15837	8,48	78	0,49
94,57	1,04	0,17	15896	8,50	81	0,40
100,41	1,06	0,16	16138	8,52	70	0,46

TABELA A.39 - Resultados para $D_{BI} = 7,8$ mm e ângulo do “swirler” de 80°

L/D = 3		$D_{BI} = 7,8$ mm			Ângulo: 80°	
Vazão de Ar (g/s)	Vazão de Combustível (g/s)	Φ	R_e	S'	Frequência (Hz)	Amplitude (mbar)
37,45	1,08	0,44	16707	30,43	87	1,30
49,66	1,02	0,32	15662	32,68	90	0,73
59,79	1,05	0,27	16026	33,37	70	0,43
69,23	1,05	0,23	16026	33,84	80	0,39
76,40	1,07	0,22	16315	34,07	75	0,48
81,75	1,07	0,20	16324	34,28	81	0,37
88,09	1,09	0,19	16684	34,40	77	0,30
94,12	1,07	0,18	16371	34,53	75	0,36
100,02	1,07	0,16	16256	34,63	85	0,31
104,89	1,07	0,16	16371	34,68	604	0,44

Apêndice B - Resultados para o Cálculo do Número de “Swirl”

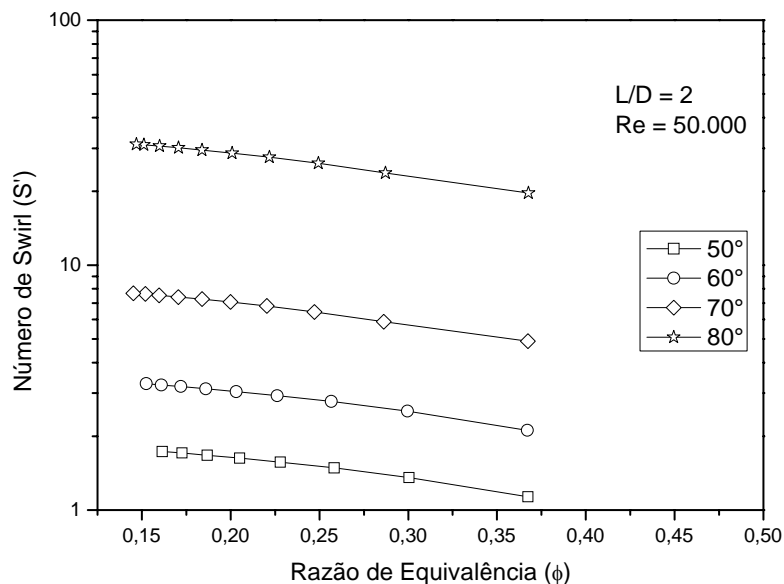


FIGURA B.1 - Efeito da variação da razão de equivalência sobre o número de “swirl” para razão

$L/D = 2$ e $Re = 50.000$

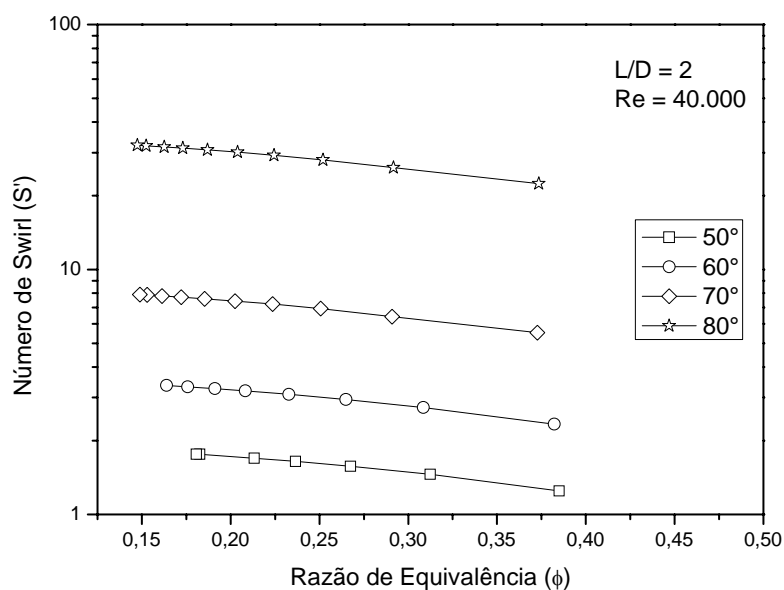


FIGURA B.2 - Efeito da variação da razão de equivalência sobre o número de “swirl” para razão

$L/D = 2$ e $Re = 40.000$

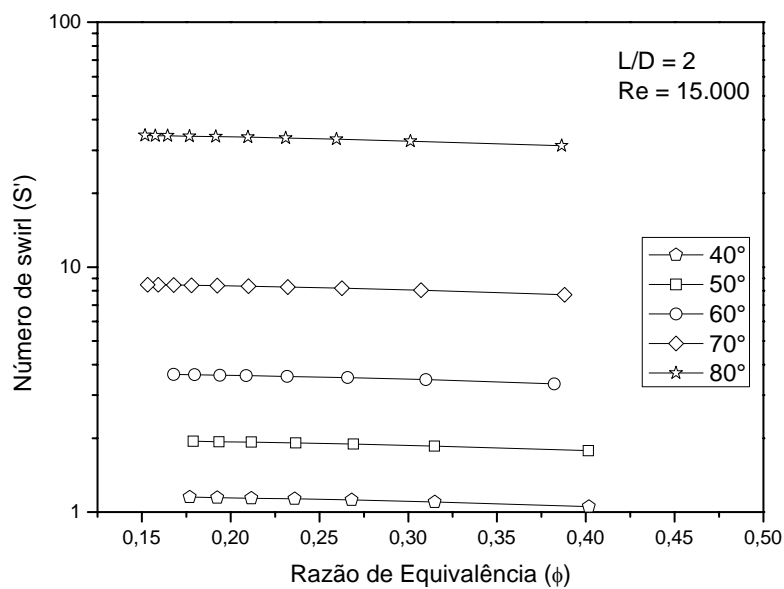


FIGURA B.3 - Efeito da variação da razão de equivalência sobre o número de “swirl” para razão

$L/D = 2$ e $Re = 15.000$

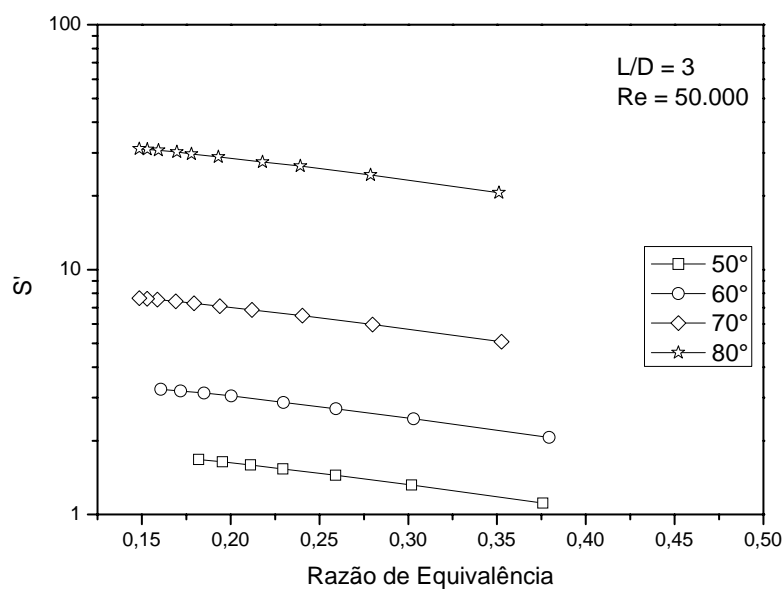


FIGURA B.4 - Efeito da variação da razão de equivalência sobre o número de “swirl” para razão

$L/D = 3$ e $Re = 50.000$

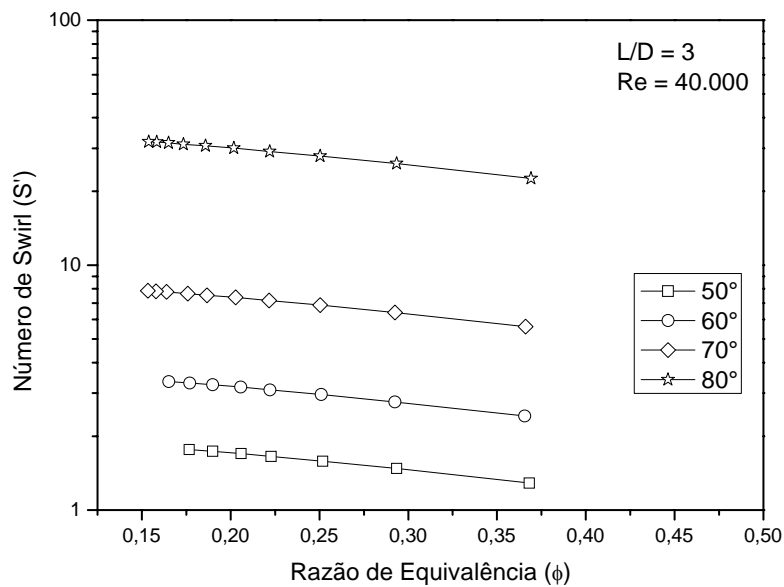


FIGURA B.5 - Efeito da variação da razão de equivalência sobre o número de “swirl” para razão

$L/D = 3$ e $Re = 40.000$

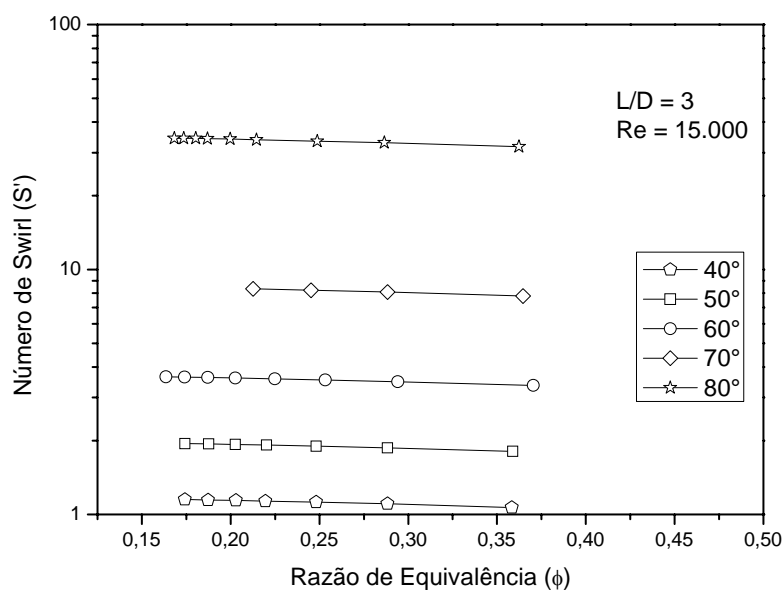


FIGURA B.6 - Efeito da variação da razão de equivalência sobre o número de “swirl” para razão

$L/D = 3$ e $Re = 15.000$

FOLHA DE REGISTRO DO DOCUMENTO

1. CLASSIFICAÇÃO/TIPO <p style="text-align: center;">TM</p>	2. DATA <p style="text-align: center;">12 de julho de 2007</p>	3. DOCUMENTO N° <p style="text-align: center;">CTA/ITA-IEA/TM-001/2007</p>	4. N° DE PÁGINAS <p style="text-align: center;">123</p>
5. TÍTULO E SUBTÍTULO: Detecção de instabilidades termoacústicas em câmaras de combustão do Tipo RQL para aplicação em turbinas a gás			
6. AUTOR(ES): Dener Silva de Almeida			
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: Combustão, Turbinas a Gás, Instabilidade de Combustão			
9. PALAVRAS-CHAVE RESULTANTES DE INDEXAÇÃO: Câmaras de combustão; Turbinas a gás; Estabilidade de combustão; Injeção de combustível; Motores de combustão interna; Engenharia mecânica			
10. APRESENTAÇÃO: ITA, São José dos Campos, 2007 123páginas			
		X Nacional	Internacional
11. RESUMO: <p>O objetivo do seguinte trabalho é um novo modelo de câmara de combustão do tipo RQL (“Rich-Quench-Lean” na língua inglesa) para turbinas a gás. A combustão acontece em duas fases; a primeira com deficiência de oxidante ou rica em combustível, e a segunda é pobre em combustível. Esta estrutura de combustão permite a conciliação de baixas emissões de NO_x e produtos de combustão de oxidação parcial, como monóxido de carbono, hidrocarbonetos não queimados e fuligem. A idéia dos combustores RQL tradicionais é a injeção estagiada de combustíveis através da câmara, criando algumas regiões de combustão desfavoráveis à formação do NO_x. Mas no novo conceito aqui proposto, essas condições não favoráveis à formação do NO_x são alcançadas através do controle da dinâmica da mistura entre os reagentes no interior da câmara, favorecendo algumas vantagens em relação ao processo RQL tradicional. Entretanto, para a combustão pobre na câmara secundária, dependendo dos parâmetros de operação, algumas oscilações acústicas ocorrem. Portanto, o presente trabalho trata da influência desses parâmetros operacionais: razão de equivalência, número de Reynolds do jato de combustível, número de “swirl”, e razão comprimento/diâmetro da câmara primária (L/D), sobre as instabilidades acústicas. Os resultados mostram que aumentando o número de “swirl”, e reduzindo o número de Reynolds do jato combustível, as oscilações de combustão podem ser atenuadas. Além disso, a mais alta razão L/D investigada foi 3, e para esta situação bons resultados foram observados para atenuação de instabilidades. Apesar das dificuldades para entender o complexo fenômeno de instabilidade de combustão, este trabalho apresenta algumas recomendações para controlar as oscilações em câmaras de combustão do tipo RQL para turbinas a gás.</p>			
12. GRAU DE SIGILO: (X) OSTENSIVO () RESERVADO () CONFIDENCIAL () SECRETO			

Livros Grátis

(<http://www.livrosgratis.com.br>)

Milhares de Livros para Download:

[Baixar livros de Administração](#)

[Baixar livros de Agronomia](#)

[Baixar livros de Arquitetura](#)

[Baixar livros de Artes](#)

[Baixar livros de Astronomia](#)

[Baixar livros de Biologia Geral](#)

[Baixar livros de Ciência da Computação](#)

[Baixar livros de Ciência da Informação](#)

[Baixar livros de Ciência Política](#)

[Baixar livros de Ciências da Saúde](#)

[Baixar livros de Comunicação](#)

[Baixar livros do Conselho Nacional de Educação - CNE](#)

[Baixar livros de Defesa civil](#)

[Baixar livros de Direito](#)

[Baixar livros de Direitos humanos](#)

[Baixar livros de Economia](#)

[Baixar livros de Economia Doméstica](#)

[Baixar livros de Educação](#)

[Baixar livros de Educação - Trânsito](#)

[Baixar livros de Educação Física](#)

[Baixar livros de Engenharia Aeroespacial](#)

[Baixar livros de Farmácia](#)

[Baixar livros de Filosofia](#)

[Baixar livros de Física](#)

[Baixar livros de Geociências](#)

[Baixar livros de Geografia](#)

[Baixar livros de História](#)

[Baixar livros de Línguas](#)

[Baixar livros de Literatura](#)
[Baixar livros de Literatura de Cordel](#)
[Baixar livros de Literatura Infantil](#)
[Baixar livros de Matemática](#)
[Baixar livros de Medicina](#)
[Baixar livros de Medicina Veterinária](#)
[Baixar livros de Meio Ambiente](#)
[Baixar livros de Meteorologia](#)
[Baixar Monografias e TCC](#)
[Baixar livros Multidisciplinar](#)
[Baixar livros de Música](#)
[Baixar livros de Psicologia](#)
[Baixar livros de Química](#)
[Baixar livros de Saúde Coletiva](#)
[Baixar livros de Serviço Social](#)
[Baixar livros de Sociologia](#)
[Baixar livros de Teologia](#)
[Baixar livros de Trabalho](#)
[Baixar livros de Turismo](#)